

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté de génie
Département de génie mécanique

RÉDUCTION DE LA TRAÎNÉE
AÉRODYNAMIQUE ET
REFROIDISSEMENT D'UN TRICYCLE
HYBRIDE PAR OPTIMISATION
PARAMÉTRIQUE

Thèse de doctorat
Spécialité : génie mécanique

Thomas DRIANT

Jury : Hachimi FELLOUAH (directeur)
Stéphane MOREAU (co-directeur)
Alain DESROCHERS (rapporteur)
David LAROCHE
François MORENCY

RÉSUMÉ

La réduction de la traînée aérodynamique des véhicules dans un objectif de diminution de la consommation énergétique est en plein essor aussi bien pour les véhicules électriques que thermiques. Cette étude porte sur un tricycle à motorisation hybride dont la forme et le comportement aérodynamique sont à la frontière entre une motocyclette et une automobile. L'étude s'inspire des avancées scientifiques sur ces deux types de véhicules en matière d'aérodynamique. L'objectif principal est de réduire la traînée aérodynamique du véhicule par des modifications de l'enveloppe externe tout en assurant le refroidissement du moteur thermique et des composants de la chaîne électrique. On développe une optimisation topologique de la position des échangeurs sur le tricycle, on conçoit et fabrique un prototype en fonction des résultats d'optimisation. Ensuite, on valide le prototype par des essais en soufflerie et on caractérise son aérodynamique ainsi que la sensibilité de la traînée du véhicule suivant des paramètres comme la vitesse, l'angle de lacet, etc. Enfin, l'étude s'oriente vers une approche d'optimisation globale multidisciplinaire permettant d'atteindre l'objectif principal en fonction des contraintes ayant trait au projet.

Mots-clés : Traînée aérodynamique, CFD, MDO, optimisation paramétrique, algorithme génétique, tricycle

REMERCIEMENTS

Je souhaite tout d'abord remercier ma conjointe Clémence pour son soutien inconditionnel durant ces trois années et demi de thèse.

Je remercie aussi mes directeurs Stéphane Moreau et Hachimi Fellouah pour leur suivi et support tout au long de l'étude. Ainsi que pour leurs commentaires et vision qui m'ont permis de maintenir un équilibre entre les portions industrielle et universitaire.

Je tiens également à remercier Alain Desrochers et Patrick Quirion pour leurs conseils et leur supervisions tout au long du projet. Ainsi que pour leur appui dans les choix importants qui ont été fait au cours de la présente étude

Je remercie plus particulièrement toutes les personnes du Centre de Technologies Avancées que j'ai eu la chance de côtoyer durant mes études. Les ingénieurs, pour leur support et appui dans le développement et l'orientation de l'étude. Les techniciens, pour leur joyeuse ambiance et leurs grandes compétences dans la résolution des problèmes du quotidien. Enfin, les membres du groupe CFD, Mor talla et Caroline avec lesquels j'ai pu échanger et confronter mes idées tout au long de cette thèse.

TABLE DES MATIÈRES

1	Introduction	1
1.1	Contexte	1
1.2	Problématique et objectifs	2
2	Etat de l'art	5
2.1	Introduction	5
2.2	Aérodynamique des véhicules	7
2.2.1	Concepts globaux	7
2.2.2	Aérodynamique automobile	14
2.2.3	Aérodynamique des motocyclettes	23
2.3	Échangeurs de chaleur	26
2.3.1	Modes de transfert thermique	26
2.3.2	Caractéristiques des types d'échangeurs de chaleur	30
2.3.3	Les échangeurs automobiles et leurs modélisations	35
2.4	Modélisation numérique	38
2.4.1	Introduction aux modèles CFD	39
2.4.2	Les étapes de construction du modèle	41
2.4.3	Modélisation numérique d'un groupe de refroidissement	51
2.5	MDO et optimisation paramétrique	54
2.5.1	Notions d'optimisation	55
2.5.2	MDO	56
2.5.3	Les plans d'expériences	58
2.5.4	La reconstruction ou approximation	61
2.5.5	L'optimisation	66
2.6	Méthodes expérimentales	69
2.6.1	Soufflerie	70
2.6.2	Tests extérieurs et décélération	71
3	Méthologie et modèles numériques	73
3.1	Méthodologie de l'étude	73
3.2	Construction du modèle numérique	74
3.2.1	CAO	74
3.2.2	Modèle CFD	75
3.3	Modélisations des échangeurs	84
3.3.1	Modèle de [Ng <i>et al.</i> , 2005]	85
3.3.2	Évaluation du modèle	88
3.4	Conclusions sur la méthodologie et les outils utilisés	89
4	Optimisation topologique	91
4.1	Contexte de l'optimisation	91
4.2	Définition des besoins de refroidissement	92

4.2.1	Refroidissement de la boucle de motorisation électrique	92
4.2.2	Refroidissement de la boucle de motorisation thermique	93
4.3	Contexte, contraintes d'optimisation et construction du prototype P09 . . .	96
4.3.1	Contexte	96
4.3.2	Contraintes d'optimisation	97
4.3.3	Construction	99
4.4	Présentation des configurations et de la matrice de comparaison	100
4.4.1	Configuration d'échangeur #1 (jaune)	100
4.4.2	Configuration d'échangeur #2 (rouge)	101
4.4.3	Configuration d'échangeur # 3 (violet)	106
4.4.4	Configuration d'échangeur # 4 (rouge)	112
4.4.5	Configuration d'échangeur # 5 (bleu ciel)	112
4.4.6	Configuration d'échangeur # 6 (bleu marine)	115
4.4.7	Matrice de comparaison	119
4.5	Caractérisation de la solution retenue	120
4.6	Conclusions	125
5	Caractérisations expérimentales et validations numériques des tricycles	127
5.1	Essais dans la soufflerie du CNRC	127
5.1.1	Plan de tests	128
5.1.2	Description du protocole d'essai	129
5.1.3	Analyse des résultats	142
5.1.4	Conclusion des essais	158
5.2	Validation des modèles numériques	158
5.2.1	Véhicule référence numérique	158
5.2.2	Véhicule P09 numérique	178
5.2.3	Conclusion sur les aptitudes de la simulation	188
6	Optimisation Paramétrique	189
6.1	Cas de validation, corps d'Ahmed	189
6.1.1	Présentation du cas	189
6.1.2	Construction du modèle CFD et domaine de validité du modèle . .	192
6.1.3	Construction de l'architecture d'optimisation	199
6.1.4	Tests des différentes méthodes de reconstruction des surfaces de ré- ponse	201
6.1.5	Optimisation	204
6.1.6	Conclusions sur le cas de validation	205
6.2	Architecture d'optimisation du P09	205
6.2.1	Construction CAO	206
6.2.2	Identification des limites thermiques en fonction de la stratégie de contrôle	211
6.2.3	Résolution CFD	212
6.2.4	Calcul de la puissance thermique rejetée par les radiateurs	213
6.3	MDO	214
6.3.1	Plan d'expériences et résultats	214

6.3.2	Méthodes de reconstruction	221
6.3.3	Optimisation	223
6.3.4	Conclusion sur l'optimisation	239
7	Conclusions et perspectives	241
A	Annexes	247
A.1	Annexes : données techniques	247
A.1.1	Données initiales de refroidissement	247
A.1.2	Pompes PCA 12V	248
A.1.3	Propriétés de l'échangeur P09 et carte de dissipation	249
A.1.4	Données scanivalve	250
A.1.5	Propriétés des anémomètres	250
A.1.6	Propriétés des accéléromètres	252
A.1.7	Données du ventilateur	253
A.1.8	Propriétés du e-daq	254
A.1.9	Propriétés du capteur optique	255
A.2	Annexes : compléments de résultats	256
A.2.1	Position des capteurs de pression sur le P09	256
A.2.2	Évolution des C_p en fonction de la vitesse sur le P09	259
A.2.3	Position des capteurs de pression sur le VR	261
A.2.4	Présentation du plan d'expériences et des résultats	263
A.3	Liste des publications	266
	LISTE DES RÉFÉRENCES	267

LISTE DES FIGURES

1.1	Évolution des émissions de CO ₂ en fonction du type de combustible (a) et répartition des émissions de CO ₂ par secteur d'activité (b), source [IEA, 2011].	1
2.1	Variation de la résistance au roulement et de la traînée aérodynamique en fonction de la vitesse du tricycle pour une évolution de vitesse lente. [Source interne]	6
2.2	Représentation des forces aérodynamiques sur un tricycle(à titre indicatif).	8
2.3	Évolution de la vitesse à la paroi illustrant le décollement de la couche limite.	10
2.4	Répartition typique des variations de contributions à la traînée aérodynamique d'une automobile selon [Katz, 1995] (a); Localisation des zones fortement génératrices de traînée selon [Hucho, 1998],(b).	13
2.5	Répartition de la traînée aérodynamique d'un tricycle de série par composant, [Driant, 2012].	14
2.6	Géométrie (a) et résultats (b) de l'utilisation d'une plaque de séparation sur le corps d'Ahmed par [Gilliéron et Kourta, 2009].	16
2.7	Exemple d'évolution du temps par tour en fonction des améliorations automobiles, [Zhang <i>et al.</i> , 2006].	17
2.8	Influence de la traînée interne illustrée pour différents arrangements d'échangeur (a) et influence de l'inclinaison d'un échangeur sur l'échange thermique (b).	20
2.9	Utilisation des conduites NACA sur un véhicule de course (a) et illustration de l'interaction des écoulements internes et externes (b).	22
2.10	Influence de la taille du pilote (a) et de l'angle du parebrise (b) sur les motocyclettes.	25
2.11	Traduction du schéma illustrant la méthode de conception d'échangeur proposée par [Shah, 1981]	34
2.12	Géométrie d'un radiateur automobile	36
2.13	Géométrie générale d'un échangeur automobile à tube plat en vue de face (a) et en vue de coupe (b) selon [Park et Jacobi, 2008].	37
2.14	Logique de construction et de validation d'un modèle CFD	41
2.15	Graphique du calcul de la perte de charge d'un système de refroidissement sous star CCM+ en fonction du nombre de mailles pour un maillage polyédrique et tétraédrique [Peric, 2004].	44
2.16	Illustration de la couche limite turbulente expérimentale (ligne rouge) et des fonctions du modèle physique pour prédire la vitesse à la paroi u^+ en fonction de la distance à la paroi y^+ , [Adapco, 2010].	48
2.17	Comparaison entre les données expérimentales de [Schlichting <i>et al.</i> , 2000] et le modèle de turbulence [Wolfshtein, 1969].	49

2.18	Illustration des travaux de MDO sur la tuyère du X33 [Zang et Green, 1999]; schéma des paramètres géométriques de la tuyère (a). Graphique comparatif de la réduction du ratio poids/poussée en fonction de l'approche uni ou multi disciplinaire (b).	57
2.19	Dallage flou par un réseau de fonction à base radiale, [Morere, 2001].	63
2.20	Réseau à une seule couche cachée [Morere, 2001].	63
2.21	Comparaison d'une même fonction approximée par RBF (à gauche) et par EBF (à droite).	64
2.22	Estimation du sinus cardinal à partir d'une grille irrégulière : par une interpolation linéaire basée sur l'inverse des distances (a), par la méthode de Krigeage ordinaire(b).	65
2.23	Classification des méthodes d'optimisation selon [Collette et Siarry, 2002].	66
2.24	Structure du NSGA présentée par [Soulat, 2010].	68
2.25	Schémas de souffleries à circuit ouvert et à circuit fermé (a) et de méthodes de reproduction d'un sol en mouvement(b) d'après [Katz, 1995]	70
2.26	Présentation du projet Drivaer, modèle en place dans la soufflerie (a) et représentation de la géométrie simplifiée avec les éléments sous capot (b) d'après [Mack <i>et al.</i> , 2012].	71
3.1	Résultats expérimentaux de ΔP en fonction de la vitesse du radiateur P09 (a) et validation de la simulation CFD utilisant les coefficients basés sur l'expérimental (b).	81
3.2	Visualisation des résultats pour la validation du modèle double flux pour une vitesse d'air uniforme de 8 m/s et un débit de liquide de 7 l/min, champs de vitesse (a) et de température (b).	82
3.3	Comparaison des performances expérimentale et numérique du ventilateur P09 (a) et visualisation du champ de vitesse en simulation (b).	83
3.4	Domaine fluide en condition routière avec ses conditions aux limites.	84
3.5	Erreur relative des modèles [Ng <i>et al.</i> , 2005] en comparaison des données expérimentales du fournisseur.	88
4.1	Puissance de refroidissement du MCI par palier de vitesse (a) et performance de la pompe associée(b), données expérimentales du fournisseur.	94
4.2	Interpolation de la puissance MCI à refroidir (a) et du débit de la pompe à eau (b) à partir des données expérimentales du fournisseur.	94
4.3	Stratégie hybride pour un 0 à 140 km/h avec une consigne à la roue de 500 N/m.	95
4.4	Position des échangeurs dans les six configurations testées.	101
4.5	Géométrie pour la conception et présentation des radiateurs disponibles chez l'industriel.	102
4.6	Géométrie (a) et champ de vitesse de l'itération 1 (b) de la configuration# 2.	102
4.7	Géométrie et champ de vitesse de l'itération 3 de la configuration # 2 avec optimisations diverses.	104
4.8	Géométrie et champ de vitesse sans optimisation de l'itération 3 configuration # 2.	105

4.9	Illustrations de l'écoulement sortant de l'échangeur gauche et du coefficient de pression autour de la jambe du pilote dans les conditions non-optimisées (a) et optimisées (b).	105
4.10	Champ de vitesse sans optimisation de l'itération 3 configuration# 2 avec un angle d'incidence (a) et tricycle touring 2014 (b)	106
4.11	Radiateur du prototype touring adaptable.	107
4.12	Vitesse dans le plan de symétrie entrant dans le radiateur électrique.	108
4.13	Plan de vitesse en entrée de radiateur électrique dans la conduite NACA.	109
4.14	Lignes de courant à travers les radiateurs dans la configuration # 3 à l'itération 2.	109
4.15	Géométrie des échangeurs, coefficient de pression sur la face avant (a) et vitesse en entrée du radiateur arrière(b).	111
4.16	Collision dos d'âne de 60 mm à 10 km/h.	111
4.17	Géométrie (a) et coefficient de pression (b) sur la face avant de la première itération de la configuration # 5.	113
4.18	Ligne de courant à travers les échangeurs de la première itération de la configuration # 5.	113
4.19	Géométrie (a) et champ de vitesse dans le plan de symétrie (b) de la seconde itération de la configuration # 5.	115
4.20	Géométrie (a) et champ de vitesse dans le plan horizontal à 230 mm du sol (b) de la première itération de la configuration # 6.	116
4.21	Lignes de courant à travers les échangeurs de la première itération de la configuration # 6	117
4.22	Géométrie (a) et champ de vitesse dans le plan horizontal à 180 mm du sol (b) de la seconde itération de la configuration # 6.	118
4.23	Analyse de la géométrie en fonction de la garde au sol et de la dynamique du véhicule au passage d'un dos d'âne, de haut en bas : face avant stock ; première itération configuration # 6 ; seconde itération configuration # 6.	119
4.24	Géométrie du véhicule (a) et de l'échangeur du prototype P09 (b)	121
4.25	Champs de vitesse adimensionnelle à 190 mm (a) et 260 mm du sol (b).	122
4.26	Lignes de courant à travers les échangeurs.	122
4.27	Surface isotherme : rouge = 90°C ; orange = 70°C ; jaune = 50°C.	123
4.28	Champ de vitesse (a) et température sur l'échangeur de droite(b).	123
5.1	Schéma de la soufflerie 9x9 m du CNRC, illustration de [Larose <i>et al.</i> , 2001].	128
5.2	Gruttage et mise en position du VR dans la section d'essai.	130
5.3	Balance aérodynamique en vue de côté (a) et vue de face (b), schéma du CNRC.	132
5.4	Chambre de stabilisation et dimensions de perçage des prises de pression.	134
5.5	Présentation de la mise en position des anémomètres sur les échangeurs des deux véhicules.	135
5.6	Positionnement des accéléromètres durant les essais, a) sur le casque, b) sur l'aile de roue VR, c) sur l'aile de roue optimisée.	136
5.7	Présentation de la forme des données brutes acquisitionnées pour la pression (a) et la force (b).	139

5.8	Signaux bruts des anémomètres (a) et du capteur optique(b).	141
5.9	Signaux bruts (a) et traités (b) de l'accéléromètre de l'aile de roue sur l'axe X.	142
5.10	Traînée interne P09.	143
5.11	Coefficient de traînée $C_x.S_x$ du P09 en fonction de la vitesse véhicule.	144
5.12	Coefficient de pression du P09 en fonction de la vitesse véhicule.	145
5.13	Densité auto-spectrale des accélérations sur le casque en X, Y et Z.	146
5.14	Analyse des données des anémomètres pour l'identification du point de transparence.	147
5.15	Coefficient de pression en entrée de ventilateur.	148
5.16	Traînée interne du VR.	148
5.17	Traînée en fonction de la vitesse du VR.	149
5.18	Densités auto-spectrales sur le casque fonction de la vitesse du VR.	150
5.19	Densités auto-spectrales sur l'aile en fonction de la vitesse du VR.	152
5.20	Fonction de transfert de la structure suivant les sollicitations sur les trois axes.	152
5.21	Géométrie (a) et évolution du coefficient $C_x.S_x$ (b) avec un enjoliveur.	153
5.22	Variation du $C_x.S_x$ due à l'ajout d'ailes couvrantes.	154
5.23	Densités auto-spectrales sur l'aile couvrante du VR à 50 et 100 km/h.	155
5.24	Densités auto-spectrales pour les deux positons de pare-brise à 100 km/h.	156
5.25	Traînée en fonction de la vitesse du VR avec et sans mannequin.	157
5.26	Traînée en fonction de l'angle de lacet du VR sans mannequin à 100 km/h.	157
5.27	Géométrie CAO et conditions aux limites du modèle numérique.	160
5.28	Champ d'épaisseurs à la paroi adimensionnelle y^+ sur les trois vues principales.	162
5.29	Comparaison des coefficients de pression, test étanchéité : 0 étanche ou légère fuite, -1 fuite ou non testé pour raisons d'accessibilités.	163
5.30	Champ d'épaisseurs à la paroi adimensionnelle y^+ en vue de coté sur les deux modèles de raffinement à la paroi.	165
5.31	Coefficients de pression en fonction du raffinement à la paroi, test étanchéité : 0 étanche ou légère fuite, -1 fuite ou non testé pour raisons d'accessibilité.	166
5.32	Coefficients de pression en fonction de l'échelle globale.	167
5.33	Champ de vitesses dans le plan de symétrie en fonction du ratio d'évolution volumique du maillage.	168
5.34	Boîtes de raffinement parallélépipédique et sphéroïde.	168
5.35	Géométrie des radiateurs VR et discontinuités des faisceaux des échangeurs.	170
5.36	Profil de vitesse adimensionnelle en entrée des échangeurs du VR avec représentation des anémomètres sur le faisceau des échangeurs.	170
5.37	Résidus numériques suivant la norme L2 du modèle initial du VR à 70 km/h, Tke : énergie cinétique turbulente, Tdr : ratio de dissipation turbulente.	171
5.38	Champ de vitesses dans le plan de symétrie à 50 (a), 100 (b) et 140 km/h (c).	173
5.39	Comparaison entre les coefficients de pression sur le modèle initial avec pilote et les résultats expérimentaux, test étanchéité : 0 étanche ou légère fuite, -1 fuite ou non testé pour raisons d'accessibilités.	174
5.40	Champ de vitesses dans le plan de symétrie sans (a) et avec pilote (b).	174

5.41	Comparaison expérimental/numérique des coefficients de pression sur l'aile couvrante(a) et représentation du coefficient de pression sur l'ensemble de l'aile couvrante (b).	177
5.42	Résidus numériques suivant la norme L2 du modèle initial du P09 à 140km/h, Tke : énergie cinétique turbulente , Tdr : ratio de dissipation turbulente.	179
5.43	Champ d'épaisseur à la paroi adimensionnelle y^+ sur les trois vues principales du véhicule P09.	180
5.44	Comparaison entre le coefficient de pression sur le modèle initial du P09 et les résultats expérimentaux à 140km/h, test étanchéité : 0 étanche ou légère fuite, -1 fuite ou non testé pour raisons d'accessibilités.	181
5.45	Coefficient de pression sur la face avant et dans la conduite du radiateur gauche avec positionnement des points de mesure de pression	182
5.46	Champ de vitesse adimensionnelle dans le plan horizontal (a) et vertical (b) dans le repère du radiateur passant par le centre de l'anémomètre.	183
5.47	Vitesse adimensionnelle dans le plan de symétrie du véhicule P09.	183
5.48	Résidus numériques suivant la norme L2 du modèle initial du P09 paramétrique 140km/h, Tke : énergie cinétique turbulente, Tdr : ratio de dissipation turbulente.	186
5.49	Comparaison entre le coefficient de pression sur le modèle paramétrique du P09 et les résultats expérimentaux à 140km/h, test étanchéité :0 étanche ou légère fuite, -1 fuite ou non testé pour raisons d'accessibilités.	187
6.1	Dimensions du corps d'Ahmed (a) et du domaine numérique (b).	190
6.2	Courbe du C_x obtenue et présentée par [Ahmed <i>et al.</i> , 1984].	191
6.3	Visualisation de fumée des modes de traînée haute(a) et basse (b) pour une angle de lunette arrière de 30°	191
6.4	Topologie du maillage sur le corps d'Ahmed.	192
6.5	Comparaison des données de C_x de [Ahmed <i>et al.</i> , 1984] et du modèle CFD sélectionné	194
6.6	Comparaison des coefficients de pression expérimentaux (a) et numériques (b).	196
6.7	Comparaison des vitesses adimensionnelles (U/U_{ref}) dans le plan de symétrie et représentation de la position des plans $x = -88$ mm et $x = 80$ mm.	197
6.8	Comparaison des champs de vecteurs vitesse adimensionnée (U/U_{ref}) expérimentale (a) et numérique (b) dans un plan à 88 mm en amont de la face arrière du corps.	198
6.9	Comparaison des champs de vecteurs vitesse adimensionnée (U/U_{ref}) expérimentale (a) et numérique (b) dans un plan à 80 mm en aval du corps.	199
6.10	Architecture d'optimisation pour le corps d'Ahmed	200
6.11	Comparaison des méthodes de reconstruction sur la plage $\alpha \in [0 30]^\circ$	202
6.12	Comparaisons des méthodes de reconstruction sur la plage $\alpha \in [0 25]^\circ$	203
6.13	Comparaisons du C_x en fonction de la vitesse avec la méthode RBF sur la plage $\alpha \in [0 25]^\circ$ et $U_{ref} \in [20 60]$ m/s	204
6.14	Schéma de l'architecture d'optimisation du P09	205

6.15	CAO des radiateurs avec les contraintes associées aux limites maximales (a) et minimales (b) des paramètres propres aux radiateurs.	208
6.16	CAO de la surface extérieure avec les contraintes associées aux courbes de contrôle aux limites maximales (a) et minimales (b) des quatre paramètres.	209
6.17	CAO de la conduite avec les contraintes associées aux 7 paramètres géométriques à leurs limites maximales (a) et minimales (b).	210
6.18	Schéma du module CAO	210
6.19	Résultat de la stratégie de contrôle hybride pour une évolution de vitesse constante	211
6.20	Schéma du module stratégie hybride	212
6.21	Schéma du module modèle CFD	213
6.22	Schéma du module de post-traitement	214
6.23	Répartition des 65 tirs du DOE en fonction des deux objectifs de l'optimisation	217
6.24	SOM du plan d'expériences sur les paramètres d'entrée, V_{veh} (a), H_{rad} (b), L_{rad} (c), α_{rad} (d).	219
6.25	SOM du plan d'expériences sur les paramètres d'entrée, x_{ptcont} (a), r_{sec} (b), r_{pos} (c), β_{in} (d)	220
6.26	SOM des réponses du plan d'expériences, $C_x.S_x$ (a), m_{rad} (b).	220
6.27	SOM des réponses du plan d'expériences, P_{therm} (a), $P_{thermlim}$ (b), P_{elec} (c), $P_{elecLim}$ (d).	221
6.28	Évolution des tirs du NSGA-II sur les 2 objectifs du problème en fonction des générations et front de Pareto.	224
6.29	Évolution des tirs du NSGA-II sur les 2 objectifs du problème en fonction des générations et positions des optimums en fonction de la répartition de poids $C_x.S_x - m_{rad}$ choisie.	226
6.30	Évolution des tirs du NSGA-II sur les 2 objectifs adimensionnés du problème en fonction des générations et positions des optimums en fonction de la répartition de poids $C_x.S_x - m_{rad}$ choisie.	227
6.31	Analyse de la convergence du front de Pareto (a) et de la convergence des objectifs (b) pour une optimisation par NSGA-II de 6400 tirs.	228
6.32	Analyse de la convergence globale (a) et de l'influence de la taille de la population ou du nombre de générations (b) pour une répartition des poids de 50/50.	229
6.33	Évolution des tirs du NSGA-II sur les 2 objectifs adimensionnés du problème en fonction des générations avec une population de 40 individus et 40 générations, et positions des optimums en fonction des 5 répartitions de poids $C_x.S_x - m_{rad}$ choisies.	230
6.34	SOM des réponses faisables de l'optimisation avec NSGA-II avec les tirs obtenus sur le front de Pareto entourés en noir et l'optimum en fonction de la pondération choisit en rouge.	232
6.35	Représentation de la géométrie optimum (a), du champ de pression sur la carrosserie en vue de face (b) et de son champ de vitesse adimensionnelle dans un plan de coupe horizontal (c)	233
6.36	Schéma de la nouvelle architecture d'optimisation.	235

6.37	Évolution des tirs du NSGA-II sur les 2 objectifs du problème et front de Pareto pour les 4800 tirs avec la nouvelle architecture d'optimisation.	235
6.38	Représentation de la géométrie optimum (a), du champ de pression sur la carrosserie en vue de face (b) et de son champ de vitesse adimensionnelle dans un plan de coupe horizontal (c) pour la nouvelle architecture d'optimisation	237
6.39	Représentation de la géométrie optimum (a), du champ de pression sur la carrosserie en vue de face (b) et de son champ de vitesse adimensionnelle dans un plan de coupe horizontal (c) pour l'optimisation avec trois objectifs.	239
A.1	Caractéristiques du refroidissement des composantes électriques initiales évaluées par le fournisseur.	247
A.2	Caractéristiques de la pompe de la boucle électrique du prototype P09.	248
A.3	Carte de dissipation spécifique du fournisseur pour l'échangeur du P09.	249
A.4	Données techniques du fournisseur sur le scanivalve Zoc33 utilisé.	250
A.5	Résultats d'étalonnage d'un des anémomètres de 2 pouces utilisé lors des essais.	251
A.6	Plan (a) et géométrie (b) d'un anémomètre de 2 pouces de marque Emprise.	252
A.7	Données techniques des accéléromètres utilisés lors des essais en soufflerie.	252
A.8	Résultats des mesures de performances faites par le fournisseur sur le ventilateur du prototype P09.	253
A.9	Caractéristiques techniques du système d'acquisition e-daq du CTA.	254
A.10	Caractéristiques techniques et géométrie du capteur optique	255
A.11	Positions des points de prise de pression sur le capot du P09.	256
A.12	Positions des points de prise de pression sur l'aile de roue droite du P09.	257
A.13	Positions des points de prise de pression dans la conduite d'alimentation droite du P09.	257
A.14	Positions des points de prise de pression sur la face avant et dans l'entrée de la conduite droite du P09.	258
A.15	Positions des points de prise de pression sur le pare-brise du P09.	258
A.16	Positions des points de prise de pression sur le panneau latéral droit du P09.	258
A.17	Positions des points de prise de pression sur le panneau latéral gauche du P09.	259
A.18	Évolution des coefficients de pression en fonction de la vitesse sur le capot du P09.	259
A.19	Évolution des coefficients de pression en fonction de la vitesse sur l'aile de roue avant droite du P09.	260
A.20	Évolution des coefficients de pression en fonction de la vitesse sur la face avant et l'entrée de la conduite du radiateur gauche du P09.	260
A.21	Évolution des coefficients de pression en fonction de la vitesse le pare-brise et les panneaux latéraux du P09.	261
A.22	Positions des points de prise de pression sur le capot du VR.	261
A.23	Positions des points de prise de pression sur la face avant du VR.	262
A.24	Positions des points de prise de pression sur le pare-brise, les déflecteurs de retroviseurs et la conduite interne de la console du VR.	262

A.25 Positions des points de prise de pression sur les panneaux de carrosserie du coté droit du VR.	263
A.26 Positions des points de prise de pression sur les panneau de carrosserie du coté gauche du VR.	263
A.27 Valeurs des 8 paramètres pour les 65 essais du plan d'expériences testé. . .	264
A.28 Résultats du plan d'expériences illustrant les contraintes et objectifs. . . .	265

LISTE DES TABLEAUX

2.1	Méthodes de design des échangeurs	31
2.2	Extrait de la littérature sur le ratio de dimension entre objet et volume de contrôle	42
4.1	Présentation des données pour les 4 cas critiques thermiques sélectionnés.	96
4.2	Comparaison $\Delta C_x.S_x$ CFD/expérimental.	100
4.3	Influence du nombre de tubes sur la puissance dissipée par les échangeurs.	118
4.4	Matrice de comparaison des configurations.	120
4.5	Validation du P09 sur les 4 cas critiques thermiques.	124
5.1	Propriétés des capteurs.	137
5.2	Comparaison des débits massiques des anémomètres.	163
5.3	Sensibilité du modèle initial en fonction de la vitesse.	164
5.4	Sensibilité du modèle au changement d'épaisseur de la première maille.	165
5.5	Sensibilité du modèle au changement d'échelle globale.	166
5.6	Variation du modèle initial en fonction de porosité à 100 km/h.	169
5.7	Sensibilité du modèle initial avec pilote en fonction de la vitesse.	172
5.8	Comparaison des résultats expérimentaux et numériques des différentes optimisations autour des roues.	175
5.9	Sensibilité du modèle initial du P09 en fonction de la vitesse.	181
5.10	Résultats de refroidissement du P09 sur les vitesses testées avec le modèle initial.	185
5.11	Sensibilité du modèle paramétrique du P09 en fonction de la vitesse.	187
6.1	Résultats de l'étude du maillage autour du corps d'Ahmed	193
6.2	Résumé des valeurs de C_x présentes dans la littérature pour un angle de 25°	195
6.3	Résumé des erreurs des moindres carrées (r^2) pour les différentes méthodes de reconstruction.	202
6.4	Évolution du $C_x.S_x$ en fonction de la vitesse prédit par le modèle paramétrique du P09 en condition routière.	213
6.5	Résumé des limites des paramètres du domaine.	216
6.6	Comparaison des tirs apportant des améliorations sur la traînée et la masse par rapport aux valeurs du P09 pour chaque vitesse de tir considérée.	218
6.7	Résumé des limites des estimateurs statistiques en fonction des méthodes de reconstruction.	222
6.8	Erreurs maximales sur chaque variable de sortie pour la méthode RBF.	223
6.9	Résumé des optimums en fonction des poids des objectifs avec NSGA-II.	225
6.10	Résumé des optimums en fonction des poids des objectifs avec NSGA-II pour des objectifs adimensionnés ayant une même plage de variation.	230
6.11	Optimum obtenu par le NSGA II pour la pondération $W_{C_x.S_x} = 60$ $W_{m_{rad}} = 40$ $W_{P_{elec}} = 1$ $W_{P_{therm}} = 1$	231

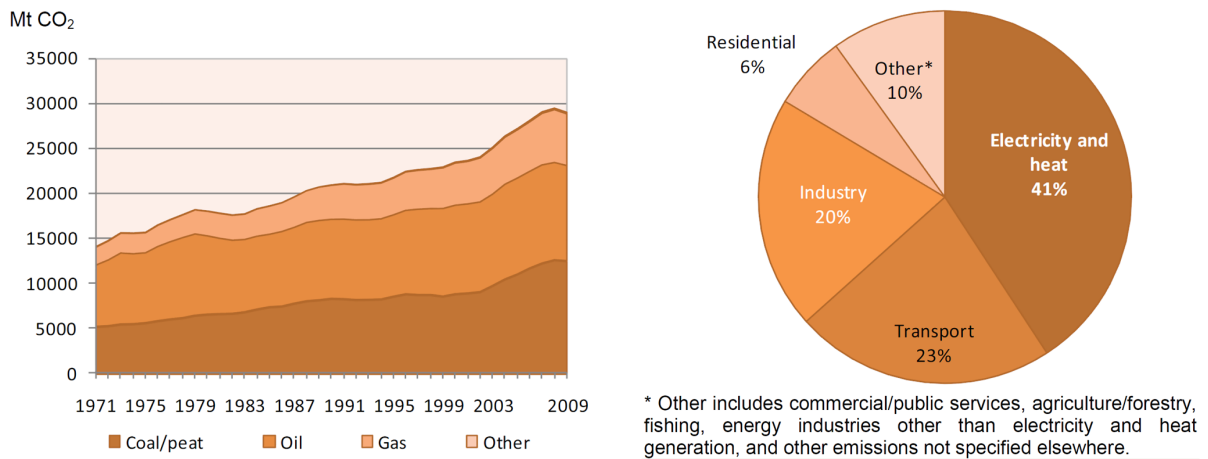
6.12	Comparaison entre les réponses prédites et les réponses testées pour l'optimum.	234
6.13	Optimum obtenu par le NSGA II pour la nouvelle structure d'optimisation, pour la pondération $W_{C_x.S_x} = 60$ $W_{m_{rad}} = 40$	236
6.14	Optimum obtenu par le NSGA II pour la nouvelle structure d'optimisation, pour la pondération $W_{C_x.S_x} = 50$ $W_{m_{rad}} = 30$ $W_{r_{pos}} = 20$	237
6.15	Comparaison entre les réponses prédites et les réponses testées pour les optimums obtenus avec la nouvelle structure d'optimisation.	238

CHAPITRE 1

Introduction

1.1 Contexte

La réduction des émissions de gaz à effet de serre est devenue un enjeu mondial durant la dernière décennie [IEA, 2011], (figure 1.1(a)). Les pays de l'Organisation de Coopération et de Développement Économique (OCDE) ont réussi à amorcer une réduction de leurs émissions de CO₂ depuis seulement en 2008 en adoptant des politiques écologiques coûteuses dans différents secteurs. Les exemples les plus courants sont : l'habitation avec des primes écologiques pour l'amélioration de l'isolation ou la construction de maison "passive" ; les transports avec les primes à la casse pour l'achat de véhicules neufs moins polluants en échange de la destruction des anciennes voitures ; l'industrie avec les taxes carbone sur les entreprises les plus polluantes ; l'énergie avec les subventions aux énergies renouvelables. Dans cette étude, on se concentre sur la partie transport qui contribue pour 23 % des émissions totales de CO₂ de la planète (Figure 1.1(b)).



(a) Évolution des émissions de CO₂ en fonction du type de combustible. (b) Répartition des émissions de CO₂ par secteur d'activité.

Figure 1.1 Évolution des émissions de CO₂ en fonction du type de combustible (a) et répartition des émissions de CO₂ par secteur d'activité (b), source [IEA, 2011].

Pour parvenir à réduire les émissions des véhicules, deux solutions sont possibles :

- Filtrer les gaz d'échappement pour limiter les émissions. Les premiers pots catalytiques sont lancés sur le marché américain en 1975.
- Réduire la consommation de carburant des véhicules en augmentant leur efficacité énergétique. Deux voies sont alors à explorer :
 - La réduction de la consommation du moteur à combustion interne en augmentant son efficacité pour tendre vers les limites fixées par les lois de la thermodynamique. Ainsi, les technologies de motorisation évoluent sans cesse, allant de l'injection dans les années 1960 jusqu'au moteur à taux de compression variable [MCE-5Development.SA, 2013] qui devrait bouleverser le monde des transports.
 - La réduction de la demande d'énergie mécanique nécessaire à la dynamique du véhicule sur le moteur à combustion. On s'attaque à l'ensemble des pertes autour du moteur ainsi que la possibilité d'hybridation de la motorisation. Le lissage de la demande énergétique sur le moteur à combustion obtenu grâce à l'hybridation permet d'augmenter le temps d'utilisation du moteur à son point de rendement optimum. L'efficacité énergétique globale du véhicule s'en trouve donc améliorée.

La présente étude s'intègre au sein du projet Partenariat Automobile Canada (PAC), financé par le Conseil de Recherches en Sciences Naturelles et en Génie du Canada (CRSNG) et la Fondation Canadienne pour l'innovation (CFI). L'objectif principal du projet PAC est **de réduire par deux la consommation d'essence d'un tricycle**. Pour atteindre cet objectif on s'attaque à la réduction de la demande énergétique et à l'amélioration de l'efficacité de la propulsion. Il y a beaucoup de sources potentielles pour réduire la consommation d'essence mais seul un effort multidisciplinaire d'amélioration permettra d'atteindre l'objectif du projet PAC. La présente étude s'inscrit dans la globalité du projet PAC en cherchant à réduire la demande énergétique du véhicule par une amélioration de son aérodynamisme tout en assurant son intégrité thermique.

1.2 Problématique et objectifs

Dans ce contexte, on va être amené à se poser la problématique suivante :

Quel est le comportement aérodynamique externe d'un tricycle hybride roadster, quelles sont les interactions entre l'aérodynamique externe du véhicule et les flux internes provenant des échangeurs thermiques ? Comment réduire la traînée aérodynamique du véhicule en maintenant ses capacités de refroidissement ? Comment intégrer et optimiser l'ensemble des processus de mécanique des fluides et d'échange thermique des radiateurs pour trouver un optimum global.

Objectif principal :

Réduire au maximum la traînée aérodynamique du tricycle hybride, afin d'obtenir le véhicule le moins énergivore possible, tout en assurant le refroidissement des deux boucles de motorisation.

Objectifs secondaires :

Pour atteindre l'objectif principal, une multitude de sous objectifs doivent être remplis :

- Développer les différents outils nécessaires à l'étude.
- Caractériser les requis thermiques pour chaque boucle de motorisation.
- Concevoir un prototype hybride répondant aux requis thermiques en tenant compte des contraintes industrielles tel que le coût, la fiabilité, l'encombrement et l'esthétique.
- Caractériser expérimentalement l'aérodynamique du prototype et d'un véhicule de série afin de valider les modèles numériques et améliorer les connaissances sur les écoulements autour de ce type de véhicule.
- Développer une architecture d'optimisation paramétrique pour caractériser l'intérêt de l'optimisation multi-disciplinaire sur un véhicule routier.

Ces objectifs secondaires sont autant d'étapes à franchir pour atteindre l'objectif principal. Ils sont également assez large et vont nécessiter certaines précisions ; pour mieux cerner le sujet de l'étude, on commencera par une revue de littérature. Ensuite, on précisera la méthodologie de l'étude au regard de la littérature et on présentera les différents modèles numériques qui seront utilisés. L'étude se divisera ensuite en 3 chapitres répondant aux objectifs secondaires et principale. Un équilibre sera trouvé au long de l'étude entre les

attentes industrielles et académiques afin d'enrichir les connaissances aérodynamiques et thermiques sur les véhicules de type tricycle motorisé. On effectuera également une ouverture au domaine de l'optimisation paramétrique multi-disciplinaire appliqué sur le tricycle alors que ce domaine était jusque-là réservé au domaine aérospatial.

CHAPITRE 2

Etat de l'art

2.1 Introduction

Ce chapitre fait l'état des connaissances scientifiques disponibles à ce jour sur les différents aspects de la présente étude. Comme précisé dans l'introduction, l'objectif principal est de : réduire la traînée aérodynamique et assurer le refroidissement suffisant des boucles motrices. Avant de commencer, il est bon de replacer les intérêts que présentent l'objectif principal sur un véhicule. La demande en énergie mécanique d'un véhicule est caractérisée par l'énergie mécanique nécessaire en sortie moteur pour assurer la propulsion du véhicule. Ainsi, sur un véhicule terrestre en mouvement rectiligne, deux forces principales s'appliquent sur son axe de déplacement :

- La résistance au roulement (RR) qui se décompose elle-même en deux parties ;
 - Une première partie englobe l'ensemble des pertes mécaniques allant de la sortie du moteur jusqu'à la roue. Cette partie des pertes mécaniques évolue linéairement avec la vitesse du véhicule.
 - Une seconde partie est due aux frottements et à la déformation du pneu lorsqu'il est en contact avec la chaussée. Cette partie de la RR évolue en fonction du carré de la vitesse.
- La traînée aérodynamique qui évolue en fonction du carré de la vitesse.

La répartition de ces deux forces se fait sur le tricycle comme indiqué sur la figure 2.1. On constate que la traînée aérodynamique sur le tricycle devient prédominante autour de 50 Km/h. C'est beaucoup plus tôt en terme de vitesse que sur une automobile (en moyenne entre 65-80 km/h) d'après [Barnard, 2001]. La recherche de gain sur la traînée aérodynamique trouve alors tout son sens.

En ce qui concerne le refroidissement, le moteur thermique peut dissiper jusqu'à 12 kW de puissance thermique à évacuer et le circuit de motorisation électrique (moteur, transformateur, onduleur, chargeur) 1.8 kW. Les composantes électriques sont particulièrement sensibles aux variations de température et n'ont qu'une faible inertie thermique, ce qui

nécessite d'avoir un potentiel de refroidissement constamment disponible. Le moteur thermique est moins sensible aux variations de température, mais une surchauffe globale peut entraîner de graves dommages au pilote comme à la mécanique.

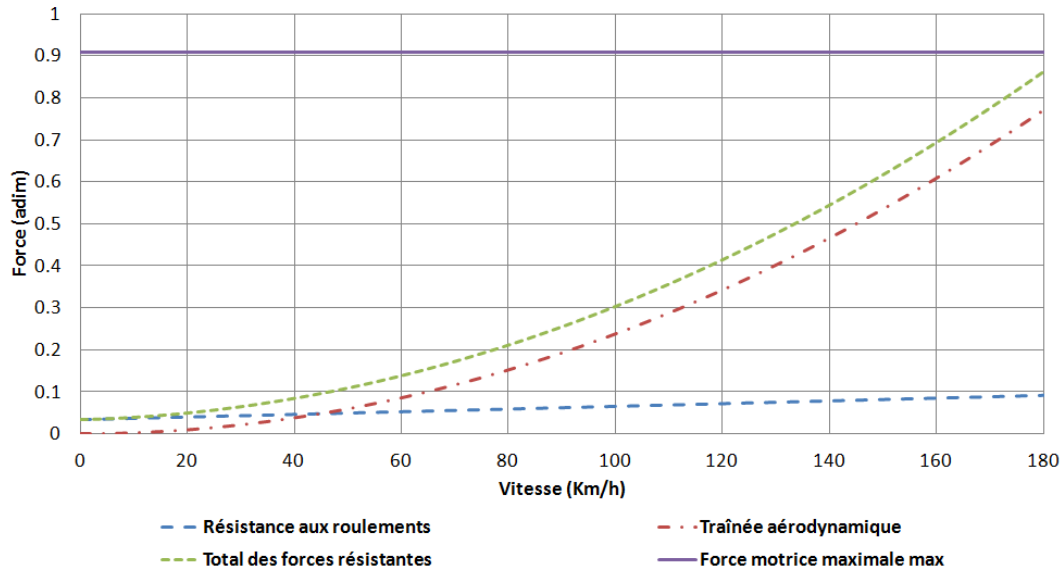


Figure 2.1 Variation de la résistance au roulement et de la traînée aérodynamique en fonction de la vitesse du tricycle pour une évolution de vitesse lente. [Source interne]

On débutera l'état de l'art avec l'aérodynamique des véhicules ; les automobiles et les motocyclettes seront plus particulièrement étudiées pour mettre en lumière les phénomènes aérodynamiques qui les concernent. Les diverses optimisations sur ces deux types de véhicules seront analysées et comparées en vue d'être adaptées au tricycle. Une deuxième partie de l'état de l'art sera consacrée au refroidissement des boucles motrices. On explorera le monde des échangeurs thermiques pour converger vers les échangeurs utilisés dans l'automobile avec leurs avantages et inconvénients. La troisième partie sera consacrée à la modélisation numérique qui permet de prédire l'écoulement d'air autour du véhicule ainsi que les échanges de chaleur des échangeurs thermiques avec le milieu ambiant. La quatrième partie sera consacrée au principe d'optimisation de conception multidisciplinaire (MDO) et à l'optimisation paramétrique applicable aux problèmes aérodynamiques. On cherchera quelles sont les meilleures options disponibles pour atteindre l'objectif principal. Une dernière partie sera dédiée aux méthodes expérimentales qui sont utilisées dans le domaine automobile, aussi bien pour développer les modèles que pour valider les concepts.

2.2 Aérodynamique des véhicules

Cette partie fait le rappel des concepts aérodynamiques généraux sur un véhicule (ou objet) en mouvement dans un fluide visqueux (nombre de Reynolds, $R_{e,vehicule} < 10^7$) à un régime subsonique dans lequel l'hypothèse d'incompressibilité est vérifiée (nombre de mach, $M_a < 0.3$). On parcourt ensuite les véhicules automobiles et les solutions de réduction de traînée qui leurs sont appliquées. Enfin, l'aérodynamique des motocyclettes montrera ses particularités ainsi que sa forte dépendance aux caractéristiques liées au pilote.

2.2.1 Concepts globaux

Les forces aérodynamiques

D'après la première loi de Newton « Tout corps persévère dans l'état de repos ou de mouvement uniforme en ligne droite dans lequel il se trouve, à moins que quelques forces n'agissent sur lui, et ne le contraignent à changer d'état ». Or un objet lancé dans un fluide à l'intérieur d'un environnement sans gravité, sans aucun contact ni champ électromagnétique finit par s'arrêter. Il y a donc des forces qui agissent sur l'objet et ces forces sont d'origine aérodynamique ou hydrodynamique suivant la nature du fluide. Cette force d'origine aérodynamique F_a est la résultante de la somme d'une force d'origine visqueuse et turbulente F_v répartie sur l'objet de surface S et d'une force F_p générée par la pression statique P sur la surface S de l'objet. La résultante des forces aérodynamiques sur un objet s'exprime comme suit :

$$\vec{F}_a = \vec{F}_v + \vec{F}_p = \int_S (\overline{\overline{\tau}}_\mu + \overline{\overline{\tau}}_t) \vec{n} dS + \int_S (P - P_0) \vec{n} dS \quad (2.1)$$

Avec :

$\overline{\overline{\tau}}_\mu$: tenseur des contraintes visqueuses

$\overline{\overline{\tau}}_t$: tenseur des contraintes visqueuses turbulentes

P : pression statique

P_0 : pression atmosphérique

\vec{n} : vecteur normal à l'élément de surface considéré

La force aérodynamique globale (F_a) s'exerçant sur l'objet a pour des raisons pratiques d'analyse, été projetée dans un repère cartésien attaché à l'objet. (F_a) se décompose en 3 composantes de forces couramment utilisées ; F_x la force de traînée, F_Y la force latérale et

F_z la force de portance. La direction de ces trois forces n'est pas forcément alignée avec le centre de gravité (CDG) du véhicule ; on a alors génération d'un moment sur chaque axe, connus sous les noms de : M_x moment de roulis, M_y moment de tangage et M_z moment de lacet. L'ensemble de ces forces et moments peut être représenté sur le tricycle tel qu'à la figure 2.2.



Figure 2.2 Représentation des forces aérodynamiques sur un tricycle(à titre indicatif).

Pour qualifier la forme aérodynamique d'un véhicule indépendamment de son échelle et des conditions de vitesse du véhicule, des coefficients aérodynamiques adimensionnels ont été introduits :

$$C_x = \frac{2F_x}{\rho S_x V^2}; C_y = \frac{2F_y}{\rho S_y V^2}; C_z = \frac{2F_z}{\rho S_y V^2} \quad (2.2)$$

$$C_l = \frac{2M_x}{\rho S_x l_x V^2}; C_m = \frac{2M_y}{\rho S_y l_y V^2}; C_n = \frac{2M_z}{\rho S_y l_z V^2} \quad (2.3)$$

Avec :

$C_{x,y,z}$: coefficient aérodynamique suivant un axe

$F_{x,y,z}$: force aérodynamique suivant un axe

$M_{x,y,z}$: moment aérodynamique suivant un axe

ρ : masse volumique

$S_{x,y,z}$: surface projetée du véhicule suivant l'axe étudié

V : vitesse du véhicule

$L_{x,y,z}$: distance entre le point d'application de la force et l'axe étudié

Les forces aérodynamiques influencent directement le comportement du véhicule en termes de qualité, de stabilité, de consommation, de confort et elles évoluent en fonction de la

vitesse. Elles doivent donc être prises en compte durant le processus de réduction de la traînée pour que le comportement aérodynamique ne soit pas trop affecté. Il faut préciser que F_y , M_x et M_z sont des efforts transversaux, générés lors des phases transitoires de l'écoulement autour du véhicule (changement de direction, dépassement, vent latéraux). [Barnard, 2001] précise que ces efforts latéraux peuvent amener des retournements autour de X et Z lors de certains concours de circonstances (route mouillée, vent violent, vitesse élevée, mouvement d'évitement). Les trois autres composantes sont liées à l'adhérence des pneus en ligne droite et en virage ainsi qu'à la capacité de freinage et d'accélération du véhicule. Ce sont ces composantes auxquelles on prêtera le plus d'attention, car elles sont directement liées à l'objectif principal. F_x fait varier directement la demande en énergie mécanique. F_z et M_y doivent être négatives ou nulles sur les véhicules terrestres pour éviter le décollage (24h du mans, 1999) dans le pire des cas et améliorer l'adhérence des pneus pour les voitures sportives [McBeath, 2006].

Les origines de la traînée

Dans l'analyse aérodynamique d'un véhicule, les origines de la traînée peuvent prendre un premier sens qui est physique et un second qui est dimensionnel, car en fonction de la forme, la répartition des zones génératrices de traînée peut changer totalement.

On a cité l'origine physique de la traînée au paragraphe précédent en spécifiant qu'il existait deux sources principales relatives à la génération d'une force aérodynamique globale (F_a). La force de traînée F_x étant l'une des composantes de la force aérodynamique globale (F_a), elle se décompose elle aussi suivant ces deux sources : d'une part la force de pression (F_p) et d'autre part la force de frottement (F_v). En aéronautique, la force de frottement (F_v) est décomposée en deux ; d'une part les frottements visqueux et d'autre part le frottement visqueux généré par la turbulence. La force de frottement trouve son origine physique dans le gradient de vitesse entre un véhicule en mouvement à une vitesse V_∞ (vitesse à l'infini) et un fluide au repos $V = 0$ m/s (ou l'inverse, selon le référentiel considéré). La forme du gradient de vitesse entre la surface et le fluide est directement liée à l'état de surface de l'objet, au coefficient de viscosité dynamique μ du fluide étudié et à la vitesse de l'objet. L'air est considéré comme un fluide newtonien ¹ ; localement on a donc l'expression de la contrainte de cisaillement pariétal τ_p à la paroi suivante :

¹Un fluide est dit newtonien lorsque le tenseur des contraintes visqueuses évolue linéairement en fonction du tenseur des déformations.

$$\tau_p = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (2.4)$$

Avec :

$$\left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} : \text{gradient normal de vitesse à la paroi}$$

$$\mu : \text{viscosité dynamique}$$

L'intégration sur toute la surface mouillée de l'objet de la contrainte de cisaillement τ_p donnera la force de frottement visqueux appliquée à l'objet. La difficulté est alors de déterminer l'évolution de la vitesse en proche paroi en fonction de la distance à la paroi. Les conditions aux limites sont une vitesse nulle à la paroi et une vitesse constante et uniforme loin de la paroi. On a alors une zone dans laquelle les effets de la viscosité sont très importants ; cette zone est appelée couche limite ². Explorons rapidement les problèmes de couche limite.

En appliquant les hypothèses de Prandtl sur un cas 2D stationnaire, incompressible aux équations de Navier-Sokes présenté plus tard (2.19, 2.20 et 2.21) ainsi que les conditions aux limites standards (vitesse nulle à la paroi et vitesse uniforme loin de la paroi), illustrées dans la littérature (pour exemple : [Kuethe et Chow, 1998]), on met en évidence le phénomène de couche limite et son décollement illustré à la figure 2.3.

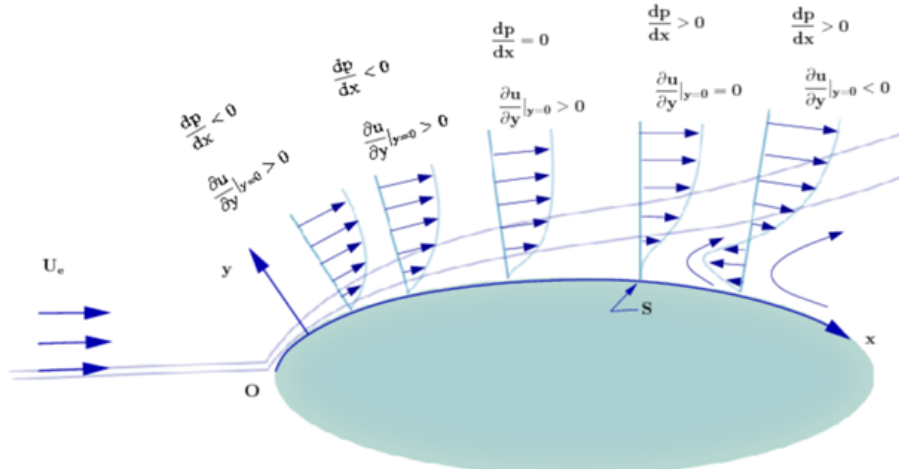


Figure 2.3 Évolution de la vitesse à la paroi illustrant le décollement de la couche limite.

²La couche limite est une couche fluide proche de la paroi dans laquelle les effets de la viscosité ne peuvent être négligés.

Si on compare le cas d'un objet avec et sans décollement, on constate que la traînée globale de l'objet sans décollement est bien inférieure à celle avec décollement. L'écart de traînée provient de la différence de pression ($P - P_0$) (équation 2.1), car dans la zone aval de l'objet décollé la pression de surface est proche de la pression atmosphérique tandis que sur l'objet non décollé on conserve une pression plus importante. La traînée de pression étant largement prédominante sur les véhicules automobiles, on se concentrera donc principalement sur sa réduction. La traînée visqueuse a été expliquée précédemment sans tenir compte de tous les modes naturels d'écoulements. En réalité, il existe deux principaux modes (ou régimes) d'écoulement, un mode laminaire ³ et un mode turbulent ⁴. Un autre régime existe également ; le régime transitionnel entre le régime laminaire et le régime turbulent. Le mode d'écoulement est caractérisé et évalué par le nombre de Reynolds, exprimé par :

$$Re_l = \frac{Vl}{\nu} \quad (2.5)$$

Avec :

V : vitesse du fluide ($m.s^{-1}$)

l : longueur caractéristique (m)

ν : viscosité cinématique du fluide considéré ($m^2.s^{-1}$)

On a par ailleurs introduit la notion de nombre de Reynolds critique qui correspond au nombre de Reynolds au delà duquel le régime d'écoulement n'est plus laminaire. Il est admis que le passage du régime laminaire à turbulent se fait pour un nombre de Reynolds critique, entre 3.10^5 et 5.10^5 dans l'air sur une plaque plane. Le mécanisme d'apparition de la turbulence est un phénomène mal connu et est un domaine de recherche à part entière. Les origines identifiées de turbulence sont les instabilités dans l'environnement du fluide telles que des petites perturbations liées à l'état de surface ou la variation d'une des variables faisant évoluer le nombre de Reynolds (vitesse, viscosité, longueur caractéristique) par des mécanismes divers (mélange de fluide, jet, variations de température, etc). On a alors un tenseur de contrainte visqueuse auquel s'ajoute un tenseur de contraintes turbulente dans l'équation de la quantité de mouvement. On obtient le système d'équations (dit équations de Prandtl) de la couche limite turbulente suivant :

³Appelé aussi écoulement par lame. Il s'agit d'un écoulement stratifié sans brassage des particules du fluide et sans pulsation de vitesse. C'est un mouvement de tranches minces et parallèles qui s'entraînent par frottement visqueux.

⁴C'est un mode naturel d'écoulement d'un fluide visqueux où des mécanismes internes d'échange d'énergie assurent la création et le maintien de toute une hiérarchie de mouvements chaotiques répartis continuellement sur une large gamme d'échelles macroscopiques.

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} = 0 \quad (2.6)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial y} = U_e \frac{\partial U_e}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau}{\partial y} \quad (2.7)$$

Avec :

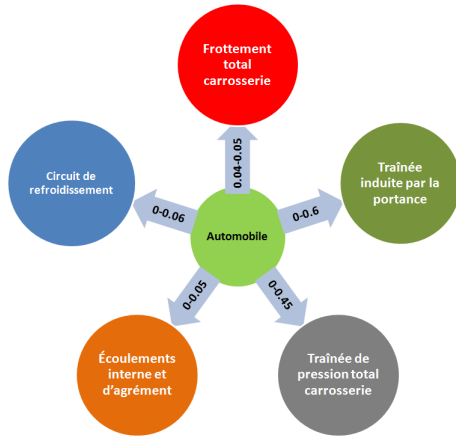
$$\tau = \tau^{lam} + \tau^{turb} = \mu \frac{\partial U}{\partial y} - \rho \overline{u'v'}$$

Les approches intégrales (type solution de Blasius ou méthode de Karman), pour la résolution de la couche limite, existants en laminaire restent valides pour la couche limite turbulente mais nécessitent plus d'information sur l'évolution du profil de vitesse et la loi de frottement sur l'objet utilisé en régime turbulent. Pour le cas de la plaque plane, les principaux changements observés sont le brassage de l'écoulement avec un transfert de quantité de mouvement des zones basses vitesses vers les zones hautes vitesses. On observe que la vitesse croît plus rapidement dans la couche limite et celle-ci est plus épaisse qu'en laminaire. Cela a pour inconvénient d'augmenter la contrainte de frottement pariétal et donc d'augmenter la valeur de la force de frottement visqueux (F_v) sur l'objet. L'avantage de la couche limite turbulente est d'être moins sensible aux gradients de pression adverses ; sur une même géométrie elle décollera donc plus tard que la couche limite laminaire. Concrètement, ce passage d'une couche limite laminaire à turbulente peut être intéressant pour retarder le décollement lorsqu'aucune variation géométrique ne sera permise dans la zone étudiée [Koike *et al.*, 2004].

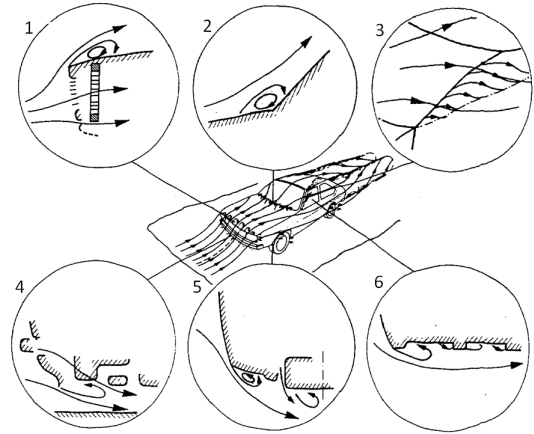
Maintenant qu'on a vu les origines physiques de la traînée, on va voir ses origines géométriques pour savoir où elles se concentrent et comment elles se répartissent sur une automobile puis sur un tricycle.

Commençons par la répartition de la traînée aérodynamique sur un véhicule automobile. [Katz, 1995] propose, à partir de son étude sur la traînée, une décomposition en 5 sources avec leurs contributions potentielles sur le coefficient de traînée aérodynamique C_x , illustrée à la figure 2.4(a).

La présente étude porte sur l'aérodynamique externe du véhicule ainsi que sur le circuit de refroidissement, elle couvre 4 des 5 sources citées par [Katz, 1995] et qui plus est, les plus importantes. Seuls les écoulements internes et d'agrément ne seront pas étudiés. [Hucho, 1998] illustre également la localisation des zones à fort potentiel d'amélioration



(a) Répartition typique des variations de contributions à la traînée aérodynamique d'une automobile [Katz, 1995].



(b) Localisation des zones fortement génératrices de traînée selon [Hucho, 1998].

Figure 2.4 Répartition typique des variations de contributions à la traînée aérodynamique d'une automobile selon [Katz, 1995] (a); Localisation des zones fortement génératrices de traînée selon [Hucho, 1998],(b).

(figure 2.4(b)) telles que : 1) la calandre et l'écoulement sous capot, 2) la base du pare-brise, 3) les montants de pare-brise, 4) l'écoulement sous le véhicule, 5) les roues et 6) les panneaux latéraux. Ce type d'analyse est indispensable comme le précise [McBeath, 2006] pour savoir sur quelle partie du véhicule concentrer ses efforts d'amélioration. Il faut également établir quelles solutions de réduction de traînée appliquer en fonction de la partie étudiée et des phénomènes aérodynamiques qui s'y produisent (décollement fluide, génération de vortex, frottement). Des précédentes études sur l'aérodynamique du tricycle de série (véhicule sortant de l'usine) menées par [Driant, 2012] et [Hassen, 2010] permettent de quantifier la répartition de la traînée géométriquement et physiquement, (figure 2.5). On observe ainsi que l'aérodynamique externe (suspension avant, pare-boues, carrosserie, pilote, roue arrière, roues avant) contribue pour 86% de la traînée totale du tricycle et l'aérodynamique interne (moteur, châssis, échappement, radiateurs) pour 14%. On ressort aussi de ces études que la traînée de pression contribue pour 97% et la traînée de viscosité pour 3% de la traînée totale d'un tricycle de série. De ces deux précédentes études, il est clair qu'il faut orienter les efforts de réduction de traînée sur des améliorations de forme plutôt que sur le traitement de la couche limite. Cependant, il faut choisir les solutions de réduction de traînée les plus adaptées aux zones que l'on souhaite optimiser. À travers la littérature, les solutions de réduction de traînée divergent en fonction du type de véhicule, automobile ou motocyclette. Les deux paragraphes suivants sont donc consacrés pour le

premier aux véhicules automobiles, et pour le second aux motocyclettes.

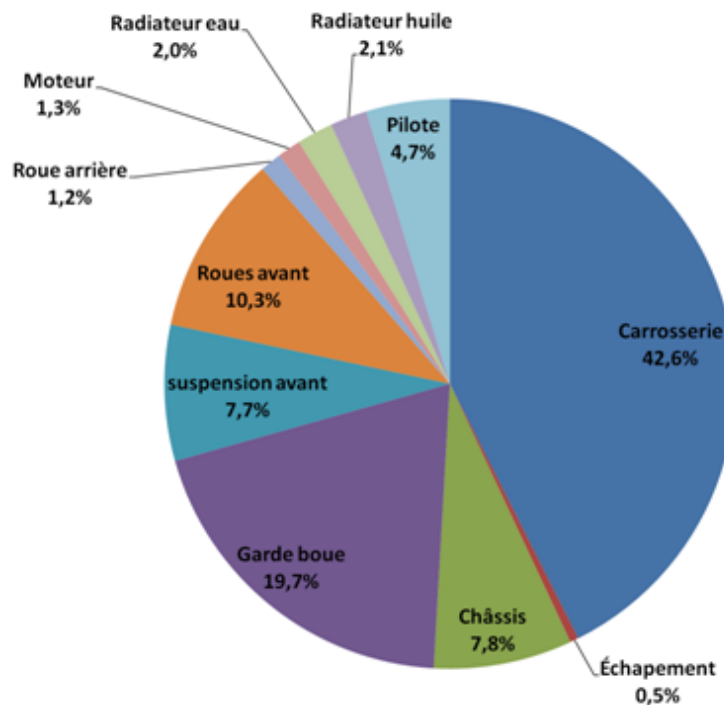


Figure 2.5 Répartition de la traînée aérodynamique d'un tricycle de série par composant, [Driant, 2012].

2.2.2 Aérodynamique automobile

La problématique de l'aérodynamique des automobiles est apparue peu de temps après l'apparition de l'ère automobile elle-même [Hucho, 1998]. Il a fallu attendre 1939 pour qu'apparaissent les premières publications sur l'aérodynamique automobile. Dès les premières études aérodynamiques, il est ressorti que les phénomènes présents étaient complexes et nécessitaient une simplification pour permettre leur compréhension. Est apparu ensuite le concept de corps simple émoussé "bluff body", reproduisant les formes basiques d'un véhicule ainsi que son interaction avec le sol. Avec les avancées technologiques dans le domaine expérimental, des souffleries automobiles ont vu le jour et ont permis d'identifier les phénomènes aérodynamiques en présence. L'aérodynamique automobile s'est alors développée par essai et erreur. C'est seulement dans les années 80-90 que la simulation de la dynamique des fluides, CFD (Computational fluid dynamics) a fait son entrée dans l'automobile et a permis de réduire grandement les coûts de développement tout en atteignant des coefficients de traînée sans cesse plus bas. Cependant, les corps simples sont

toujours d'actualité dans la recherche constante d'amélioration. Les modèles de véhicule se voient obligés de coupler aérodynamique interne et externe du fait de l'importance de leurs interactions.

On commence la revue par les corps simples et les optimisations qu'on leur applique. Puis la revue de littérature se poursuivra sur les solutions de réduction de traînée sur les véhicules réels. Enfin, on verra l'importance de l'aérodynamique interne et son interaction avec l'aérodynamique externe.

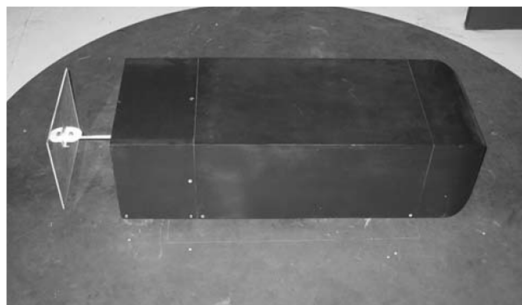
Corps simples et optimisations

Il existe plusieurs types de corps simples adaptés aux types de véhicule que l'on souhaite étudier (corps d'Ahmed, "Willy", GTS model, etc.). Ils présentent des intérêts multiples : Premièrement, ils permettent aux membres de la communauté scientifique de pouvoir échanger leurs résultats sur des géométries identiques (base de données ERCOFTAC). Deuxièmement, ils aident à développer les modèles numériques en estimant leur fiabilité par rapport à l'expérimental. Enfin, ils permettent de tester différentes méthodes d'optimisation aussi bien sur la traînée de pression que sur la traînée visqueuse ([Gilliéron et Kourta, 2009]; [Aider *et al.*, 2009]).

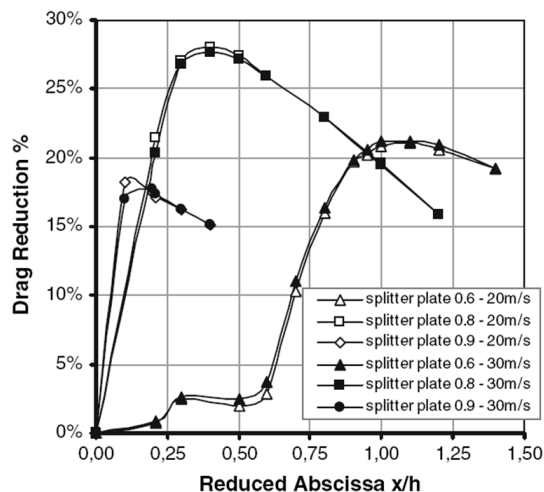
Un tricycle ne peut pas être réduit à un corps simple, car on doit analyser les interactions entre les écoulements internes et externes ainsi que le refroidissement des échangeurs de chaleur. Cependant, certaines solutions développées sur les corps simples peuvent être adaptées au tricycle. Une première approche de [Driant, 2012] sur les plaques de séparation (splitter plate) adaptées aux véhicules a déjà été réalisée. Elles ont mené à des réductions de traînée de 2,3 % sur la traînée globale du tricycle de série. Leur intégration est très aisée sur un véhicule avec un garde boue arrière, car c'est une obligation réglementaire et sa forme peut être le résultat d'un compromis entre la protection aux éclaboussures et la réduction de la traînée. Cette approche a été inspirée des travaux réalisés sur le corps d'Ahmed [Gilliéron et Kourta, 2009]; à l'aide de ces plaques de séparation, des réductions de traînée allant jusqu'à 28% ont été atteintes, (figures 2.6(a) et 2.6(b)). L'objectif de ces plaques de séparation est de réduire la perte de pression totale dans le sillage et de réduire les vortex longitudinaux qui se développent en aval du véhicule. D'autres solutions plus difficilement transposables sur un tricycle ont été développées par les constructeurs automobile, tel que le contrôle au point de décollement par déflecteur mobile ou le contrôle

amont par générateur de vortex mobile [Aider *et al.*, 2009]. Ces solutions donnent respectivement 25 et 11% de gain sur la traînée aérodynamique du corps d'Ahmed avec un angle de lunette arrière de 25 degrés. Il n'est pas possible d'adapter ces deux dispositifs sur le tricycle dans la même zone que sur une automobile, mais il est néanmoins possible de les implanter dans la zone proche des genoux du pilote pour avoir un meilleur contrôle du flux et limiter le sillage du tricycle. Cette zone a montré un bon potentiel d'amélioration (6% de la traînée totale) avec une simple adaptation de forme [Driant *et al.*, 2013b]. Ensuite des optimisations inspirées par le développement aéronautique ont été mises à l'étude dans le domaine automobile tel que le contrôle actif par jet synthétique [Leclerc, 2008]. Ce type de technologie est encore à l'étude et non implanté sur les véhicules. Pour finir, on peut noter qu'il y a deux classes de solutions, les solutions passives (dispositif fixe) et les solutions actives (mobile et asservi).

Les corps simples sont donc une excellente approche pour la compréhension des phénomènes et la recherche d'optimisation fondamentale. Cependant, la réalité est bien plus compliquée du fait de la géométrie réelle d'un véhicule, des interactions d'écoulement interne chaud/externe froid et du gradient de température qu'elles génèrent. L'étude des automobiles est donc indispensable pour la définition des présents travaux.



(a) Installation d'une plaque plane à l'arrière du corps d'Ahmed.



(b) Pourcentage de réduction de la traînée aérodynamique avec trois plaques planes de tailles différentes, [Gilliéron et Kourta, 2009].

Figure 2.6 Géométrie (a) et résultats (b) de l'utilisation d'une plaque de séparation sur le corps d'Ahmed par [Gilliéron et Kourta, 2009].

Aérodynamique externe

Les améliorations sur les véhicules automobiles de série ont toujours été inspirées par le monde de la compétition. Il en est de même pour la réduction de la traînée aérodynamique. La course automobile recherche le maximum d'appui aérodynamique (C_z) et le minimum de traînée (C_x) afin d'optimiser le temps de parcours. L'étude de [Zhang *et al.*, 2006] résume très bien ces améliorations avec la figure 2.7.

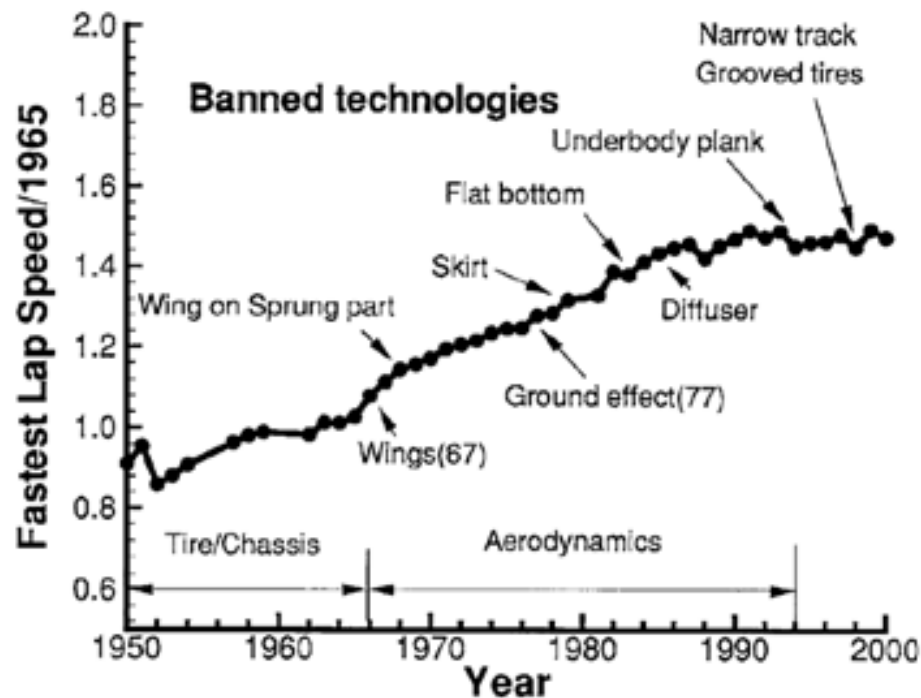


Figure 2.7 Exemple d'évolution du temps par tour en fonction des améliorations automobiles, [Zhang *et al.*, 2006].

Un travail d'adaptation des technologies est nécessaire, car les véhicules de tourisme ne recherchent pas l'appui aérodynamique, mais la réduction de la traînée en conservant la stabilité du véhicule. Les premières approches sont semblables à celle des corps simples ; on considère un véhicule simplifié (pas d'écoulement interne, les singularités éliminées) et on analyse l'impact des différentes variations géométriques possibles. [Buchheim, 1981], [Huch, 1998] ont analysé les angles de pare brise, de lunette arrière, de becquet, la longueur optimale de spoiler, etc. Des approches de conception globales sont ressorties telle que la méthode de "Boat Tailing" proposée par [Mair, 1969] sur la forme globale de l'arrière des véhicules. Cette méthode a inspiré les travaux de [Driant *et al.*, 2013b] sur la réduction de la traînée du sous-système roue d'un tricycle et malgré sa simplicité, la solution proposée

n'en est pas moins très efficace. Les dernières solutions de réduction de traînée par des évolutions de formes simples sont les fonds plats avec des diffuseurs arrières [Sapnaras et Dimitriou, 2008] [Marklund et Lofdahl, 2012]. L'intérêt de lisser le dessous du véhicule est apparu dans la course automobile dans les années 70. Aujourd'hui, la majorité des véhicules ont des fonds plats ou en partie plat afin d'avoir un fluide non perturbé arrivant dans le diffuseur arrière. La forme du diffuseur permettra de réduire la traînée ou générer de l'appui aérodynamique voire un compromis entre les deux.

La recherche de réduction de traînée tend à se faire par "morphing" de la géométrie [Skaperdas et Kolovos, 2009] ou par paramétrisation dans des cycles d'optimisation numérique. La modélisation numérique est au cœur des moyens de réduction de traînée sur les véhicules actuels. On parcourt une partie de ces modèles numériques au paragraphe 2.4.

Lorsque la forme définitive du véhicule commence à se profiler, la traînée de forme ne peut plus être améliorée à part en modifiant la position des points de décollement. Comme on l'a vu au paragraphe 2.2.1, il existe des techniques pour contrôler la couche limite. Comme sur les corps simples, ces techniques sont actives ou passives. À l'heure actuelle, les techniques passives sont utilisées à grande échelle et les techniques actives sont en passe de l'être. Dans les techniques passives, on peut citer les plaques de séparation [Aider *et al.*, 2009] et les générateurs de vortex (GV) [Koike *et al.*, 2004]. Pour les techniques actives, il y a les plaques de séparation asservies, les jets synthétiques ou encore l'aspiration de la couche limite. Enfin, des solutions utilisant l'effet Coanda ⁵ ont été testées, mais n'ont encore jamais été observées sur les routes. [Geropp et Odenthal, 2000] précisent dans leurs travaux qu'il y a un gain énergétique à faire, mais cette solution nécessite l'installation et l'asservissement d'un circuit pneumatique générant le jet.

On a parcouru les différentes solutions de réduction de la traînée aérodynamique d'un véhicule automobile dans ce paragraphe, mais tous ces travaux, aussi bien expérimentaux que numériques, se limitent à l'aérodynamique externe. Or, on a pu voir à la figure 2.2 que l'aérodynamique interne contribue également à la traînée totale du tricycle. [Katz, 1995] et [Hucho, 1998] ont, dans leurs ouvrages, souligné l'importance de l'aérodynamique interne et de son interaction avec l'aérodynamique externe.

⁵L'effet Coanda est le résultat de la déviation d'un jet par une paroi convexe. Il porte ce nom car il a été utilisé par l'aérodynamicien Henri Coanda.

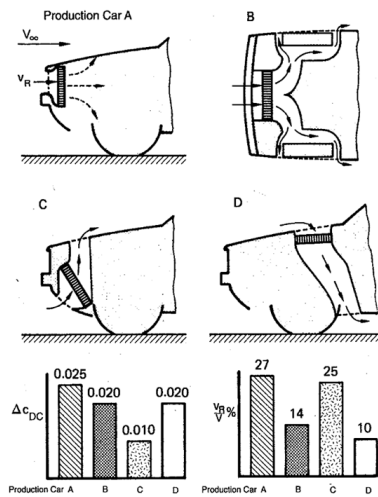
Aérodynamique interne

Les travaux sur l'aérodynamique interne d'un véhicule n'ont pas les mêmes objectifs que pour l'aérodynamique externe, [Hucho, 1998]. Leurs objectifs sont, par ordre d'importance :

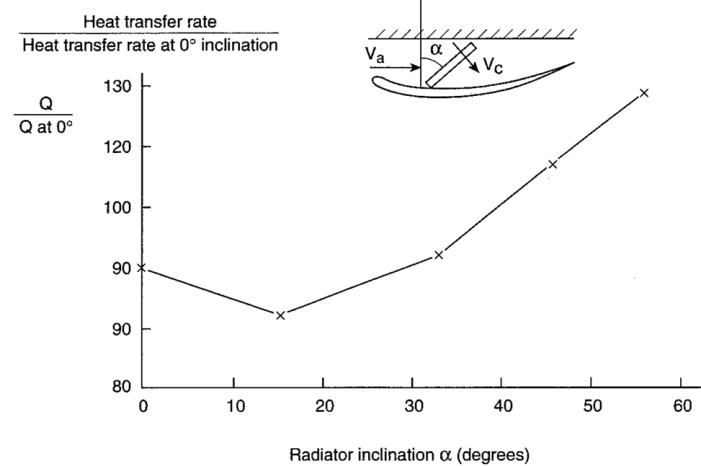
- Le refroidissement de la motorisation par les échangeurs et par convection autour du moteur ;
- Le refroidissement du système de freinage ;
- L'agrément des passagers, chauffage, climatisation, ventilation.

Les contraintes de l'aérodynamique interne sont premièrement d'éviter la surchauffe et les dommages, puis deuxièmement de générer une traînée aérodynamique minimale. Dans l'automobile, l'objectif de refroidissement a longtemps été le seul pris en compte dans les analyses aérodynamiques internes, car il est vital au véhicule. Cependant, comme l'ont précisé [Barnard, 2001] [Katz, 1995] et [Hucho, 1998], la traînée aérodynamique interne a une importance notable sur la traînée totale du véhicule. On peut ressortir de la figure 2.5 que la traînée aérodynamique interne représente 14% de la traînée totale d'un tricycle de série. Les sources de traînée physique restent inchangées, la traînée de pression reste prédominante à cause de la géométrie fortement accidentée présente sous un capot. Les échangeurs thermiques sont les plus importants générateurs de traînée sous capot et ils sont vitaux pour le refroidissement. Le paragraphe 2.3 expliquera les phénomènes physiques permettant le transfert de chaleur dans un échangeur. Dans ce paragraphe, on se concentrera plutôt sur des analyses plus globales des échangeurs dans leur environnement. [Buchheim, 1981] a étudié l'impact de la position du radiateur dans l'environnement sous capot ; figure 2.8(a) et mis en lumière l'intérêt de chacune des positions en termes de variation de la traînée du véhicule (ΔC_d) et du ratio vitesse d'air dans le radiateur/vitesse du véhicule. Il faut rappeler que l'échange thermique est dépendant de la surface d'échange, des débits fluide chaud et fluide froid et de leurs coefficients d'échange. On peut donc qualifier chaque zone d'implantation potentielle d'un radiateur en fonction du potentiel de refroidissement de cette zone. Une fois le choix de la position du radiateur dans le compartiment moteur fait, il est possible d'optimiser dans l'espace disponible, le ratio entre le transfert de chaleur et la traînée de l'échangeur. Dans son ouvrage, [Barnard, 2001] cite les travaux de [Rivers *et al.*, 1994] décrivant l'évolution de l'échange thermique d'un échangeur en fonction de son angle par rapport au fluide incident, (figure 2.8(b)). Il ressort de ces travaux qu'il existe un angle optimal thermiquement. Hélas, l'optimum thermique n'est pas synonyme d'optimum aérodynamique. Il faudra donc étudier l'évolution de la traînée et de l'échange thermique pour faire le meilleur choix d'orientation possible.

L'environnement sous capot et sa configuration ont également une grande importance. [Ivanic et Gilliéron, 2005] ont mené une étude analytique et expérimentale en plaçant un compartiment moteur simplifié dans une soufflerie. Ils ont fait varier la position des entrées et sorties d'air du compartiment moteur ainsi que l'inclinaison de ses entrées/sorties. Il ressort de leurs études qu'il faut prendre en compte l'aérodynamique interne pour réduire la traînée totale du véhicule. Ils montrent aussi que la configuration sous capot, avec la position de ses entrées et sorties, a un rôle important à jouer dans la réduction de la traînée.



(a) Différents arrangements pour réduire la traînée selon [Buchheim, 1981].



(b) Évolution de l'échange thermique du radiateur en fonction de l'angle [Rivers *et al.*, 1994].

Figure 2.8 Influence de la traînée interne illustrée pour différents arrangements d'échangeur (a) et influence de l'inclinaison d'un échangeur sur l'échange thermique (b).

Il faut se rappeler que l'aérodynamique interne a pour objectif principal le refroidissement du véhicule. Ce besoin de refroidissement dépend des conditions d'utilisation du véhicule et l'on peut distinguer deux cas : le véhicule est en mouvement ou le véhicule est à l'arrêt. Dans le premier cas, l'écoulement interne est généré majoritairement par le déplacement du véhicule et dépend de sa vitesse. Dans le second cas, l'écoulement est généré par les différents groupes moto-ventilateurs (GMV) sous capot. Pendant longtemps, les études d'aérodynamique interne étaient menées uniquement sur la partie sous capot du véhicule sans tenir compte de l'écoulement externe. Cette approche se justifiait par la limitation des paramètres d'influence ; on pouvait faire une étude soit en fluide froid en aérodynamique externe soit en fluide chaud en aérodynamique interne. La limitation des moyens

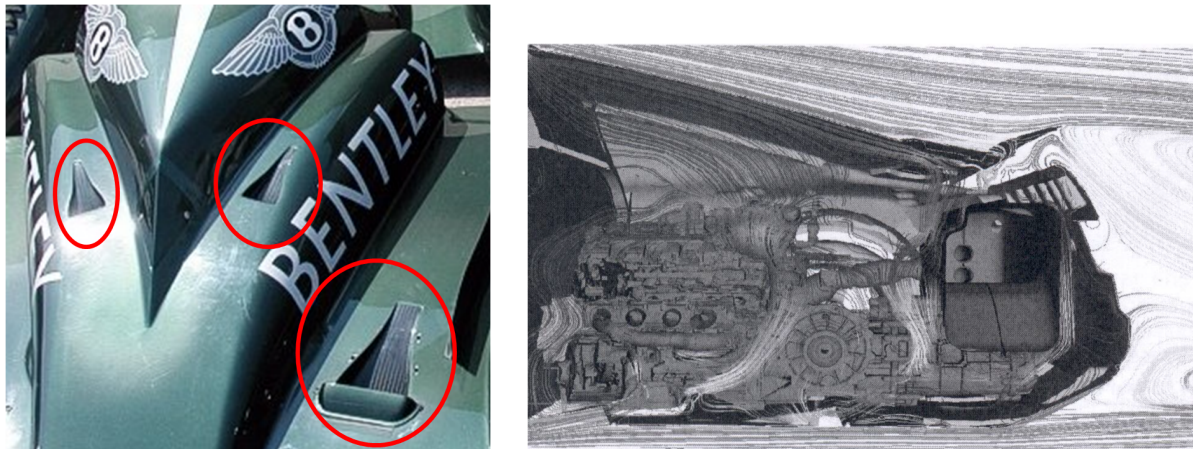
de calcul a longtemps été un obstacle, car les plages de vitesses et les échelles de température présentes dans une simulation combinant aérodynamique externe et interne sont très grandes. Ces importants gradients de vitesse et de température ralentissent la convergence des modèles numériques et parfois même l'empêchent. Du point de vue expérimental, il faut parfaitement contrôler les conditions atmosphériques pour observer des échanges thermiques réalistes par rapport à un cas sur route. Cela nécessite des souffleries climatiques très grandes, reproduisant aussi bien les effets de sol que des conditions atmosphériques constantes. Aujourd'hui, les modèles complets combinant aérodynamique interne et externe se développent ; on peut citer [Kaiyao *et al.*, 2011] [Cogotti *et al.*, 2011] [Larsson *et al.*, 2011]. Les premiers traitent d'une automobile et modélisent toutes les composantes aérodynamiques et thermiques allant jusqu'à l'aspiration moteur, la thermique de tous les composants, même la batterie, le démarreur, etc. Les seconds posent un modèle avec des simplifications de la géométrie intérieure et extérieure d'un bus dont ils modélisent les pièces les plus chaudes (moteur, échappement). Les troisièmes portent sur une analyse de la puissance totale dissipée par un camion semi-remorque en fonction de la position et de la configuration du système de refroidissement. Ces derniers appuient également sur l'importance de l'interaction entre l'aérodynamique interne et externe ainsi que sur l'influence d'un virage ou d'un vent de travers sur le refroidissement. Enfin, comme pour l'aérodynamique externe, des systèmes de contrôle actif sont implantés sur les entrées et sorties sous capot, comme illustré par [Hoffmann *et al.*, 2009]. Ce contrôle actif de l'écoulement interne a deux intérêts. Premièrement, il permet d'avoir une température contrôlée selon les besoins dans l'environnement sous capot. Deuxièmement, il aide à réduire la traînée aérodynamique en ne laissant rentrer que le débit d'air frais nécessaire dans l'environnement sous capot, limitant ainsi la traînée de pression de l'écoulement interne.

On a vu dans ce paragraphe la problématique des écoulements internes sous capot et il ressort des différents travaux qu'une étude correcte nécessite une analyse complète du véhicule combinant aérodynamique interne et externe ainsi qu'une analyse fine de leurs interactions. Les phénomènes d'aspiration moteur et de soufflage de l'échappement seront abordés dans le paragraphe suivant sur les interactions.

N.B. : La partie d'écoulement interne autour des organes de freinage n'a pas été développée, car elle ne sera pas prise en compte dans la présente étude. Cependant, pour plus d'informations on peut se référer à [Kumar *et al.*, 2005] [Johnson *et al.*, 2003].

Interaction entre l'aérodynamique externe et interne

Les technologies présentes aujourd'hui sur les automobiles trouvent très souvent leurs origines dans les progrès aéronautiques ; il en est de même pour l'étude des interactions entre l'aérodynamique externe et interne. Dans les années 1940, la NACA, ancêtre de la NASA, a développé et analysé des géométries pour les entrées d'air moteur et radiateur des avions en régime sub-sonique. L'objectif était de capter une partie de l'écoulement externe en le perturbant le moins possible et ainsi réduire la traînée induite par les entrées d'air sur les avions. [Frick *et al.*, 1945], [Mossman et Randall, 1948] ont travaillé sur cette problématique et les entrées d'air "NACA" sont nées. Elles sont toujours d'actualité dans le monde automobile et très utilisées dans la course automobile (figure 2.9(a)). Les conduites NACA sont des profils d'entrée externes, mais des profils internes ont également été développés [Rogallo, 1940]. Les profils internes sont particulièrement utilisés sur les Formules 1 pour l'alimentation du moteur en air frais. Les conduites internes sont ensuite sujettes à optimisation pour bénéficier de la pression dynamique générée par le mouvement du véhicule. L'utilisation d'un système actif peut également être envisagée [Hamstra *et al.*, 2000] [Lee *et al.*, 2005].



(a) Conduites NACA sur la Bentley aux 24h du Mans (FRANCE). (b) Écoulement du compartiment moteur et interaction avec le becquet arrière de l'Audi R8 [Hoffmann *et al.*, 2009].

Figure 2.9 Utilisation des conduites NACA sur un véhicule de course (a) et illustration de l'interaction des écoulements internes et externes (b).

Des interactions entre l'aérodynamique interne et externe sont présentes sur les entrées d'air mais aussi sur les sorties. On a vu au paragraphe précédent que le positionnement des entrées et sorties était important, [Ivanic et Gilliéron, 2005]. La forme de la sortie a également une influence, car une sortie d'air n'est ni plus ni moins qu'un apport d'énergie

de l'écoulement interne à l'écoulement externe. On a vu, dans le paragraphe sur l'aérodynamique externe, l'intérêt de contrôler les décollements par une action sur la forme ou la couche limite, ou même en déviant le fluide à l'aide d'un jet. L'interaction fluide interne/externe peut être utilisée pour remplir ce rôle en amenant la sortie d'air à la limite du décollement pour le retarder. On doit également tenir compte du gradient de température des écoulements lors de leurs interactions. [Hoffmann *et al.*, 2009] montrent que sur l'Audi R8, le spoiler a un effet sur la traînée et l'appui aérodynamique, mais aussi sur la ventilation puisqu'une des sorties du compartiment moteur (air chaud) se fait sous le spoiler (figure 2.9(b)). L'air chaud est aussi canalisé vers le dessus de l'aileron sur les F1 pour améliorer l'appui aérodynamique, car la densité de l'air diminue avec la température ; la pression générée est alors plus faible que si l'air était à $T_{ambient}$. On augmente alors le ΔP entre l'intrados et l'extrados de l'aileron et donc la portance F_z .

De ce qui précède, il faut retenir que l'étude des véhicules doit se faire avec une approche globale combinant aérodynamique interne et externe pour être réaliste et permettre d'améliorer la traînée du véhicule dans son ensemble. On notera aussi qu'il est bon de débiter l'étude par des modèles simplifiés afin de bien cerner les phénomènes en présence et de comprendre leurs origines. Enfin les modèles doivent toujours être développés en se référant à des valeurs expérimentales afin d'obtenir la fiabilité et la robustesse attendues.

2.2.3 Aérodynamique des motocyclettes

Le nombre de références sur le sujet est bien plus réduit que pour l'automobile. [Watanabe *et al.*, 2003] expliquent cette différence par la complexité géométrique des motocyclettes et la difficulté de caractériser l'écoulement autour de celle-ci. Les moindres changements modifient complètement l'écoulement ; il est alors assez ardu de faire ressortir des généralités sur l'aérodynamique des motocyclettes. Cependant, quelques éléments influant méritent d'être présentés.

Aérodynamique externe

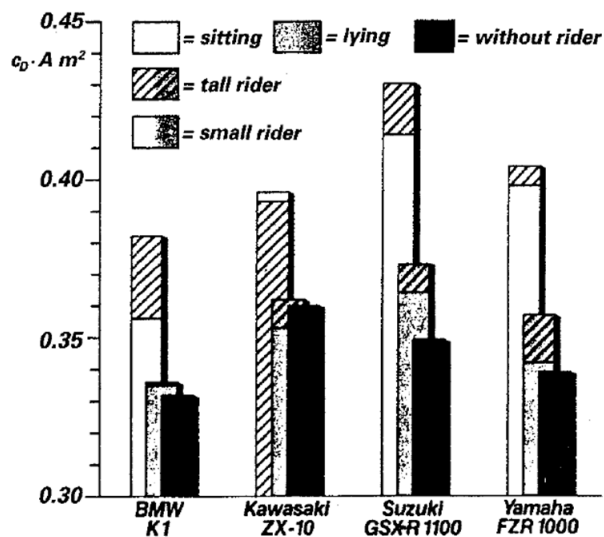
Pour l'aérodynamique externe des motocyclettes, on peut découper les contributions en trois zones : La face avant, l'interaction pilote/pare-brise et l'arrière du véhicule. [Angle, 2002] a énuméré les solutions existantes de réduction de la traînée aérodynamique comme étant liées à la position du pilote, à l'optimisation du flux autour des roues, à l'approxi-

mation de la géométrie d'une goutte d'eau comme on l'a vu précédemment pour les automobiles ou encore à l'augmentation de la pression dans le sillage.

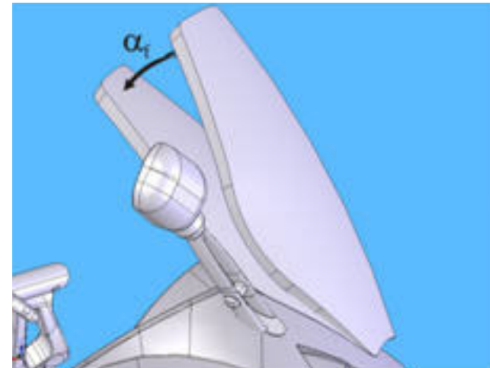
La traînée provenant de la face avant sera majoritairement générée par le design de la roue avant et par le niveau de carrosserie du véhicule ; roadster, superbike, touring. [Hackett *et al.*, 1987] ont montré expérimentalement que l'impact de la roue en rotation sur la traînée était non négligeable. [Barlow *et al.*, 1999] ont montré l'influence des roues sur l'écoulement global pour différentes configurations de véhicule. Ils précisent qu'une étude complète des roues ouvertes est quasi indispensable pour déterminer un coefficient de traînée réaliste.

L'interaction pilote/pare-brise a été explorée par [Heckemüller, 1988] [Angeletti *et al.*, 2003] comme on peut le voir aux figures 2.10(a) et 2.10(b). On peut constater l'impact de la position et de la taille du pilote dans l'étude de [Heckemüller, 1988] et l'influence de l'angle de pare-brise dans celle de [Angeletti *et al.*, 2003]. L'interaction pilote/passager a d'autres objectifs que la réduction de la traînée tels que le confort du point de vue des pressions aérodynamiques subies par le pilote ou le confort du point de vue acoustique. On peut se référer à l'étude de [Takagi et Iwazaki, 2007] qui analyse les forces et moments subis par la tête du pilote en fonction du type de casque à l'aide d'une balance aérodynamique. [Biancolini *et al.*, 2009] montrent l'intérêt d'optimiser l'interaction pare-brise/pilote en réalisant une étude paramétrique à l'aide d'un « morphing » utilisant des fonctions à base radiale (présentées au paragraphe 2.5.4). L'auteur choisi comme paramètres la taille du pilote (3 tailles), son inclinaison (3 positions) et l'angle du déflecteur additionnel sur le pare-brise (5 positions). Grâce au « morphing » du maillage, 3 modèles de maillage suffisent pour pouvoir résoudre les 45 configurations du plan d'expérience complet et conclure que tous les paramètres sont liés.

La partie arrière conditionne la taille du sillage produit par une motocyclette. Il existe plusieurs solutions pour réduire ce sillage ; tout d'abord par des considérations géométriques en tentant de faire recoller la couche limite par l'ajout de formes profilées à l'arrière de la moto, comme sur les premières motocyclettes destinées aux records de vitesse « Excelsior Silver Comet » ou « BMW 750cc de 1929 ». Ensuite, par l'arrivée de flux chaud dans le sillage ou à son abord tel que proposé par [Cocco, 2004]. Ce flux d'air chaud peut aussi bien être l'air provenant des radiateurs que les gaz d'échappement comme on peut le voir sur les motocyclettes sportives actuelles qui ont toutes vues évoluer la forme et la position de l'échappement, avec des positions sous la selle (Honda 1000 CBR-RR modèle 2005) ou



(a) Influence de la taille et de la position du pilote sur la traînée aérodynamique, [Heckemüller, 1988].



	Sans pare-brise	$\alpha_r = 0^\circ$ (position initiale)	$\alpha_r = 7^\circ$
Surface de référence (m ²)	0.526	0.878	0.847
S.Cx (m ²)	0.48	0.49	0.44
C _x	0.92	0.56	0.53

(b) Évolution de la traînée en fonction de l'angle du pare-brise [Angeletti *et al.*, 2003].

Figure 2.10 Influence de la taille du pilote (a) et de l'angle du parebrise (b) sur les motocyclettes.

compact dans le prolongement de la carrosserie (Honda 1000 CBR-RR modèle 2015). Le sillage reste tout de même dépendant de la circulation du fluide entre l'avant et l'arrière du véhicule; cela passe toujours par l'étude de la position du pilote.

Aérodynamique interne et refroidissement

Du point de vue aérodynamique, la forme optimale pour une motocyclette est une forme dite de goutte d'eau. Toutefois, en réalité, il faut aménager des entrées et des sorties d'air pour permettre le fonctionnement et le refroidissement du moteur et celles-ci sont génératrices de traînée [Mercker et Wiedemann, 1990]. [Hucho, 1998] cite les travaux de [Bettermann, 1987] sur les éléments d'amélioration d'une motocyclette sportive. Ils indiquent qu'un bon travail de conception sur les canalisations d'entrées/sorties permet une augmentation rapide des performances thermiques en minimisant la traînée produite.

Enfin, [Cocco, 2004] précise que la conception des radiateurs doit permettre d'optimiser l'échange thermique en minimisant les pertes de charge génératrices de traînée. Il propose également d'acheminer l'air chaud provenant des radiateurs dans la zone de naissance du sillage à l'arrière de la motocyclette. Cet apport d'air chaud créé un gradient de pression qui réduit la taille du sillage et donc la traînée comme sous l'aileron d'une voiture. On

peut noter que ce type de canalisation est présent depuis plus de 5 ans sur toutes les motocyclettes sportives actuellement vendues de série.

On retiendra de l'aérodynamique des motocyclettes que les paramètres influant le plus sur la traînée sont les roues avant, l'interaction pilote/pare-brise avec prise en compte de la position du pilote et les conduites d'air à l'interface entre l'aérodynamique interne et externe. Mais tous ces paramètres sont difficilement dissociables comme l'illustrent [Conti et Argento, 2006] en montrant que la solution passe par une optimisation paramétrique utilisant les outils que l'on verra au paragraphe 2.5.

2.3 Échangeurs de chaleur

Dans ce paragraphe, on commence par un rappel rapide sur les 3 modes de transfert thermique pouvant permettre un échange d'énergie thermique entre deux éléments. Ensuite, on donne un aperçu non exhaustif des types d'échangeurs de chaleur existants. On présente leur classement, les deux méthodes de design d'un échangeur ainsi qu'une méthode globale de sélection. Enfin, on traite des échangeurs automobiles actuellement présents dans tous les véhicules en s'appuyant sur les paramètres qui ont mené à leur forme actuelle. On présentera les lois utilisées pour les modéliser ainsi que les paramètres menant à une dégradation de leurs performances. Cette partie sur les échangeurs permettra de cerner les difficultés potentielles au niveau de leur modélisation et les points importants à prendre en compte pour leur étude.

2.3.1 Modes de transfert thermique

Il existe trois modes de transfert thermique possibles pour permettre à deux éléments d'échanger un flux de chaleur : la conduction, la convection et le rayonnement. Ces trois modes de transfert sont largement connus et documentés et ils peuvent se réduire aux équations suivantes :

La conduction

C'est le phénomène de transfert de chaleur à travers un corps (fluide ou solide) en fonction de la composition de ce dernier et du gradient de température qui lui est imposé. Il

s'exprime par la Loi de Fourier :

$$\varphi = -k \overrightarrow{\text{grad}T} \quad (2.8)$$

Avec :

φ : densité de flux (W.m⁻²)

k : conductivité thermique du corps (W.m⁻¹.°K⁻¹)

$\overrightarrow{\text{grad}T}$: gradient de température suivant les trois directions (dépendant du repère)
(m⁻¹.°K)

Cette équation se réduit, pour un flux permanent en 1-D, à l'expression très connue suivante :

$$\phi = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.9)$$

Avec :

ϕ : flux ou puissance thermique (W)

A : surface perpendiculaire au flux (m²)

$\frac{dT}{dx}$: écart de température sur la longueur x considérées (m⁻¹.°K)

La convection

C'est un phénomène de transfert de chaleur résultant d'un déplacement de matière, il ne concerne donc que les fluides. Le mouvement est généré par la différence de température et ou de pression qui vont engendrer une contraction ou une dilatation du fluide et ainsi induire un mouvement. Elle s'exprime par la loi de Newton :

$$\phi = hA(T_f - T_s) \quad (2.10)$$

Avec :

ϕ : flux ou puissance thermique (W)

h : coefficient d'échange ou de convection au niveau de l'interface (W.m⁻².°K)

T_f, T_s : respectivement la température fluide et la température du solide (°K)

A : surface d'échange (m²)

On peut distinguer deux types de convection, la convection dite "forcée" et la convection dite "naturelle". En convection forcée, le coefficient de convection dépend des caractéristiques du fluide, de la paroi, et du régime d'écoulement, car le fluide a une vitesse importante. En convection naturelle, le coefficient de convection dépend principalement du fluide, de la paroi et de la différence de température, car le fluide est initialement au repos.

On utilise l'analyse dimensionnelle (théorème de Vaschy-Buckingham) sur l'équation précédente pour trouver la forme générale de la loi physique. En convection forcée, la loi physique dépend de quatre nombres adimensionnels ; Nusselt, Prandtl, Reynolds, Eckert. Avec l'hypothèse d'un fluide subsonique, on peut négliger le nombre d'Eckert et on trouve l'expression suivante :

$$N_u = f(R_e, P_r) \quad (2.11)$$

Avec :

$$N_u = hl_c\lambda : \text{nombre de Nusselt}$$

$$R_{elc} = \rho V l_c \mu : \text{nombre de Reynolds local}$$

$$P_r = \frac{\mu C}{\lambda} : \text{nombre de Prandtl}$$

$$l_c : \text{longueur caractéristique.}$$

On peut retrouver le coefficient de convection h en calculant le nombre de Nusselt.

À partir de cas expérimentaux dans des plages d'application spécifiées, des corrélations sont faites telles que la formule de Colburn pour les tubes suivante $N_u = 0.023 P_r^{1/3} R_e^{0.8}$. La corrélation précédente est valide pour un régime d'écoulement parfaitement établi ayant une abscisse réduite $\frac{x}{D} > 60$ et un nombre de Prandtl entre 0.7 et 100.

Pour la convection naturelle, le nombre de Reynolds est remplacé par le nombre de Grashof, ce qui donne : $N_u = f(G_r, P_r)$

Le nombre de Grashof est donné par l'expression suivante : $G_r = \frac{l_c^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\mu^2}$. L'expression du nombre de Nusselt est alors : $N_u = C(P_r R_e)^n$ où le coefficient C dépend du régime de convection, laminaire ou turbulent.

À partir de tous ces paramètres sur le type de convection, le fluide, la paroi et le régime d'écoulement, on peut déterminer le coefficient de convection h et donc le flux échangé par convection sur une paroi.

Le rayonnement

C'est un phénomène encore à l'étude dont le mécanisme de transport de l'énergie est partagé entre deux théories ; la théorie des quanta et la théorie ondulatoire. Cela dit, on sait que le rayonnement dépend de la longueur d'onde de la source d'émission et qu'il se propage dans les gaz comme dans le vide (le soleil rayonne jusqu'à la terre). Pour qu'il y ait transfert thermique par rayonnement, il faut une source (surface émettrice) et un

récepteur (surface exposée au rayonnement, direct ou indirect). Il faut également assurer l'équilibre des flux pour des corps réels car ils sont à la fois émetteurs et récepteurs. Cela se traduit par :

$$\phi_{\text{échangé}} = \phi_{\text{absorbé}} - \phi_{\text{émis}} \quad (2.12)$$

La puissance émise par un corps s'exprime par la Loi de Stefan-Boltzmann :

$$\phi_{\text{émis}} = \varepsilon A \sigma T_e^4 \quad (2.13)$$

Avec :

$\phi_{\text{émis}}$: flux émis (W)

ε : émissivité, variant entre 0 et 1 (sans dimension)

A : surface de la source (m^2)

σ : constante de Stefan-Boltzmann ($5.6703 \cdot 10^{-8} \text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-2}$)

T_e : température du corps émetteur (en °K)

La puissance reçue par un corps s'exprime par :

$$\phi_{\text{absorb}} = (1 - \alpha) A_r \sigma T_e^4 \quad (2.14)$$

Avec :

α : absorptivité ou absorbance (sans dimension)

A_r : surface réceptrice (m^2)

T_r : température du corps récepteur (en °K)

Ce sont les bases du calcul d'un échange thermique par rayonnement. On ne développera pas plus ce mode de transfert car, comme on l'a vu, le rayonnement dépend grandement de la température de la source. Or, dans un échangeur de chaleur automobile on évitera la proximité avec des sources à haute température et l'échangeur lui-même n'aura pas une température excédant les 150°C. C'est pour cela que le transfert de chaleur par rayonnement est couramment négligé dans les calculs d'échangeurs.

Il faut préciser que ces 3 modes de transfert sont la plupart du temps présents en même temps. Apparaît alors la problématique du transfert conjugué. Pour permettre la résolution analytique d'un transfert conjugué, certaines hypothèses seront nécessaires ; on cherchera à identifier le ou les modes de transfert prédominants et on essayera de se rapprocher de cas simples documentés. Sinon, une résolution numérique par éléments finis permettra

d'obtenir une solution générale, mais cela demande la résolution du fluide, des solides et de leurs interfaces.

Voyons maintenant les caractéristiques des types d'échangeurs et comment interviennent les modes de transfert thermiques pour permettre l'échange de chaleur attendu.

2.3.2 Caractéristiques des types d'échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans une multitude d'applications allant de l'informatique aux centrales nucléaires en passant par l'automobile. Il existe une multitude d'échangeurs que l'on classe en fonction du type d'échanges de chaleur, de leur géométrie de construction, du sens des écoulements et de la méthode de transfert [Kakaç et Liu, 2002].

- Types d'échange de chaleur :
 - Par contact direct entre deux fluides ;
 - Par contact indirect via une surface d'échange.
- Géométrie de construction des échangeurs :
 - Les échangeurs à tubes, qui se subdivisent en trois catégories ; échangeur bitube co-courant ou contre-courant ; échangeur à calandre ou faisceau utilisant des tubes en U, un faisceau simple, un faisceau tubulaire ou un circuit multi-passe, échangeur à spirale.
 - Les échangeurs à plaques, qui se subdivisent eux aussi en trois catégories qui sont les échangeurs à plaques étanches, les échangeurs à plaques spirales et les échangeurs à lamelles.
 - Les échangeurs profilés, qui eux basent leur forme soit sur le profil du tube lui-même soit sur le profilage des ailettes ou sur une combinaison des deux.
- Sens d'écoulement :
 - Les échangeurs à courant parallèle ;
 - Les échangeurs à contre courant ;
 - Les échangeurs à courant croisé.

- La méthode de transfert :
 - Convection une phase/convection une phase ;
 - Convection une phase/convection deux phases ;
 - Convection deux phases/ convection deux phases.

La méthode de transfert, avec les changements de phase qu'elle peut impliquer, donne une désignation particulière à chaque échangeur de chaleur plus connu sous les noms de radiateur, évaporateur ou condenseur.

Tous ces paramètres permettent de créer un grand nombre d'échangeurs, mais pour les dimensionner il existe deux méthodes détaillées dans [Kakaç et Liu, 2002]. Premièrement, la méthode dite LMTD (différence de température moyenne logarithmique) qui consiste à calculer l'écart de température entre les fluides entrant et sortant de l'échangeur. Deuxièmement, la méthode $\epsilon - NTU$ (nombre d'unités de transfert) est basée sur le calcul de l'efficacité du transfert de chaleur. Ces deux méthodes de calcul permettent de calculer l'échange thermique pour un échangeur dont la géométrie est fixée ou bien de dimensionner un échangeur en fonction des températures d'entrée et de sortie attendues. Le tableau 2.1 de [Kakaç et Liu, 2002] résume les équations utilisées pour ces deux méthodes de conception.

<i>LMTD</i>	$\epsilon - NTU$
$Q = UAF\Delta T_{lm,cf}$	$Q = \epsilon(\dot{m}C_p)_{min}(T_{h1} - T_{c1})$
$LMTD = \Delta T_{lm,cf} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2})}$	$\epsilon = \frac{C_h(T_{h1} - T_{h2})}{C_{min}(T_{h1} - T_{c2})} = \frac{C_c(T_{c2} - T_{c1})}{C_{min}(T_{h1} - T_{c2})}$
$\Delta T_1 = T_{h1} - T_{c2}; \Delta T_2 = T_{h2} - T_{c1}$	$C^* = C_{min}C_{max} = \frac{(\dot{m}C_c)_{min}}{(\dot{m}C_c)_{max}}$
$P = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h2} - T_{c1}}; R = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{c2} - T_{c1}}$	$NTU = \frac{AU}{C_{min}} = \frac{1}{C_{min}} \int_A U dA$
$F = \Sigma(P, R, Topologie\ fluide)$	$\epsilon = \Sigma(NTU, C^*, topologie\ fluide)$

Tableau 2.1 Méthodes de design des échangeurs

Ces deux méthodes servent au dimensionnement du radiateur, mais les deux résultats attendus pour un échangeur de chaleur sont le flux thermique échangé Q et ses pertes de charges ΔP internes et externes. Dans le cadre industriel, les problématiques de coût sont de premier ordre. Il ressort que le coût d'un échangeur grimpe avec l'augmentation de sa taille et de sa complexité. Il faudra choisir un type d'échangeur à la fois simple, compact et efficace pour rencontrer les problématiques de coût imposée par les industriels. On voit

maintenant comment se font les premiers calculs de puissance échangée pour un échangeur au sens général.

Dans le cas idéal, on a l'expression :

$$Q = UAF\Delta T_m \quad (2.15)$$

Avec :

Q : puissance (W)

U : coefficient de transfert thermique surfacique ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$)

A : surface d'échange (m^2)

ΔT_m : écart de température entre l'entrée et la sortie de l'échangeur ($^\circ\text{K}$)

UA dépend de la construction de l'échangeur dans lequel l'échange thermique se produit par plusieurs modes de transfert. Pour prendre en compte la géométrie du radiateur et les différents transferts on introduit la notion de résistance thermique R_t . On obtient alors l'expression suivante :

$$UA = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{t}{k A_j} + \frac{1}{h_o A_k}} \quad (2.16)$$

Avec :

R_t : résistance thermique ($^\circ\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$)

h_i, h_o : coefficients de convection des parois interne et externe ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$)

k : coefficient de conduction des parois solides ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)

$A_{i,j,k}$: surface concernée par le transfert (m^2)

t : épaisseur de la paroi (m)

En réalité, l'environnement extérieur et les conditions de fonctionnement sont sources de dégradation des performances du radiateur. On doit alors ajouter un facteur d'encrassement du radiateur afin que même encrassé le radiateur assure toujours ses objectifs de refroidissement.

On a alors l'équation :

$$\dot{Q}_e = U_e A_e \Delta T_{me} \quad (2.17)$$

L'indice e correspond au coefficient de sécurité avec prise en compte de l'encrassement. Cette prise en compte de l'encrassement peut se traduire par :

$$\frac{1}{U_e} = \frac{1}{U} + R_{et} \quad (2.18)$$

Avec :

R_{et} : Résistance thermique additionnelle induite par l'encrassement.

On peut alors calculer l'augmentation de surface nécessaire pour conserver les paramètres de puissance échangée et de température, tels que : $\dot{Q} = \dot{Q}_e$ et $\Delta T_m = -\Delta T_{me}$

On obtient ainsi : $\frac{A_e}{A} = 1 + U.R_{et}$ où $U.R_{et}$ correspond à la surface à ajouter pour conserver les propriétés initiales de l'échangeur.

Comme on l'a précisé, le coût est très important pour les industriels et celui-ci augmente avec la taille de l'échangeur. Il y a donc un intérêt majeur à limiter l'encrassement pour limiter la taille de l'échangeur. Pour cela, il faut comprendre d'où vient l'encrassement et ce qu'il peut entraîner comme complication dans un système de refroidissement.

Il existe plusieurs types d'encrassement en fonction des phénomènes en présence. On a l'encrassement particulière lié à un amoncellement de particules présentes dans l'un des fluides, la cristallisation du fluide, la corrosion des surfaces d'échanges, le dépôt de matières organiques telles que des algues et des réactions chimiques avec les matériaux de l'échangeur. Tous ces phénomènes ont un temps d'apparition et de développement liés à des paramètres d'initialisation qui peuvent être résumés aux : matériaux, état de surface, film protecteur, débits et températures. On peut indiquer que le temps de cristallisation diminue avec l'augmentation du pourcentage d'éléments cristallisants. Le temps de réaction chimique diminue avec l'augmentation de la température. L'encrassement est un phénomène dynamique qui utilise les trois moyens de transport suivants ; la diffusion, la sédimentation et la thermophorèse⁶. L'encrassement induit une dépense globale supplémentaire, un coût de maintenance, une perte d'efficacité et une perte énergétique. Pour lutter contre ce phénomène, certains éléments doivent être pris en compte lors de la conception géométrique et du choix des conditions de fonctionnement. On veillera à avoir des forces tangentielles importantes sur les parois de l'échangeur pour éviter les dépôts ou permettre de les enlever, à choisir des couples matériaux/fluides qui n'induisent pas de réaction chimique et à éviter les zones mortes dans lesquelles les dépôts de particules se créent. [Shah, 1981], a

⁶La thermophorèse est un phénomène basé sur l'attraction par une paroi froide de particules qui se déplacent sous l'action d'un gradient thermique.

dans son ouvrage, schématisé une méthode globale de design d'un échangeur de chaleur (figure 2.11).

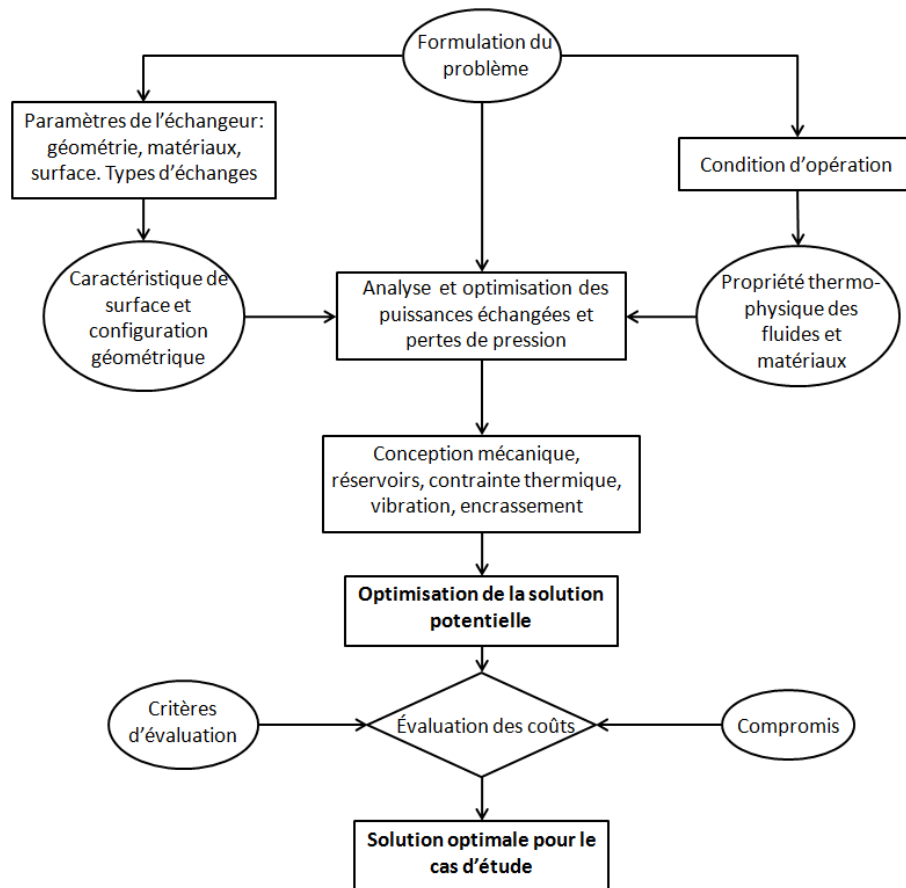


Figure 2.11 Traduction du schéma illustrant la méthode de conception d'échangeur proposée par [Shah, 1981]

Enfin, un dernier type d'échangeur se démocratise depuis les années 90, ce sont les échangeurs à mousses métalliques, [Hugo, 2012]. Ces échangeurs sont utilisés pour une multitude d'applications à haute performance. Dans le domaine automobile il se limite à la compétition, car ils sont trop coûteux pour les véhicules de série.

Maintenant que les grandes lignes sur les échangeurs existants sont posées, on concentre les recherches sur les échangeurs adaptés à l'étude : les échangeurs automobiles.

2.3.3 Les échangeurs automobiles et leurs modélisations

Détaillons plus particulièrement les échangeurs automobiles qui assurent le refroidissement du moteur thermique : les radiateurs. Les circuits de refroidissement automobiles utilisent un liquide de refroidissement (fluide caloporteur) qui emmagasine la chaleur du moteur pour la restituer dans l'atmosphère par l'intermédiaire du radiateur. La solution du refroidissement liquide s'explique historiquement par les avantages suivants : on contrôle la température du bloc moteur y compris dans la zone de combustion ce qui améliore l'efficacité du moteur, on limite l'émission de polluants grâce à l'amélioration de la combustion, on améliore le rendement du circuit de refroidissement en le contrôlant et on augmente l'efficacité des échanges thermiques. Les radiateurs sont à contact indirect avec une phase liquide et une phase gazeuse. Les débits de liquide et d'air sont respectivement dictés par la pompe à eau et par la vitesse du véhicule ou le débit créé par le ventilateur lorsque le véhicule est arrêté. L'objectif principal des radiateurs est d'assurer la dissipation des pertes thermiques du moteur à combustion dans toute la plage d'utilisation du véhicule (à l'arrêt, à vitesse maximale, à basse vitesse sous charge, etc.) avec toutes les conditions d'utilisations prévues (pluie, neige, gel, boue, canicule). Ils doivent être peu coûteux, avoir un faible encombrement et nécessiter peu d'entretien.

Pour rencontrer toutes ces contraintes, l'utilisation d'échangeurs compacts est la plus appropriée. Un échangeur est considéré comme compact lorsque sa densité de surface d'échange dépasse $700 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$, des valeurs dépassant $10000 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$ peuvent être atteintes. Dans l'automobile, les échangeurs à tube profilé avec ailettes sont plébiscités [Kays et London, 1998].

Les radiateurs automobiles (figure 2.12) ont un écoulement à courant croisé (crossflow) ; l'écoulement du fluide peut se faire horizontalement ou verticalement. La recherche constante d'améliorations au niveau de l'efficacité des échangeurs a fait évoluer leurs géométries vers des tubes à profil plat pour le liquide, permettant de réduire la surface frontale et donc la traînée tout en ayant une plus grande surface d'échange. Les ailettes entre les tubes sont fendues pour limiter la croissance de la couche limite et améliorer l'efficacité des ailettes. L'ajout de persiennes peut amener une augmentation allant jusqu'à 60% du transfert de chaleur total de l'échangeur.

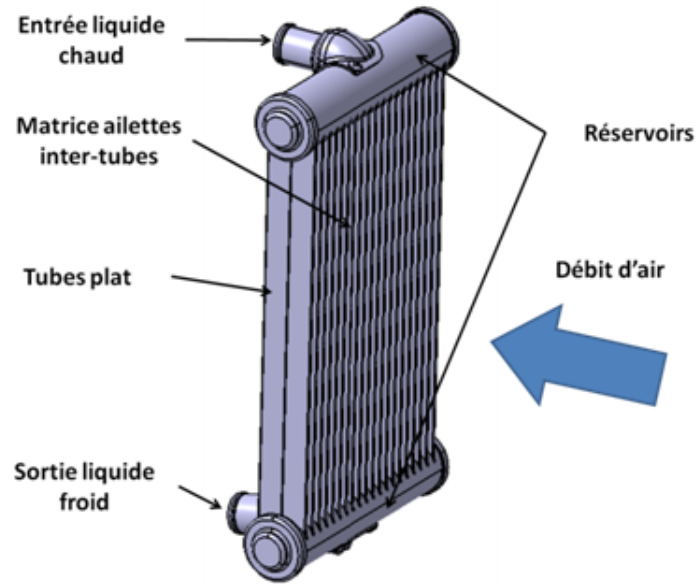
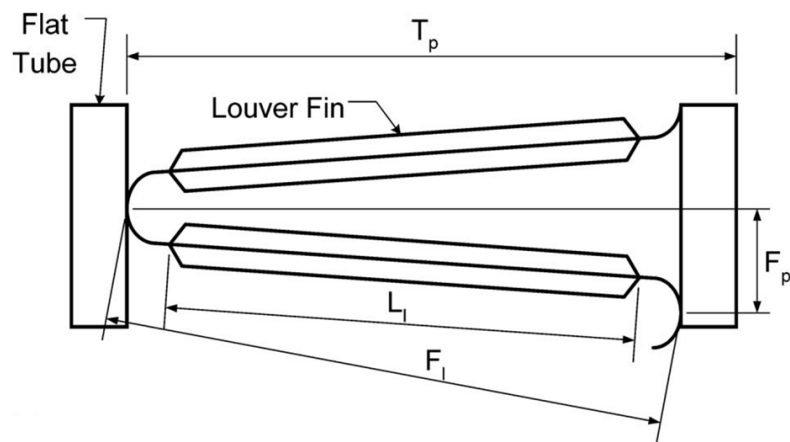
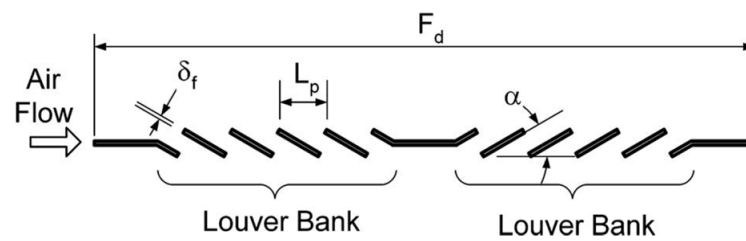


Figure 2.12 Géométrie d'un radiateur automobile

La géométrie interne d'un échangeur peut alors se présenter en vue de face par la figure 2.13(a) et en vue de coupe par la figure 2.13(b) d'après [Park et Jacobi, 2008]. Les fournisseurs d'échangeurs utilisent alors les dimensions de la géométrie comme des paramètres afin d'obtenir l'échangeur qui correspond aux requis de refroidissement attendu dans les dimensions requises en minimisant sa masse. De nombreux modèles de prédiction de dissipation de chaleur existent avec différent niveau de complexité, tel le modèle présenté par [Ng *et al.*, 2005] qui ne tient pas compte de la géométrie des ailettes et des persiennes, mais utilise des interpolations basées sur la valeur du nombre de Reynolds caractéristique du diamètre hydraulique de l'échangeur. D'autres modèles prennent en compte l'ensemble des variables géométriques tel que [Park et Jacobi, 2008], [Sahnoun et Webb, 1992] et [Dong *et al.*, 2007]. Ces modèles se basent sur des interpolations à travers une capitalisation des résultats de tests de plusieurs groupes de recherche ou sur la décomposition de chaque surface constituant un persienne pour [Sahnoun et Webb, 1992].



(a) Géométrie d'un échangeur automobile à tube plat en vue de face.



(b) Géométrie d'un échangeur automobile à tube plat en vue de coupe.

Figure 2.13 Géométrie générale d'un échangeur automobile à tube plat en vue de face (a) et en vue de coupe (b) selon [Park et Jacobi, 2008].

2.4 Modélisation numérique

Tout d'abord, il faut situer les objectifs de la modélisation numérique dans son contexte industriel et qui sont de :

- Prédire le comportement des phénomènes physiques (mécanique et thermique pour les solides et les fluides) ;
- Réduire le temps et le coût de conception ;
- Réduire les coûts de production ;
- Améliorer des produits plus tôt, dans les phases amont de leur cycle de vie.

Mais la modélisation numérique rencontre des limites. La première est liée à la puissance de calcul des ordinateurs. Malgré l'augmentation constante de la puissance de calcul, loi de Moore ou autres, la modélisation de la réalité physique reste très coûteuse en moyen de calcul. De plus on est dans une problématique d'optimisation paramétrique automatisée, cela sous-entend l'automatisation des processus de résolution numérique pour effectuer un grand nombre de simulations. Il ne faut donc pas que le temps total de modélisation soit long si on veut obtenir des résultats en une durée raisonnable (maximum 1 journée par itération numérique). La seconde limite vient de l'impossibilité de connaître exactement les conditions appliquées au système (conditions météorologiques, facteur imprévu, usure).

Pour pallier ces limites, on restreint la modélisation aux phénomènes que l'on souhaite observer, donnant naissance à une multitude de combinaisons et de branches d'analyse. Les domaines de base sont : La mécanique des solides déformables (MSD), la mécanique des fluides (MDF), la thermique et thermodynamique et enfin l'électromagnétisme.

L'étude numérique d'un véhicule fera appel à une modélisation numérique fluide et thermique. On commencera par une introduction à la modélisation CFD, suivi de l'explication des étapes de construction du modèle CFD à froid ainsi que des choix disponibles à chaque étape. Enfin, on verra comment intervient la thermique des radiateurs dans le modèle CFD et quelles sont les façons de les modéliser.

2.4.1 Introduction aux modèles CFD

Les modèles CFD sont basés sur la résolution numérique des équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie d'un fluide. Il est aussi possible de faire de la CFD pour des cas particuliers tels que les fluides Eulérien; le nombre d'inconnues à résoudre diminue alors, puisque ce sont des cas particuliers des équations de Navier Stokes. Si l'on veut résoudre les équations de Navier Stokes pour des fluides turbulents, il faut discrétiser la géométrie et le domaine fluide.

Plusieurs modèles physiques sont possibles pour obtenir la solution des équations de Navier Stokes. La première méthode est la méthode DNS (direct numerical simulation), malheureusement elle trouve rapidement ses limites dès qu'on a une géométrie un tant soit peu complexe ou des nombres de Reynolds élevés, car elle résout toutes les structures tourbillonnaires. La méthode DNS se limitera à résoudre les fluides autour des corps simples, des plaques, des sphères, des cylindres, etc. La seconde méthode est appelée LES (Large Eddy Simulation). Elle permet de simuler des écoulements à grand nombres de Reynolds en résolvant les mouvements tourbillonnaires de grande dimension et en modélisant les plus petits à l'aide d'un modèle de sous-maille. L'ambiguïté de la méthode LES est de savoir où placer la limite entre ce que l'on résout et ce que l'on modélise. Cependant la méthode LES reste très coûteuse en temps de calcul (plusieurs jours). Pour donner un ordre de grandeur du nombre d'éléments nécessaire à la résolution des méthodes DNS et LES, on calcul le nombre de maille nécessaire pour résoudre l'écoulement sur une plaque plane de la longueur du tricycle (2.667 m) et de la largeur du tricycle (1.145 m) dans la totalité de la couche limite pour une vitesse de 40 m/s soit 144 km/h. On utilise l'estimation du nombre de mailles sur plaque plane de [Choi et Moin, 2012] qui permet une estimation du nombre de mailles pour des nombres de Reynolds supérieurs à 10^6 . Cette estimation se base sur les travaux de [Chapman, 1979] pour lequel l'estimation est pour des nombres de Reynolds inférieurs à 10^6 . Avec l'estimation de [Choi et Moin, 2012], on obtient pour la méthode LES avec un modèle de paroi pour la sous couche visqueuse un nombre de mailles de 213 millions. Pour la méthode DNS, on obtient $8.13 \cdot 10^{13}$ mailles. Ces nombres de mailles permettent uniquement de résoudre l'écoulement sur une plaque plane dans un domaine fluide de la dimension du véhicule. Pour un tricycle, la géométrie est bien plus complexe qu'une plaque et les dimensions du domaine seront de l'ordre de $17 \times L_{vehicule}$, $12 \times l_{vehicule}$ et $6 \times h_{vehicule}$.

Enfin, la dernière méthode est dite méthode RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes), car elle ne résout aucune échelle de la turbulence mais elle la modélise. On effectue une décomposition des variables en deux termes ; la moyenne statistique et les fluctuations. On utilise ensuite des équations de fermetures pour évaluer la viscosité turbulente. Il existe autant de modèles RANS que de façon d'écrire les équations de fermetures et chaque modèle est plus adapté à un type d'écoulement.

Pour construire un modèle CFD, il faut avoir un schéma numérique et un modèle physique auquel on associe des conditions aux limites. La discrétisation aura un impact direct sur les résultats du schéma numérique. L'objectif de tout modèle CFD est d'avoir la solution la plus indépendante possible de la discrétisation. Évidemment une discrétisation trop fine sera trop coûteuse en temps de calcul et inversement, la grossièreté de la discrétisation mènera à des résultats peu fiables [Tu *et al.*, 2008].

La discrétisation de l'espace fluide va rencontrer des frontières déterminées par la géométrie à étudier. La précision de la discrétisation aux frontières donnera alors la surface réellement analysée. Une attention toute particulière devra être portée à la discrétisation de la géométrie pour que celle-ci ne soit pas trop dénaturée de sa géométrie originelle.

Le modèle CFD nécessite également des conditions initiales, fixes ou variantes en fonction du temps selon que l'on souhaite modéliser un phénomène transitoire ou stationnaire. Ces conditions initiales déterminent également le résultat final, car ce sont les données d'entrées pour la résolution du schéma numérique. Le résultat de simulation est obtenu lorsqu'un critère d'arrêt est satisfait. Les critères d'arrêt sont basés sur la convergence d'une variable ou des résidus de la simulation.

Enfin, il faut faire du post-traitement de la solution obtenue du schéma numérique pour en ressortir les informations que l'on attend.

La construction et la validation d'un modèle CFD peut alors se résumer par le schéma de la figure 2.14. On y constate que la seule méthode pour valider un modèle CFD est de le comparer à des résultats expérimentaux. Évidemment, chaque changement ne sera pas testé expérimentalement, sinon la simulation numérique perdrait tout son intérêt. Mais il faudra cependant porter une attention particulière au domaine de validité du modèle

CFD.

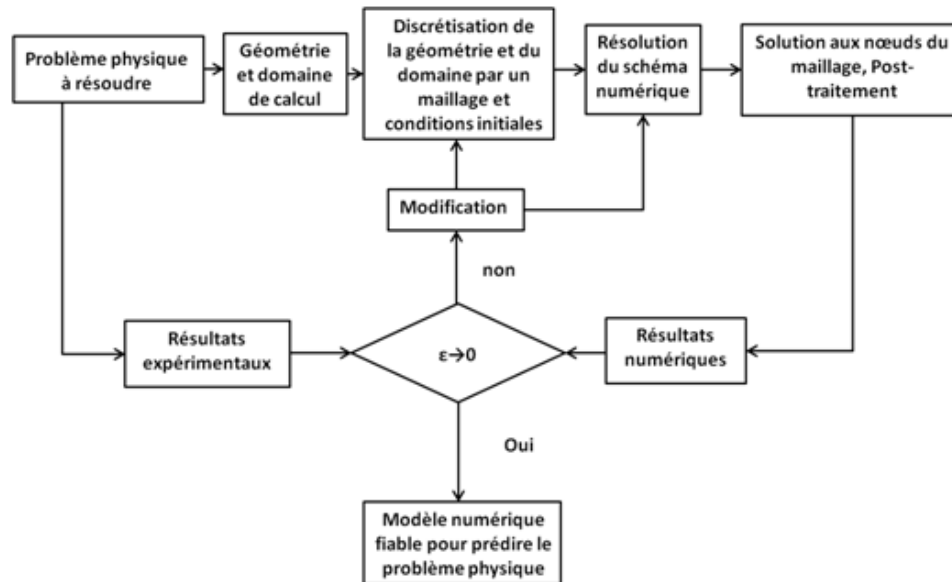


Figure 2.14 Logique de construction et de validation d'un modèle CFD

2.4.2 Les étapes de construction du modèle

La description des étapes de construction du modèle ainsi que les choix qui sont faits, sont basés sur un premier critère qui est le temps de calcul. Le modèle doit être le plus fiable possible par rapport à l'expérimental tout en se résolvant en un maximum de 48h de calcul sur les machines disponibles (Station DELL T7500, 94Go RAM, 12CPU 3,7GHz). Les travaux de maîtrise de [Driant, 2012] et [Hassen, 2010] ont déjà posés les bases pour la construction d'un modèle CFD de tricycle de série avec une erreur relative sur la variation du coefficient $C_x.S_x$ en deçà de 3% par rapport à des résultats d'essais sur route. Parcourons maintenant les étapes de la création d'un tel modèle ainsi que les modifications et améliorations possibles.

La géométrie et le domaine de calcul

Dans un cadre industriel, la géométrie initiale provient d'un modèle CAO (Conception Assistée par Ordinateur). À partir du modèle CAO, on exporte la géométrie sous un format d'échange commun, lisible par le logiciel de CFD. En fonction de la qualité de la géométrie après importation, plusieurs possibilités de préparation au maillage sont disponibles, [Driant, 2012].

- Si la géométrie comporte beaucoup de trous, le maillage ne sera pas possible directement. On passe alors par un outil de "wrapping" qui va reconstruire une enveloppe sur la géométrie existante. Cet outil est très pratique et il limite le travail d'adaptation des fichiers CAO qui est long et fastidieux, mais cela engendre une première approximation de la surface.
- Si la géométrie ne comporte que quelques trous, une réparation automatique ou manuelle des surfaces peut permettre d'obtenir une géométrie maillable sans avoir à l'approximer.
- Si la géométrie n'a pas de trou, c'est le cas parfait; il n'y a plus qu'à passer au maillage.

Enfin pour ce qui est du domaine d'étude, on reprend la précédente analyse basée sur une revue de la littérature du ratio entre les dimensions de l'objet et les dimensions du domaine de contrôle (tableau 2.2). Les roues sont enfoncées dans le sol pour reproduire le rayon sous charge des pneumatiques lorsque le véhicule a un pilote. Il est important de faire attention au positionnement du véhicule dans le domaine de contrôle, car cela conditionne la valeur de ses coefficients aérodynamiques.

Références	Ratio : dimensions domaine CFD/dimensions objet		
	Longueur	Largeur	Hauteur
[Zhu et Zhigan, 2008]	4	5.7	3
[Huminic et Huminic, 2010]	15	4.5	3.6
[Tsubokura <i>et al.</i> , 2010]	17.5	3.8	2.56
[Muld <i>et al.</i> , 2009]	14	10	2
[Kitoh <i>et al.</i> , 2009]	15	7.5	5
Moyenne	13.1	6.3	3.232

Tableau 2.2 Extrait de la littérature sur le ratio de dimension entre objet et volume de contrôle

Le maillage

La génération d'un maillage est une étape cruciale dans un modèle CFD, car on discrétise l'espace d'analyse des phénomènes à observer. On cherchera autant que possible à rendre la solution indépendante du maillage [Bahrami *et al.*, 2012] [Samareh, 2000]. Pour y arriver, on portera attention aux types de mailles et à leur taille, car ils affectent directement

la pertinence du résultat obtenu [Tu *et al.*, 2008]. On distingue deux types de maillage.

Les maillages structurés sont les premiers maillages utilisés en CFD. Ils sont formés de volumes hexaédriques ordonnés dans une matrice cartésienne 3D [Hucho, 1998]. Ils sont organisés en familles de lignes de telle manière que les lignes d'une même famille ne peuvent se croiser et croisent une seule fois les lignes des autres familles. Cette méthode permet de connaître implicitement la table de connectivité des nœuds. Chaque nœud est repéré par le numéro d'indice de chaque famille de ligne ; en cartésien on identifiera chaque nœud N par son triplet indiciel de la forme $N_{(i,j,k)}$. La résolution d'un schéma numérique sur un maillage structuré est efficace, précise et peu coûteuse en mémoire ; des auteurs comme [Versteeg et Malalasekera, 1998] ont caractérisé ces avantages et précisé que le maillage doit être orienté selon la direction principale du fluide pour donner les meilleurs résultats possibles. Cependant, au vu des règles d'élaboration du maillage, la discrétisation d'une géométrie complexe devient très fastidieuse et mène à un nombre de mailles exorbitant.

Le second type de maillage est constitué des maillages non-structurés, représentent actuellement la majorité des maillages utilisés industriellement, hormis en aéronautique où la forme globale d'un avion reste peu complexe en comparaison d'une automobile [Versteeg et Malalasekera, 1998]. [Fletcher et Xuereb, 2004] précisent qu'un maillage non-structuré amène généralement plus d'erreurs de calcul qu'un maillage structuré, mais que les résultats sont très acceptables au vu du gain sur la facilité de mise en œuvre et sur le temps de calcul.

On débute par un maillage surfacique qui permet de discrétiser les surfaces uniformément. Le maillage surfacique servira également de base pour l'extrusion des couches de prismes permettant de capter la couche limite.

Pour le maillage volumique, la première chose à définir est le type de maille qu'on va utiliser pour discrétiser l'espace. Il est possible aussi d'utiliser différents types de mailles dans un même maillage, mais il faudra faire attention aux zones de transition de types de maille. Trois types de mailles sont généralement disponibles : tétraédriques, polyédriques et hexaédriques. Le maillage tétraédrique est le plus courant ; il permet une discrétisation aisée de la géométrie, mais génère des mailles déformées ou à volume négatif. Le maillage polyédrique correspond à un regroupement de tétraèdres. Par sa géométrie, il limite les

problèmes de déformation et de maille non conforme du maillage tétraédrique. [Peric, 2004] a mené une étude comparative des maillages tétraédrique et polyédrique pour conclure que le maillage polyédrique peut mener à une réduction du temps de calcul d'un facteur de 5 à 10 pour obtenir le même résultat qu'un maillage tétraédrique (figure 2.15). Le maillage hexaédrique, lui, rappelle un maillage ordonné cartésien par la forme des mailles. Il est plus stable que le maillage tétraédrique et permet un alignement du maillage avec la direction principale du fluide. Sa mise en œuvre est plus délicate, mais le mailleur appelé "trimmer" sous STAR CCM+ est assez performant et relativement robuste face aux évolutions de géométrie. Après plusieurs essais avec différents types de maille, c'est ce type de maille qui a été retenu par [Driant, 2012] pour la construction d'un modèle de tricycle de série.

Pour obtenir une résolution correcte des phénomènes physiques comme la couche limite, cela nécessite un raffinement particulier. Les logiciels permettent la génération de couche de prismes sur la paroi. Une adaptation de l'épaisseur et de la précision de ces couches de prismes doit être effectuée pour obtenir des résultats corrects en fonction du régime d'écoulement.

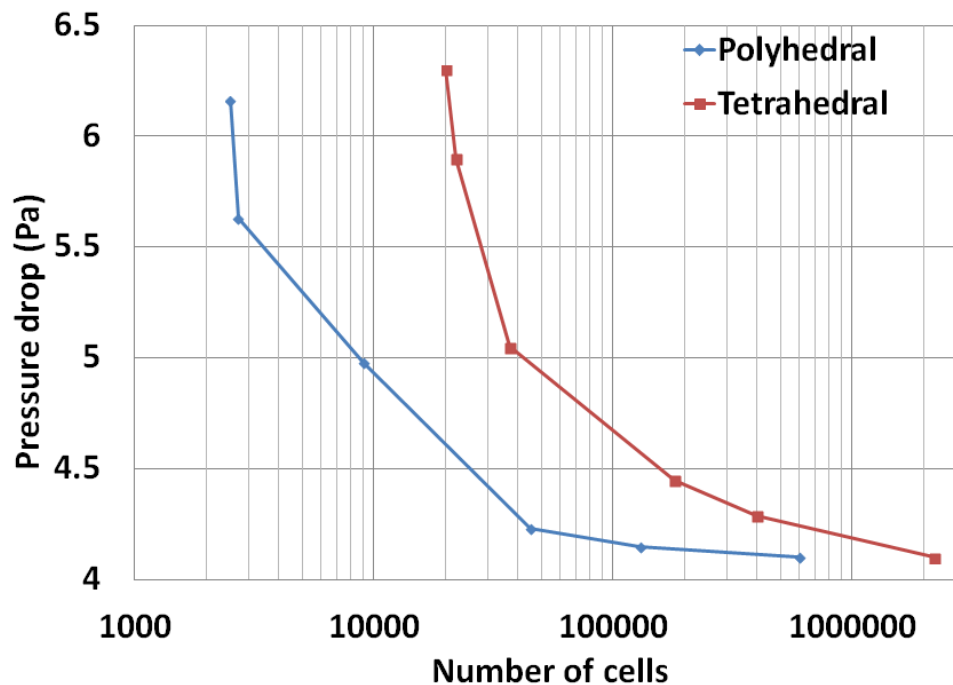


Figure 2.15 Graphique du calcul de la perte de charge d'un système de refroidissement sous star CCM+ en fonction du nombre de mailles pour un maillage polyédrique et tétraédrique [Peric, 2004].

Le schéma numérique

Pour la discrétisation temporelle, on considère un fluide stationnaire et la notion de temps sera uniquement prise en compte dans la phase de convergence du calcul. Une fois convergé, la variable de temps sera nulle. L'hypothèse d'un écoulement stationnaire permet de simplifier la résolution et de gagner beaucoup de temps de calcul, mais l'écoulement doit être assez stationnaire pour que les résultats aient un sens physique. La précédente étude [Driant, 2012] a montré que l'hypothèse d'un écoulement stationnaire était valide pour le tricycle de série.

Parmi les trois types de discrétisation spatiale possibles ; différence finies, éléments finis et volumes finis, le fabricant du logiciel utilisé pour l'étude (STAR CCM+) a retenu la discrétisation spatiale par volumes finis, très plébiscitée aussi bien dans l'industrie que dans la recherche. Cette discrétisation consiste à diviser l'espace en un ensemble fini de volumes de contrôle sur lesquels on résout par intégration les équations différentielles de conservation du fluide. Une interpolation est faite entre chaque volume pour déterminer les variables aux parois. Cette discrétisation est adaptée aussi bien aux maillages structurés que non structurés présentés au paragraphe précédent. On fait une résolution dissociée de la vitesse et de la pression avec l'algorithme SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations). On a une discrétisation temporelle implicite du premier ordre et une discrétisation spatiale du second ordre.

Modèle physique

Le modèle physique a pour but de donner une solution aux équations gouvernant le fluide sur l'ensemble du domaine. On appelle ces équations, par abus de langage, les équations de Navier-Stokes. Il existe de nombreuses formes de ses équations, on a choisis de les présenter sous la forme différentielle pour une description eulérienne :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}) = 0 \quad (2.19)$$

$$\rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \nabla \rho \vec{V} \otimes \vec{V} + \nabla P - \nabla \tau - \rho \vec{f} = 0 \quad (2.20)$$

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \nabla[(\rho E + P)\vec{V}] - \nabla \bar{\tau} \vec{V} - \rho \vec{f} \vec{V} + \vec{\phi} = 0 \quad (2.21)$$

Avec :

ρ : masse volumique du fluide (kg.m^{-3})

\vec{V} : vitesse d'une particule fluide (m.s⁻¹)

P : pression statique (Pa)

τ : tenseur des contraintes visqueuses (Pa)

\vec{f} : résultante des forces massiques appliquées au fluide (N.kg⁻¹) (gravité par exemple)

E : énergie totale du fluide (J.kg⁻¹)

$\vec{\phi}$: densité de flux de chaleur (J.s⁻¹.m⁻²)

Comme on l'a précisé au paragraphe 2.4.1, les méthodes DNS et LES sont impossibles à mettre en place sur la géométrie complexe d'un tricycle où nécessite des moyens de calculs non disponible pour la présente étude. On présente maintenant comment les modèles RANS sont développés. On utilise donc les équations de continuité (équation 2.19), de quantité de mouvement (équation 2.20) et d'énergie (équation 2.21) auxquelles on applique la décomposition de Reynolds. Les équations RANS présentées utilisent les hypothèses de fluide incompressible et d'une résolution stationnaire de l'écoulement.

$$\nabla \bar{\vec{V}} = 0 \quad (2.22)$$

$$\rho \bar{\vec{V}} \nabla \bar{\vec{V}} + \nabla \bar{P} - \nabla (\bar{\tau} - \overline{\rho \vec{V}' \otimes \vec{V}'}) - \rho \bar{\vec{f}} = 0 \quad (2.23)$$

$$\nabla [\rho (\bar{E} + \bar{P}) \bar{\vec{V}} + \overline{\rho (E + P) \vec{V}'}] + \nabla (\bar{\tau} \bar{\vec{V}} + \overline{\tau' \vec{V}'}) - \rho \bar{\vec{f}} \bar{\vec{V}} + \bar{\phi} = 0 \quad (2.24)$$

On voit apparaître le terme $\overline{(\rho \vec{V}' \otimes \vec{V}')}$ appelé tenseur de Reynolds que l'on pourra déterminer grâce à l'hypothèse de Boussinesq. Le but est de résoudre les 3 équations (continuité, quantité de mouvement et énergie). La première approche fut donc basée sur l'hypothèse de Boussinesq pour relier linéairement les contraintes turbulentes à la vitesse de déformation, par l'intermédiaire d'un scalaire appelé viscosité dynamique de turbulence noté μ_T ; c'est la base des modèles du premier ordre et elle peut s'écrire sous la forme :

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} + \frac{2}{3} \rho \bar{k} \delta_{ij} = \mu_T \left(\frac{\partial \bar{V}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{V}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.25)$$

Avec :

$$\mu_T = \rho C_\mu \tilde{u} \tilde{l}$$

\tilde{u} et \tilde{l} sont respectivement la vitesse et la longueur caractéristique de l'agitation turbulente et C_μ est une constante pure.

À partir de ce concept de viscosité turbulente, plusieurs méthodes de fermeture des équations ont été proposées. Les premières sont les fermetures algébriques basées sur des considérations d'écoulement de type couche limite bidimensionnelle. Les fermetures algébriques sont basées sur la connaissance expérimentale de configurations turbulentes simples (jet

plan, jet rond, plaque plane, etc) qui ont mené à exprimer la longueur caractéristique par une longueur dite de "mélange" variant suivant les configurations. Ce type de fermeture ne permet pas l'étude de cas quelconques, car on est toujours dépendants de l'empirisme et donc de l'expérience.

Les secondes sont les fermetures à équations de transport pouvant être à une ou plusieurs équations. La première équation est l'équation de transport de l'énergie cinétique turbulente k . Pour les fermetures à une équation (Prandtl/Kolmogorov, Bradshaw, Spalart Allmaras) on a toujours besoin d'une longueur caractéristique telle que la longueur de mélange basée sur diverses approximations et données expérimentales. Pour éviter l'empirisme lié à la longueur caractéristique, on introduit une seconde équation de transport. On a alors les modèles à deux équations de type : $\bar{k}^m l^n$ avec m et n respectivement différents de 1 et 0 présenté par [Versteeg et Malalasekera, 1998],[Chassaing, 2000]. Émergent alors les modèles $k - \epsilon$, $k - \omega$, $k - \Theta$, etc.

Le modèle physique doit également s'adapter aux conditions à la paroi et prédire correctement la couche limite qui peut prendre différentes formes en fonction du régime d'écoulement. Le modèle physique doit s'adapter en fonction de la discrétisation des mailles sur une paroi pour tenir compte des différents phénomènes présents dans la couche limite. On observe en rouge à la figure 2.16 le profil d'une couche limite turbulente sur une plaque plane, on observe la sous-couche visqueuse suivant une fonction constante (équation 2.26), la zone de transition et la zone suivant une fonction logarithmique (équation 2.27). Le modèle physique pour les méthodes RANS à deux équations utilise alors des lois de parois qui permettent d'estimer la vitesse dans la couche limite aux différents points du maillage en fonction du raffinement que l'on utilise. Il faut également tenir compte de la rugosité qui va abaisser la vitesse à la paroi u^+ (équation 2.28).

Voici les équations des lois de parois implémentées dans [Adapco, 2010] :

$$u_{lam}^+ = y^+ \quad (2.26)$$

$$u_{turb}^+ = \frac{1}{k} \ln(E' y^+) \quad (2.27)$$

Avec :

$$E' = \frac{E}{f}$$

$E = 9$: constante

f : fonction de rugosité

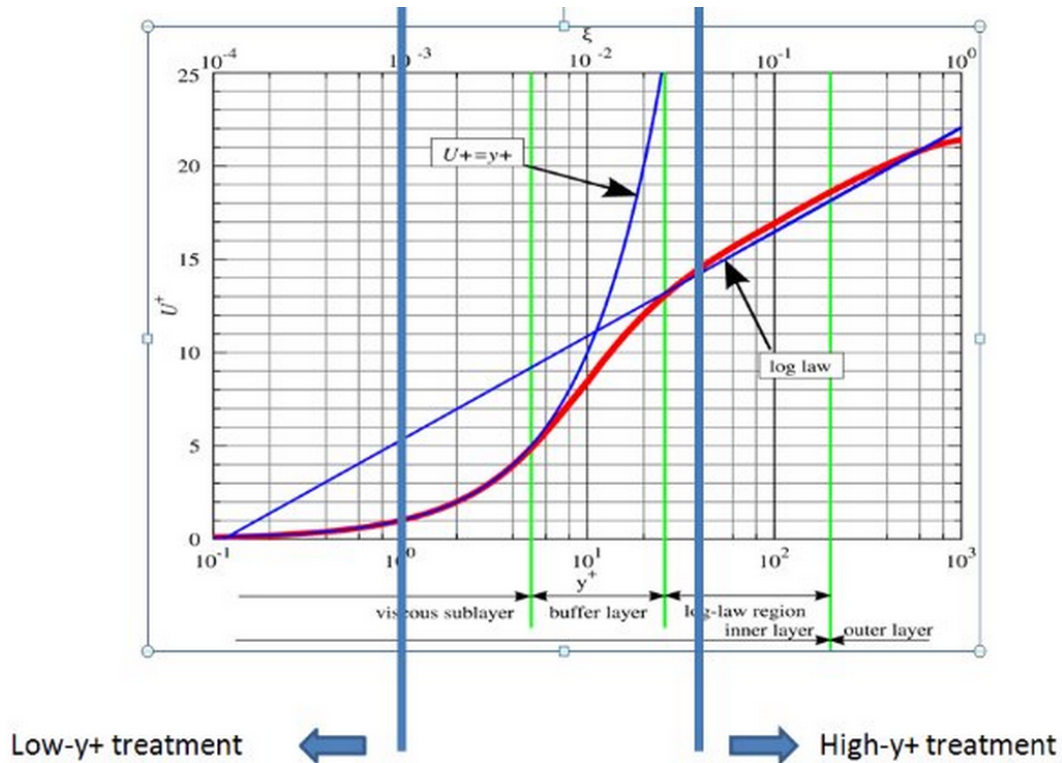


Figure 2.16 Illustration de la couche limite turbulente expérimentale (ligne rouge) et des fonctions du modèle physique pour prédire la vitesse à la paroi u^+ en fonction de la distance à la paroi y^+ , [Adapco, 2010].

$$f = \begin{cases} 1 & ; \quad \text{pour } R^+ \leq R_{smooth}^+ \\ \left[B \left(\frac{R^+ - R_{smooth}^+}{R_{rough}^+ - R_{smooth}^+} \right) + CR^+ \right]^a & ; \quad \text{pour } R_{smooth}^+ < R^+ < R_{rough}^+ \\ B + CR^+ & ; \quad \text{pour } R^+ > R_{rough}^+ \end{cases} \quad (2.28)$$

Avec :

$$R^+ = \frac{r u^*}{\nu}$$

$$R_{smooth}^+ = 2.25$$

$$R_{rough}^+ = 90$$

r : rugosité équivalente suivant la norme ISO-6344

$$a = \sin \left[\frac{\pi}{2} \frac{\log \frac{R^+}{R_{smooth}^+}}{\log \frac{R_{rough}^+}{R_{smooth}^+}} \right]$$

Toutes ces fonctions sont calées sur les mesures expérimentales réalisées sur des plaques planes. Des modèles sont ensuite créés pour réaliser la continuité avec le modèle de turbulence choisit en dehors de la couche limite. On peut citer le modèle de [Wolfshtein, 1969] couramment utilisé dans les logiciels commerciaux pour l'aérodynamique et qui correspond

en réalité à un modèle de turbulence à une équation de type $k - l$ dont la validité a été vérifiée par rapport aux essais expérimentaux de [Schlichting *et al.*, 2000], (figure 2.17). D'autres modèles de turbulence existent et sont adaptés à des écoulements particuliers ou à la simulation plus spécifique comme les couches limites thermiques. Le choix de ces modèles dépend directement des conditions aux limites que l'on impose.

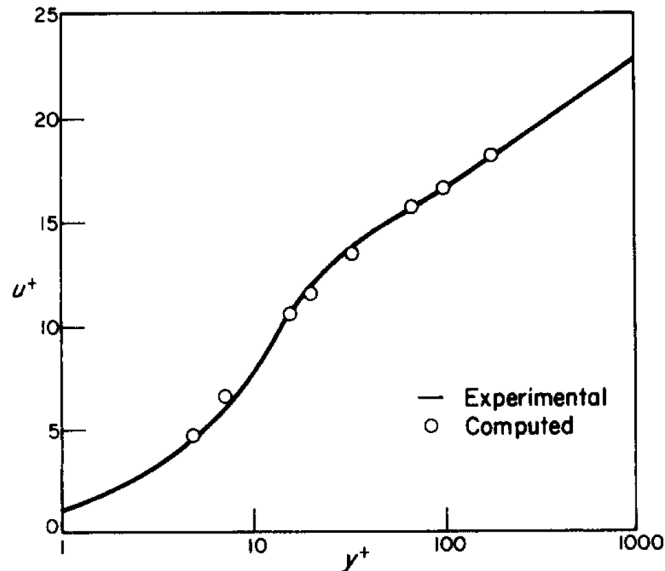


Figure 2.17 Comparaison entre les données expérimentales de [Schlichting *et al.*, 2000] et le modèle de turbulence [Wolfshtein, 1969].

Conditions aux limites

Les conditions aux limites permettent de reproduire les conditions physiques expérimentales sur les parois ou aux limites du domaine de contrôle dans le modèle numérique. Les conditions aux limites pour toute les surfaces fixes sont des parois rigides. Les conditions sur les roues sont des parois rigides avec une condition de rotation sur la surface pour tenir compte de leur rotation. Trois solutions sont possibles pour simuler le mouvement tournant : la vitesse à la paroi, la rotation mathématique d'une zone entourant la partie tournante et enfin le maillage rotatif suivant le mouvement réel de la roue. Les deux premières solutions ont été étudiées par [Driant, 2012] et la première solution a été retenue. Les conditions sur le domaine reproduisent les conditions "réelles" de test ; une vitesse en entrée, une pression en sortie, le sol à une vitesse tangentielle égale à la vitesse d'entrée.

Les conditions aux frontières permettent au schéma numérique de calculer une solution en chaque nœud du domaine de contrôle

Solution du schéma numérique et post-traitement

La résolution des équations de Navier-Stokes avec le schéma numérique choisit se fait par une solution itérative s'établissant progressivement vers un état stationnaire. Pour savoir quand la solution est atteinte ou presque, on estime la valeur des résidus numériques ⁷. Plus cette valeur tend vers zéro, plus on peut dire que le modèle numérique a convergé. Les éditeurs de code CFD, [Adapco, 2010] indiquent qu'une simulation peut être considérée comme pleinement convergé lorsque les résidus relatifs atteignent une valeur inférieure à 10^{-4} .

Pour une simulation, on indique généralement un nombre maximal d'itérations, mais il est possible de conditionner l'arrêt de la simulation en fonction d'un paramètre choisi dont les résidus passent en dessous d'une valeur seuil. Le suivis de la convergence et la stabilité de plusieurs grandeurs physiques est également conseillé tel que les forces, la conservation des débits massiques entre entrées et sorties, etc. Le résultat obtenu est évidemment précis dans les limites de l'application du modèle de turbulence et des conditions aux frontières choisies initialement pour la résolution [Zeghib et Taldi, 2008].

Le post-traitement consiste ensuite à exploiter les résultats calculés par la simulation en chaque maille afin de faire ressortir les paramètres que l'on souhaite étudier. Il permet de faire des visualisations d'une à trois dimensions pour une multitude de paramètres : vorticité, vitesse sur chaque axe, température, pression, coefficients de pression, etc. On peut également paramétrer des fonctions qui permettent de calculer les coefficients aérodynamiques adimensionnels d'un véhicule au complet ou pour des parties du véhicule. Une fois que tous les résultats souhaités sont extraits, ils n'y a plus qu'à conclure sur les objectifs à atteindre. Cependant, il faut toujours garder à l'esprit que le modèle numérique est basé sur une succession d'hypothèses et qu'à la toute fin d'un travail d'amélioration à l'aide d'un modèle CFD, une validation expérimentale restera toujours nécessaire.

⁷Il existe plusieurs normes, mais en général on utilise la norme L2 qui estime le résidu par la somme du carré des différences entre deux itérations successives sur chaque variable dans le domaine.

2.4.3 Modélisation numérique d'un groupe de refroidissement

Un groupe de refroidissement est constitué d'un échangeur et d'un groupe moto-ventilateur (GMV) qui permet de refroidir les boucles de motorisation d'un véhicule. On a vu au paragraphe 2.3 les méthodes de calcul de transfert thermique d'un échangeur de chaleur. Pour modéliser un radiateur dans une simulation CFD, deux solutions sont possibles. Premièrement, la simulation à froid qui consiste à modéliser des échangeurs par des blocs poreux orthotropes ⁸ reproduisant la perte de charge du radiateur. Deuxièmement, la simulation à chaud qui consiste à modéliser un échange thermique et à modéliser une source de chaleur dans l'équation d'énergie. Enfin, la prise en compte du ventilateur apporte une précision supplémentaire dans le calcul de l'ensemble du refroidissement ; à haute vitesse le ventilateur génère des pertes de charge, à basse vitesse ou à l'arrêt, il génère l'écoulement nécessaire au refroidissement.

Modèle d'échangeur à froid

Pour modéliser le comportement du fluide dans un échangeur, on a la possibilité de résoudre les équations de Navier-Stokes dans l'échangeur, mais cela est très coûteux en temps de calcul à cause de sa complexité géométrique, on se limite à une série d'ailettes tel qu'indiqué par [Vincent *et al.*, 2008]. Sinon, on reproduit uniquement les pertes de charge induites par les radiateurs en les modélisant par des milieux poreux. Pour cela, on utilise la loi de Darcy-Forchheimer qui trouve sa source dans la loi de darcy (équation 2.29) expliquée par [Matheron, 1966] et [Matheron, 1984]. La loi de Darcy permet de modéliser uniquement un comportement linéaire en fonction de la vitesse alors que cela ne représente pas très bien la réalité lorsque la vitesse est importante. On utilise alors la loi de Darcy-Forchheimer qui introduit un terme quadratique expliqué par [Douglas *et al.*, 1993] et [Adapco, 2010] (équation 2.30).

$$\nabla P = \frac{\mu}{k_p} u \quad (2.29)$$

$$\nabla P = \frac{\mu}{k_p} u + \beta \rho u^2 \quad (2.30)$$

Avec :

P : pression (pa)

k_p : perméabilité (m²)

⁸Cas particulier de l'anisotropie d'un parallépipède rectangle dans lequel il existe deux directions privilégiées, perpendiculaires entre elles, correspondant l'une à un maximum, l'autre à un minimum de la propriété physique étudiée.

u : vitesse à travers le milieu poreux (m/s)

Numériquement, l'ajout d'une porosité dans une région fluide se traduit par l'ajout d'un terme source f_p dans l'équation du momentum 2.23, s'exprimant par : $f_p = -\bar{P}\nu$

Pour estimer correctement le terme source, on doit connaître le tenseur de résistance poreuse \bar{P} défini par : $\bar{P} = \bar{P}_\nu + \bar{P}_i|\nu|$. Avec \bar{P}_ν et \bar{P}_i qui sont respectivement les tenseurs de résistance visqueuse et inertielle. Pour les obtenir, on se base sur des données expérimentales de pertes de charge en fonction de la vitesse par une interpolation au second ordre sur la direction principale d'écoulement (x) par :

$$\frac{\Delta P_x}{e} = P_{ix}V^2 + P_{\nu x}V \quad (2.31)$$

Avec :

ΔP : variation de pression (pa)

e : épaisseur du radiateur (m)

P_{ix} : résistance inertielle sur x (Kg.m⁻⁴)

$P_{\nu x}$: résistance visqueuse sur x (Kg.m⁻³.s⁻¹)

Connaissant P_{ix} et $P_{\nu x}$, il manque les résistances sur les deux autres directions. Étant donné la structure de tubes et d'ailettes orientée dans un radiateur tubulaire automobile, on considère le milieu poreux comme totalement orthotrope. Pour traduire ce phénomène, on prend des valeurs de résistance, sur les deux directions secondaires, supérieures d'au moins deux ordres de grandeurs à la valeur sur la direction principale.

Les avantages de la simulation à froid sont : une plus grande simplicité de modélisation (un seul milieu poreux) et une rapidité de calcul supérieure, car comme l'a montré [Driant, 2012], on peut faire l'hypothèse d'incompressibilité sur un tricycle, ce qui évite de résoudre l'équation d'énergie. On récupère des données sur la vitesse du fluide à travers le bloc poreux représentant le radiateur que l'on peut ensuite réinjecter dans l'un des modèles d'échangeur vu au paragraphe 2.3.3. Cependant, la simulation à froid ne tient pas compte de l'impact de la température sur l'écoulement ni de la distribution du liquide caloporteur dans l'échangeur. La simulation à froid sera donc une bonne solution pour la recherche d'un optimum pour la position et la forme de l'échangeur, mais il faudra tout de même vérifier l'erreur induite par rapport à un modèle à chaud.

Modèle d'échangeur à chaud

Comme pour le modèle à froid, on peut soit simuler l'échangeur avec son écoulement interne qui demande beaucoup de moyenne de calcul soit on modélise l'échangeur macroscopiquement. Dans le logiciel [Adapco, 2010], deux types de simulation à chaud sont possibles. La première, dite à simple flux, ne permet de résoudre qu'un seul des deux fluides lorsque l'autre est modélisé. La seconde, est dite à double flux et résout chacun des fluides en fonction des paramètres d'entrée et de la méthode de résolution choisie. Pour résoudre l'échange thermique dans le radiateur, on peut utiliser une approche locale du transfert thermique sur chaque maille ou une approche globale sur l'ensemble du radiateur. Les deux approches nécessitent une connaissance de l'échange thermique suivant les conditions de débit et température de chaque fluide, soit localement, soit globalement. Ces données sont fournies soit expérimentalement, soit par les modèles présentés au paragraphe 2.3.3. La résolution d'un modèle d'échangeur à chaud implique de résoudre l'équation d'énergie (équation 2.21) dans le modèle RANS que l'on ne résous pas avec un modèle à froid tant que l'hypothèse d'incompressibilité est respectée.

Groupe moto-ventilateur (GMV)

La modélisation du GMV permet d'estimer son impact sur le refroidissement du radiateur. Ainsi, à haute vitesse, cela correspondra à une perte de charge qui réduira l'échange thermique et à basse vitesse ce sera la source principale de débit d'air à travers l'échangeur. Trois méthodes de modélisation sont possibles : la modélisation par disque d'action, la modélisation par un domaine source et la résolution complète de la géométrie du GMV par une méthode de repère rotatif (Frozen rotor). La méthode par disque d'action utilise une surface simple sur laquelle on impose la caractéristique axiale du ventilateur uniquement sous forme d'une table de valeur ou d'un polynôme. La résolution du modèle CFD s'assure de trouver le point d'équilibre la ΔP et le débit massique du ventilateur.

La modélisation par domaine source reproduit la composante axiale et tangentielle du ventilateur en se basant sur la conservation de la quantité de mouvement et les paramètres de vitesse de rotation et d'inclinaison de pale du ventilateur tels que :

$$F_a = F_{\Theta} \tan \beta = \rho V_a A (\omega r - V_a \tan \beta) \tan \beta \quad (2.32)$$

Avec :

F_a : force axial

F_θ : force tangentielle
 β : angle de pale moyen
 ω : vitesse angulaire
 r : rayon

La modélisation complète du GMV par une méthode de repère rotatif dans laquelle la géométrie exact de l'hélice est reproduite, discrétisée et résolue. Cette méthode complexifie la simulation en ajoutant un domaine tournant par ventilateur et en obligeant la discrétisation fine du ventilateur. De plus, la convergence de la simulation du véhicule peut être ralenti car la résolution se fait en fonction des plus petits phénomènes physiques discrétisés dans la simulation.

On a parcouru les modèles physiques et les méthodes de modélisation disponibles pour l'étude. On voit maintenant comment résoudre un problème de conception optimal multidisciplinaire. Un outil de chaînage entre les différents processus s'avère nécessaire ainsi que des outils d'optimisation multi-objectifs.

2.5 MDO et optimisation paramétrique

La MDO (Multidisciplinary Design Optimization) que l'on peut traduire par conception optimale multidisciplinaire, est une discipline de recherche à part entière depuis les années 1970. Elle a trouvé ses origines durant la seconde guerre mondiale dans des groupes de Recherche Opérationnelle comme le "Blacket's circus"; dès lors considérée comme une méthode analytique avant-gardiste d'aide aux choix de conception. Aujourd'hui la MDO rassemble des groupes de recherche dédiés qui la définissent ainsi selon [Zang et Green, 1999] : "La conception optimale multidisciplinaire est une méthode de conception et d'analyse des systèmes complexes qui exploite la synergie et les interactions mutuelles de plusieurs phénomènes physiques."

Dans ce paragraphe, on commencera par présenter les notions liées à l'optimisation. Ensuite on verra la mise en place et les gains de la MDO sur des projets de conception. La partie sur les processus et la construction des modèles a été détaillée dans les paragraphes précédents et on détaillera plus spécifiquement la partie portant sur la recherche d'optimum global dans un projet. Pour effectuer la recherche d'un optimum global en limitant le temps de calcul, on utilise les méthodes de plans d'expériences pour parcourir le domaine

d'étude. Une fois l'ensemble des points du plan d'expériences obtenus, on utilise une surface d'approximation pour avoir une définition complète du domaine. Enfin, l'optimisation est faite sur la surface d'approximation en un temps minimal pour obtenir l'optimum global du problème.

2.5.1 Notions d'optimisation

La définition courante de l'optimisation fournie par le dictionnaire LAROUSSE est : "démarche consistant à rendre optimal le fonctionnement d'un système". Dans la définition même de l'optimisation apparaît une ambiguïté liée au point de vue de celui qui réalise l'optimisation du système ; par exemple la voiture optimale sera la plus rapide pour un client 1 et sera la moins énergivore pour un client 2. On comprend que la définition du problème est cruciale avant même de penser à optimiser. La définition du problème à résoudre sera alors du type :

$$Pgénéral = \begin{cases} \text{minimiser } f_i(x) & i = 1, \dots, I \\ \text{minimiser } g_j(x) & j = 1, \dots, J \\ \text{tel que } g_j(x) \geq 0 & j = 1, \dots, J \\ h_k(x) = 0 & k = 1, \dots, K \\ \text{avec } x_p^L < x_p < x_p^R & p = 1, \dots, P \end{cases} \quad (2.33)$$

On dit que *Pgénéral* est un problème multi-objectifs, cf [Soulat, 2010]. Les objectifs sont alors de minimiser $f_i(x)$ et $g_j(x)$ de concert. Le problème général possède également des contraintes qui vont limiter le domaine d'optimisation car une contrainte doit obligatoirement être satisfaite pour que l'optimum trouvé soit admissible. La notion d'optimalité va alors correspondre à un ensemble de solutions lorsque les objectifs sont contradictoires et a une solution possiblement unique s'ils ne le sont pas. On donne alors les définitions suivantes pour formaliser les solutions optimales au sens de Pareto :

Dominance de Pareto :

Soit deux individus x_a et x_b de l'espace paramétrique. x_a domine x_b ($x_a \leq x_b$) au sens de Pareto si et seulement si :

$$\begin{aligned} \forall i \in [1, I] \quad F_i(x_a) &\leq F_i(x_b) \forall j \in [1, I] \text{ tel que} \\ F_j(x_a) &\leq F_j(x_b) \end{aligned} \quad (2.34)$$

Comme on l'a dit, les solutions optimales d'une optimisation multi-objectifs ne sont pas uniques, on définit alors :

Front au sens de Pareto :

Soit un espace E_{par} muni d'une relation de dominance au sens de Pareto. On définit un front comme l'ensemble des individus $x \in E_{par}$ tel qu'il n'existe pas de relation de dominance entre eux. A partir du front et de la dominance de Pareto, on peut définir :

Front de Pareto optimal :

Soit un espace E_{par} muni d'une relation de dominance au sens de Pareto. Le front de Pareto optimal P est défini par :

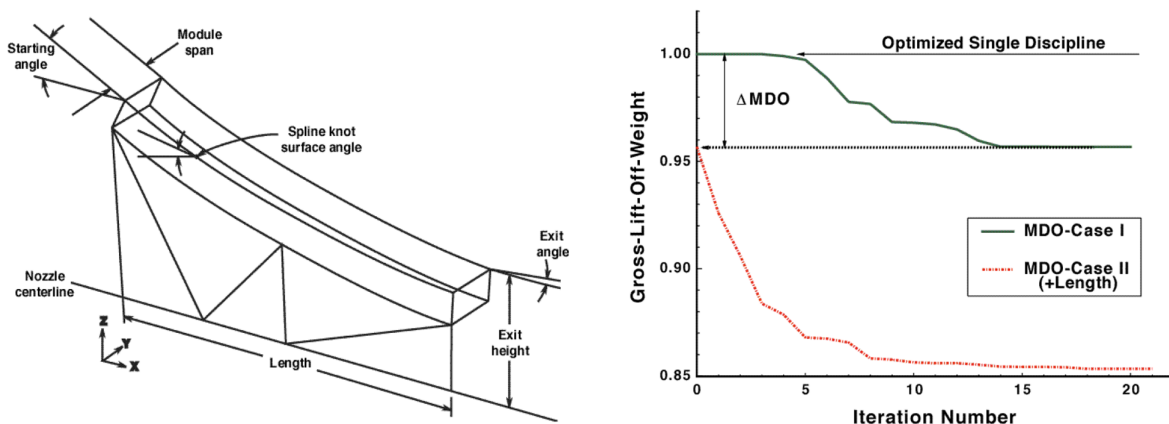
$$\Pi = x \in E_{par}, \nexists x' \in E_{par}, x' \leq x \quad (2.35)$$

L'optimisation multi-objectifs aura pour but final de trouver le front de Pareto optimal pour les objectifs et contraintes voulus.

2.5.2 MDO

Dans le contexte industriel mondial actuel, chaque discipline ne peut plus travailler isolée des autres ; le développement de plateformes de conception PLM (Product Lifecycle Management) en ligne à l'échelle mondiale en est l'illustration concrète. L'ingénierie collaborative avec la MDO est la clé pour aboutir aux meilleurs produits possibles, car elle permet d'intégrer tous les aspects du cycle de vie d'un produit dès la conception grâce à l'optimisation multi-objectifs permettant de combiner l'aspect performance à la fiabilité, la durée de vie du produit voire même la recyclabilité. [Zang et Green, 1999] présentent les intérêts de la MDO sur deux projets réalisés par la NASA. Tout d'abord, un premier projet de moteur à propulsion solide de l'avion suborbital X33 est présenté, pour lequel l'approche dissociée uni-disciplinaire est comparée à l'approche multidisciplinaire MDO (figures 2.18(a) et 2.18(b)). Pour ce projet à 14 paramètres structuraux et 5 paramètres géométriques combinant la mécanique des structures déformables et la mécanique des fluides, le travail de trois personnes durant plusieurs mois a été nécessaire pour boucler les processus uni et interdisciplinaire. Le second projet de conception par MDO présenté par le groupe de recherche de la NASA est le HSCT4 (Hight Speed Civil Transport) pour lequel sont détaillées les étapes du processus ainsi que les difficultés rencontrées.

Le projet possède 271 paramètres, 31868 contraintes et utilise 4 codes pour les domaines aérodynamique, structure, performances et propulsion. La résolution du problème passe par 70 processus sans compter les boucles internes. Cependant, la majorité des références traitent de problèmes moins globaux et se concentrent sur les problématiques de mécanique du solide [Krabchi, 2009] ou d'interaction fluide structure FSI [SIMULIA, 2012]. Enfin, la grande majorité des optimisations n'ont pas le caractère multidisciplinaire de la MDO et soulèvent la question du domaine de validité de l'optimisation dans le contexte d'utilisation standard du produit.



(a) Schéma des paramètres géométriques de la tuyère X33 [Zang et Green, 1999]. (b) Graphique comparatif de la réduction du ratio poids/poussée en fonction de l'approche uni ou multi disciplinaire.

Figure 2.18 Illustration des travaux de MDO sur la tuyère du X33 [Zang et Green, 1999] ; schéma des paramètres géométriques de la tuyère (a). Graphique comparatif de la réduction du ratio poids/poussée en fonction de l'approche uni ou multi disciplinaire (b).

Pour faire de la MDO, il existe deux approches implicite ou explicite. La première, implicite, permet de parcourir l'ensemble du champ des possibilités comme l'illustrent [Hutabarat *et al.*, 2008] et aboutit à des optimums non intuitifs. Elle est cependant très coûteuse en temps de développement et de calcul (240 000 h pour seulement 2 objectifs) sans pour autant donner un résultat exploitable et fabricable in fine (surface ouverte, non esthétique). On préférera le plus souvent se concentrer sur une approche explicite en se basant sur un nombre de variables fini définissant le problème MDO dans une enveloppe de contraintes et de variations figées, ce qui restreint le champ des possibilités dès la phase de définition du problème. [Samareh, 2000] [Samareh, 1998] [Zang et Green, 1999] [Otto et Jobusch, 2011] précisent que les résultats de l'ensemble dépendent majoritairement de la fiabilité,

de la robustesse et des variations tolérées par le paramétrage géométrique. Pour la phase d'architecture des processus et de définition des flux d'information, plusieurs solutions sont possibles, mais le problème reste complexe ; sur le HSCT 4 cette phase a mis plus d'un an pour définir les outils et les flux d'information échangés. Deux remarques notables pour les présents travaux sont faites dans l'article de [Zang et Green, 1999] ; les changements de version de logiciel posent problème dans la définition des processus. Aucun code commercial ne permet de faire ce que l'on souhaite à 100% en termes d'architecture. Qui plus est, le développement manuel de toute l'architecture est très lourd.

Une fois l'architecture définie, il faut s'assurer de la robustesse en terme d'analyse et de sensibilité dans les entrées/sorties du système. L'auteur précise que des méthodes de gradient et de différentiation automatique (outil ADIFOR) permette de quantifié la robustesse de l'architecture. On cherchera également à réduire le temps d'évaluation d'un ensemble de paramètres par l'amélioration des maillages [Samareh, 2000] [Samareh, 1998], voire en utilisant des maillages multi physiques. La précision et la robustesse de la paramétrisation CAO prendra également toute son importance [Zang et Green, 1999] [Krabchi, 2009] [Otto et Jobusch, 2011]. Lorsque toutes ces variables sont étudiées, on estime le temps de calcul d'un ensemble de paramètres par le modèle MDO qu'on appellera "tir". Le nombre de tirs nécessaires pour obtenir une optimisation fiable à travers le domaine d'étude donnera le temps de résolution du problème MDO. Pour limiter le nombre de tirs, on utilise des plans d'expériences qui donnent une première approximation du champ de solution. On applique des méthodes de reconstruction ou d'approximation sur les résultats du plan d'expériences pour obtenir une fonction de réponse du problème. L'espace des solutions est alors considéré comme connu et l'on y applique le processus d'optimisation choisi. Voyons maintenant plus en détail les trois dernières étapes du modèle MDO.

2.5.3 Les plans d'expériences

Les plans d'expériences ont été développés à l'origine pour définir le nombre minimal d'essais à réaliser lors de tests expérimentaux pour caractériser chacun des paramètres de l'expérience ainsi que l'influence de leurs interactions mutuelles. On applique ces techniques de plans d'expériences à des simulations numériques dans le même but qu'en expérimental : gagner du temps. Il existe une multitude de types de plans d'expériences, adaptés aux types d'expérience menés ou aux nombres de tests souhaités. Les plans d'expériences servent à deux types d'études [Rabier, 2007] ; le criblage de l'espace ("screening"), pour

déterminer les paramètres ayant une influence statistique non négligeable (objectif de trier les paramètres par ordre d'importance) et l'étude des surfaces de réponse (étape suivante dans les travaux) pour obtenir une évaluation la plus fiable possible de toutes les combinaisons de paramètres à travers le domaine d'étude.

Le plan d'expériences n'est donc que le point de départ pour la reconstruction de la réponse du modèle. L'objectif sera de limiter le nombre d'expériences (tirs) pour obtenir la reconstruction la plus précise possible. Le type d'évolution des variables (linéaire, polynomiale, non-linéaire) va également orienter la sélection du type de plan d'expériences.

Les plus simples sont les plans à deux niveaux dans lesquelles on considère des variables évoluant linéairement et pour lesquels, seuls deux points suffisent pour définir l'évolution. Les plans peuvent être de type factoriel complet 2^k ou de type factoriel fractionnaire $2^{(k-p)}$. Dans le cas complet, on a autant d'équations que d'inconnus. Dans le cas fractionnaire, on a $2^{(k-p)}$ équations pour 2^k inconnus et on introduit la notion d'alias ou de contraste qui consiste à combiner des inconnus d'interaction pour amener le nombre total d'inconnues égal au nombre d'équations. Afin d'interpréter les résultats, des hypothèses sont faites sur les alias, [Goupy, 2006]. Les hypothèses ont pour but d'éviter d'obtenir des coefficients biaisés.

Lorsqu'on veut utiliser des plans d'expériences à des fins d'optimisation, on doit utiliser des plans d'expériences multi-niveaux pour s'adapter à l'évolution des variables, sans quoi on ne fait que des interpolations linéaire dans le domaine. Les carrés latins sont alors introduits pour réaliser des plans d'expériences. Ils sont en réalité des plans factoriels multi-niveaux et sont basés sur l'hypothèse qu'il n'y a pas d'interaction entre les facteurs afin d'identifier uniquement les effets principaux. Ils sont définis par une matrice de n lignes et n colonnes de n éléments distincts dont chaque ligne et chaque colonne ne contiennent qu'une seule fois l'élément n :

$$\begin{array}{cccc}
 a & b & d & c \\
 d & c & a & b \\
 b & d & c & a \\
 c & a & b & d
 \end{array} \tag{2.36}$$

On réalise, avec ce carré latin, un plan de niveau 4 pour 3 paramètres en seulement 16 essais au lieu de 64, cela revient à un plan de type $4^{(3-1)}$.

On peut aussi superposer deux carrés latins, à la condition qu'ils soient orthogonaux, pour obtenir un carré gréco latin (s'ils ne sont pas orthogonaux des doublons de paire apparaîtront) :

$$\begin{bmatrix} a & b & c \\ b & c & a \\ c & a & b \end{bmatrix} \text{ et } \begin{bmatrix} 1 & 2 & 3 \\ 2 & 1 & 3 \\ 2 & 3 & 1 \end{bmatrix} \rightarrow \begin{bmatrix} a1 & b2 & c3 \\ b3 & C1 & a2 \\ c2 & a3 & b1 \end{bmatrix} \quad (2.37)$$

Ce carré gréco latin permet de faire un plan d'expériences de type $3^{(4-2)}$ et donc de faire seulement 9 essais au lieu de 81 pour le plan complet.

Ainsi deux notions de base sur les plans d'expériences émergent :

- La notion d'orthogonalité qui permet d'assurer l'indépendance des variables lors de l'étude afin d'identifier les variables principales et leurs variations sans être biaisées par les alias.
- La notion de remplissage de l'espace pour s'assurer de parcourir le domaine correctement.

On se concentre ensuite sur les carrés latins quasi orthogonaux (NOLH) développés par [Cioppa et Lucas, 2007] et les carrés latins orthogonaux (OLH) qui permette d'améliorer la répartition des essais sur le domaine d'étude en comparaison des carré latins. Ainsi, ces auteurs présentent et comparent les carrés latins hypercubes (LH), les carrés latins hypercubes orthogonaux (OLH) et les carrés latins quasi orthogonaux (NOLH). Afin de pouvoir les comparer, ils introduisent 4 mesures possibles pour estimer la qualité d'un plan d'expériences. Deux mesures concernent l'orthogonalité. La première mesure, calcule la corrélation entre toutes les paires de colonnes de la matrice du plan et identifie la valeur de corrélation maximum notée ρ_{max} . La seconde mesure est basé sur le nombre de conditionnement d'une matrice de plans d'expérience soit $cond(A^t A)$. Une matrice est orthogonale si $\rho_{max} = 0$ ou $cond(A^t A) = 1$. Les deux autres mesures concernent le remplissage de l'espace et sont réalisées par la méthode des écarts modifiés noté ML_2 basée sur la méthode statistique de Kolmogorov-Smirnov avec le plan d'expériences normalisé sur $[0, 1]$:

$$ML_2 = \left(\frac{4}{3}\right)^k - \frac{2^{1-k}}{n} \sum_{d=1}^n \prod_{i=1}^k (3 - x_{di}^2) + \frac{1}{n^2} \sum_{d=1}^n \sum_{j=1}^n \prod_{i=1}^k [2 - \max(x_{di}, x_{ji})] \quad (2.38)$$

La seconde mesure de remplissage est sur la distance minimale euclidienne entre les points correspondants aux n tests du plan, noté Mm . Plus ML_2 est petit et plus Mm est grand, plus le remplissage de l'espace du plan sera bon.

Les auteurs font le constat que les plans d'expériences OLH permettent une bonne indépendance des variables mais pas un remplissage correct et réciproquement pour les plans LH. C'est pour cela qu'ils ont développé un algorithme en 8 étapes permettant de générer des plans NOLH en se basant et en adaptant les manipulations algébriques proposées par [Ye, 1998] pour générer des plans OLH remplissant mieux l'espace. Le problème d'optimisation résolu par l'algorithme proposé est le suivant :

$$\begin{aligned} & \text{minimiser } f(Mm, ML_2) \\ & \text{sous la contrainte que } \rho_{max} \leq 0.03 \quad \text{et } \text{cond}(A^t A) \leq 1.13 \end{aligned} \tag{2.39}$$

Les résultats montrent que les plan NOLH sont un parfait compromis entre les deux autres types de plans d'expériences. Le plan NOLH peut encore être amélioré par des permutations judicieusement identifiées à l'aide de méthodes heuristiques.

Il existe également d'autres types de plans d'expériences dit plans optimaux. Ils visent à répartir les tests dans le domaine réduit en utilisant des algorithmes basés sur un critère d'optimalité tel que maximiser le déterminant (D-optimaux) ou minimiser la trace de la matrice d'expériences (A-optimaux). Enfin, des méthodes combinant les NOLH, les plans optimaux et l'utilisation de réseaux de neurones permettent soit de réduire le plan, soit d'améliorer sa qualité de celui-ci [Kiener, 2010].

Une fois qu'un plan d'expériences correct est obtenu on réalise les n tests qui le constituent et on réalise la reconstruction ou approximation de l'ensemble des solutions sur le domaine.

2.5.4 La reconstruction ou approximation

La phase de reconstruction ou d'approximation du champ de réponse vise à trouver une fonction globale basée sur les essais du plan d'expériences et permettant d'obtenir la solution pour n'importe quelle combinaison de variables sur le domaine étudié avec une erreur d'approximation minimale. Les méthodes d'approximation, aussi appelées Meta-Model (MM) les plus utilisées sont : Les surfaces de réponses (*RSM*), les réseaux de neurones et plus spécifiquement les fonctions à base radiales (RBF) et enfin les techniques

de krigeage.

Les surfaces de réponse sont en réalité l'extrapolation d'une régression (linéaire, polynomiale, exponentielle, etc.) à plusieurs dimensions et plusieurs variables. [Madsen *et al.*, 2000] utilisent la fonction polynomiale quadratique suivante pour le cas à deux variables :

$$F = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i y_i + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n b_{ij} y_i y_j \quad (2.40)$$

On vérifie la validité de la surface de réponse par une méthode des moindres carrés R^2 . Cependant le temps de résolution des fonctions RSM augmente drastiquement avec le nombre de variables et l'ordre du polynôme, [SIMULIA, 2013].

Les RBF ou réseaux de neurones à fonction à bases radiales ont été introduit par [Hardy, 1971]. La méthode consiste à utiliser un nombre fini de fonctions radiales de base définie par un centre, une distance, un rayon et une forme de base afin de pouvoir reconstruire le domaine au complet. Les fonctions gaussiennes sont souvent préférées, car plus plausibles dans beaucoup de phénomènes naturels et parce qu'elles possèdent une réponse finie :

$$h(x) = e^{-\frac{(x-c)^2}{r^2}} \quad (2.41)$$

Le réseau de neurones peut-être réalisé avec des neurones fixes ou variables. On entend par variable, le fait que la position du centre et le rayon d'un neurone s'adapte lors de l'apprentissage de la fonction à analyser (domaine d'étude); on obtient alors un dallage flou de la figure 2.19.

Les zones à forte densité d'échantillons ou à forte variation seront donc raffinées par un plus grand nombre de neurones. [Hartman *et al.*, 1990] précisent qu'avec un nombre suffisant de neurones à fonction à base radiale, on peut approximer n'importe quelle fonction. Les réseaux de neurones à base radiale sont la plupart du temps à une seule couche de neurones cachée (figure 2.20). Pour obtenir les coefficients du réseau, il faut utiliser des algorithmes d'apprentissage qui se décomposent en deux phases : l'apprentissage des centres et des largeurs de la couche de neurones cachée puis l'apprentissage des poids des connexions entre la couche cachée et la couche de sortie. [Morere, 2001] donne plusieurs exemples de méthode d'apprentissage allant de la méthode des moindres carrés à des méthodes de

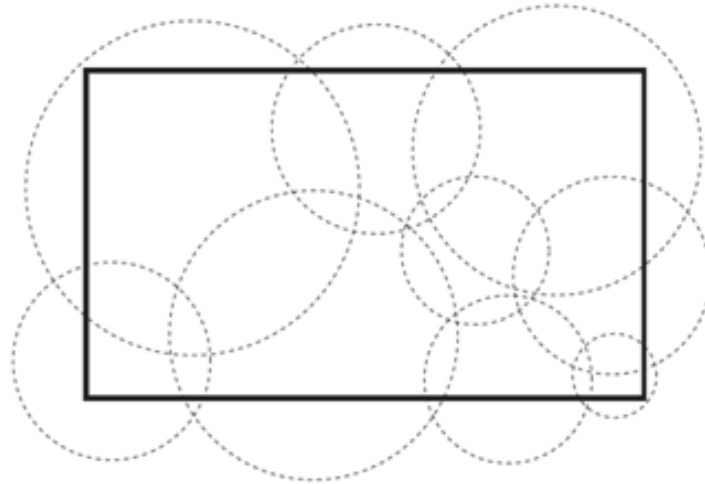


Figure 2.19 Dallage flou par un réseau de fonction à base radiale, [Morere, 2001].

gradients en passant par des algorithmes de segmentation de l'espace.

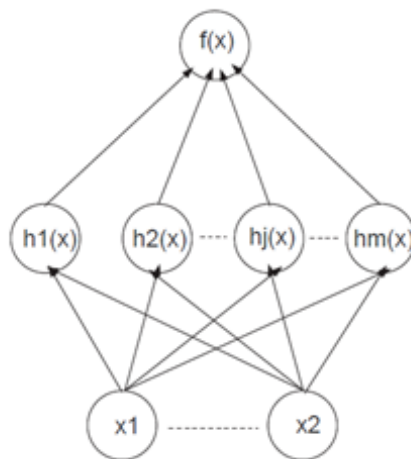


Figure 2.20 Réseau à une seule couche cachée [Morere, 2001].

Enfin, les réseaux de neurones peuvent également être développés avec d'autres fonctions que des fonctions radiales ; le logiciel I-sight permet également d'utiliser des fonctions à base elliptique (EBF). Ces fonctions ont l'avantage de donner de meilleures approximations sans augmenter le nombre de neurones, car la forme elliptique s'oriente selon les variations de la fonction d'origine pour limiter l'erreur d'approximation, (figure 2.21).

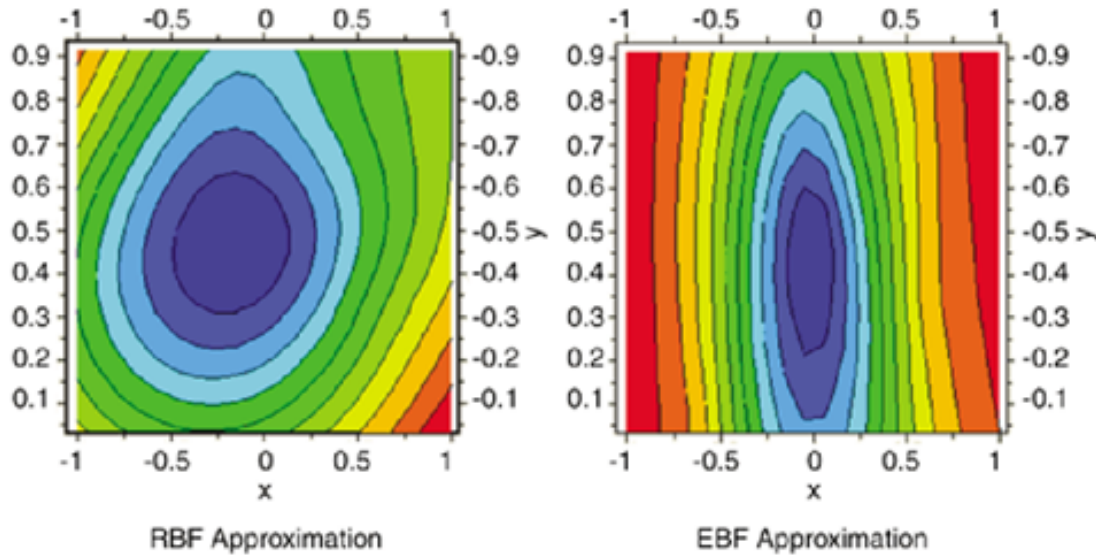


Figure 2.21 Comparaison d'une même fonction approximée par RBF (à gauche) et par EBF (à droite).

Voyons maintenant la technique de Krigeage (Kriging), qui tient son nom de l'ingénieur minier sud-africain Daniel Gerhardus Krige, qui l'a développée dans les années 1950. Le krigeage est la meilleure estimation linéaire qu'il soit possible d'obtenir puisque la corrélation est égale à 1 entre la fonction spatiale interpolée et les points de test. [Gratton, 2002] explique les bases de la méthode de Krigeage en 2D et précise que l'on recherche la fonction d'interpolation spatiale en fonction des points d'essais environnants et de leurs pondérations, telle que :

$$F(X_p) = \sum_{i=1}^m W_i F(X_i) \quad (2.42)$$

Avec :

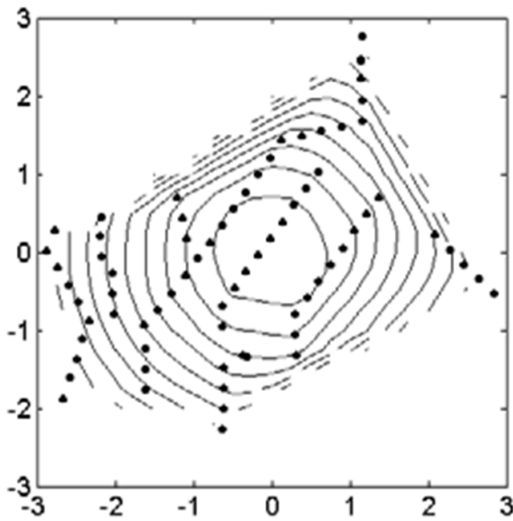
W_i : pondération ou le poids du point environnant considéré

$F(X_i)$: valeur du point environnant

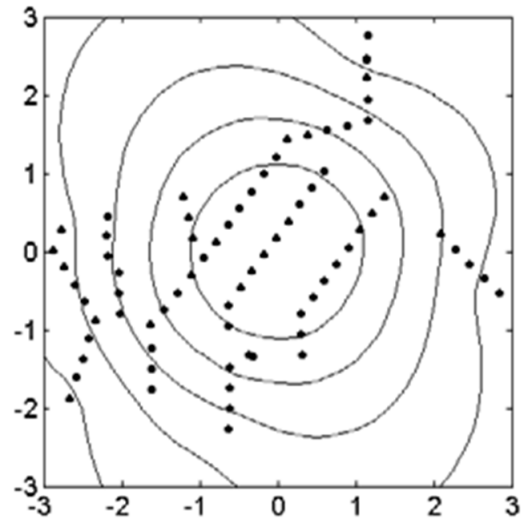
Pour déterminer la pondération, le Krigeage ne se base pas sur une interpolation telle que vue précédemment, mais sur le degré de similarité entre les valeurs de F à partir de la covariance entre les points, en fonction de la distance entre ces points. La seule condition indispensable est que la moyenne et la variance de la fonction ne dépendent que de la distance entre les points et non de leurs positions. Le variogramme est alors l'expression de la variance totale de la fonction moins la covariance (locale) dépendant de la distance h entre les points et qui s'exprime par :

$$\gamma(h) = \frac{1}{2n(h)} \sum_{i=1}^{n(h)} (x_i - y_i)^2 \quad \text{et} \quad h = |x_i - y_i| \quad (2.43)$$

[Gratton, 2002] fait l'exemple du Krigage ordinaire pour m points qui consiste finalement à résoudre un système de $m+1$ inconnues avec $m+1$ équations linéaires du type : $A.W = B$ avec A la matrice du semi variogramme, W la matrice des poids des points m et B la matrice des semi variogrammes au point considéré. Pour que la solution soit non biaisée, la somme des W_i doit être égale à 1. L'auteur compare l'estimation faite par le Krigage (figure 2.22(b)) avec une interpolation linéaire basée sur l'inverse de la distance sur la fonction sinus cardinal grâce à une grille d'échantillonnage irrégulière, (figure 2.22(a)).



(a) Estimation du sinus cardinal à partir d'une grille irrégulière par une interpolation linéaire basée sur l'inverse des distances.



(b) Estimation du sinus cardinal à partir d'une grille irrégulière par la méthode de krigage ordinaire.

Figure 2.22 Estimation du sinus cardinal à partir d'une grille irrégulière : par une interpolation linéaire basée sur l'inverse des distances (a), par la méthode de Krigage ordinaire(b).

On constate que sur les mêmes échantillons, la méthode de Krigage donne de très bons résultats pour la reconstruction de la fonction sinus cardinal. Cependant, le Krigage peut rencontrer certaines limitations lorsque la grille d'échantillonnage est très irrégulière ou très pauvre. [Duchaine *et al.*, 2009] présentent une méthode de Krigage améliorée qui se combine avec des méthodes d'optimisation afin d'améliorer le plan d'expérience initial.

On voit maintenant les méthodes d'optimisation et les différentes combinaisons entre plan d'expériences, reconstruction ou approximation et les techniques d'optimisation.

2.5.5 L'optimisation

Une multitude de méthodes d'optimisation sont possibles (figure 2.23). [Collette et Siarry, 2002] fournissent également les définitions des termes qui lui sont associés dans leur ouvrage.

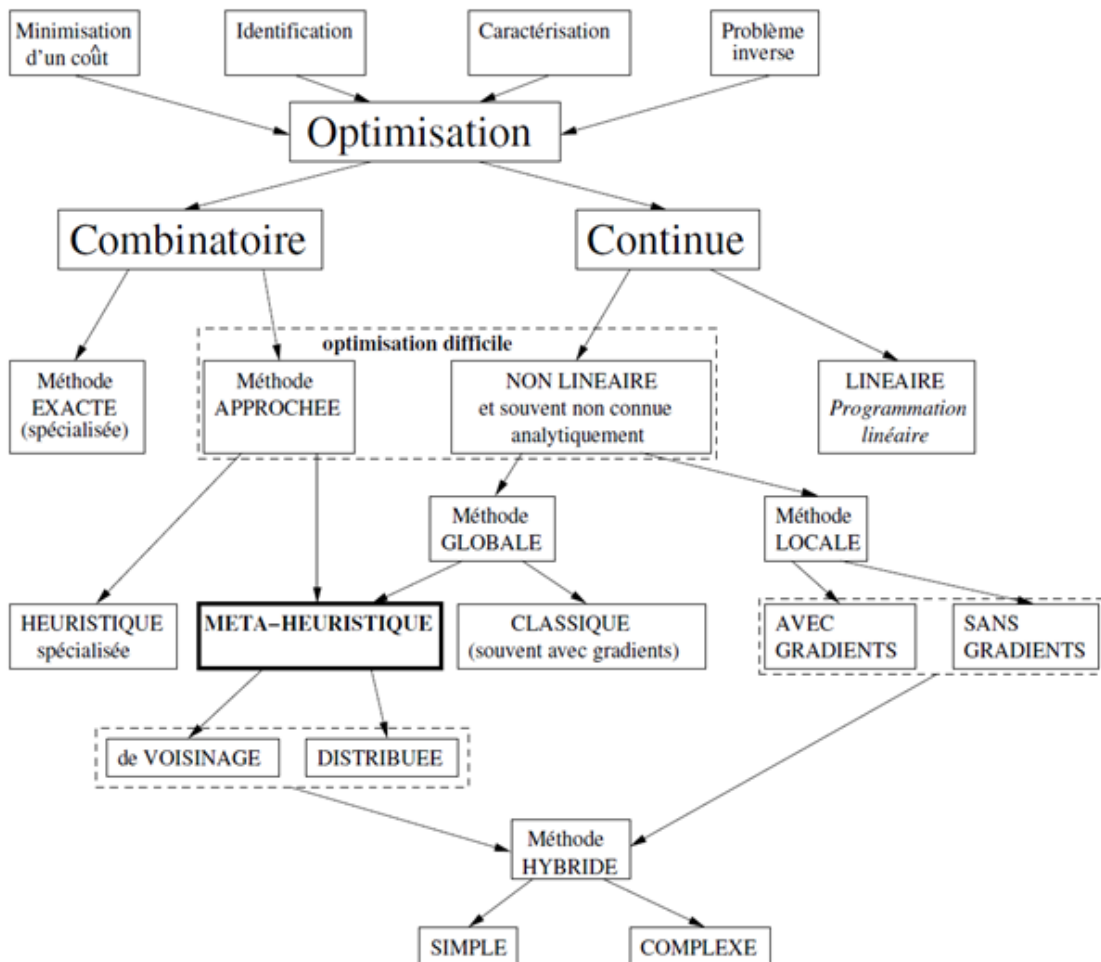


Figure 2.23 Classification des méthodes d'optimisation selon [Collette et Siarry, 2002].

Étant donnée la problématique de la présente étude, on se concentre sur l'encadré "optimisation difficile" pour laquelle les méthodes les plus utilisées et les mieux documentées

sont : les méthodes de gradients (local ou global) et les méta-heuristiques dans lesquelles on trouve le recuit simulé, la recherche de tabou et les algorithmes génétiques. On ne détaillera pas toutes ces méthodes. Pour plus d'information, se référer à [Collette et Siarry, 2002] [Soulat, 2010] [Berro *et al.*, 2001] qui en donnent un bon aperçu. Globalement, on ressort des références précédentes, que les méthodes de gradients ont peu de chance d'être efficace sur les fonctions objectifs à optimiser possédant des minimums locaux. De plus, les méthodes de gradient sont mal adaptées pour parcourir des domaines discontinus. Les méthodes méta-heuristiques semblent plus appropriées aux domaines discontinus possédant des minimums locaux et plus particulièrement les algorithmes génétiques qui ont déjà été mis à l'épreuve sur des cas d'optimisations de MDO incluant de la CFD. L'avantage des algorithmes génétiques est leur efficacité sur les domaines non linéaires et discontinus, ils sont également peu sensibles aux minimums locaux. Leur inconvénient majeur est le nombre d'évaluations nécessaire pour obtenir l'optimum global. C'est pour pallier cet inconvénient qu'on utilise couramment des surfaces d'approximations qui donnent les résultats attendus en moins d'une seconde.

Il existe une grande variété d'algorithme génétique et rien ne permet de savoir lequel sera le plus adapté à une étude. À la lecture des références précédentes et des articles de [Zang et Green, 1999] [Duchaine *et al.*, 2009] [Murugan *et al.*, 2009] [Bougeard *et al.*, 2011], on présente l'algorithme le plus général ; le "nondominated sorting genetic algorithm "NSGA II . Cet algorithme a été proposé par [Srinivas et Deb, 1994] et amélioré par [Deb *et al.*, 2002] pour accélérer sa convergence. On détaille le fonctionnement de l'algorithme NSGA II, tout d'abord, le NSGA II est une évolution du NSGA proposé par le même groupe de recherche neuf années plus tôt. Il se décompose en trois phases appelées générations, tel qu'illustré à la figure 2.24.

La première phase sélectionne N individus prometteurs parmi la population du domaine d'étude. On effectue des croisements et des mutations polynomiales sur les N individus de départ donnant ainsi une population de $2N$ individus.

La seconde phase consiste à évaluer et classer la population de nouveaux individus puis la combiner à la population N de départ pour faire le classement en rangs de Pareto. C'est dans cette étape que se distingue le NSGA II du NSGA car la convergence de l'algorithme a été améliorée par l'ajout d'un paramètre d'élitisme.

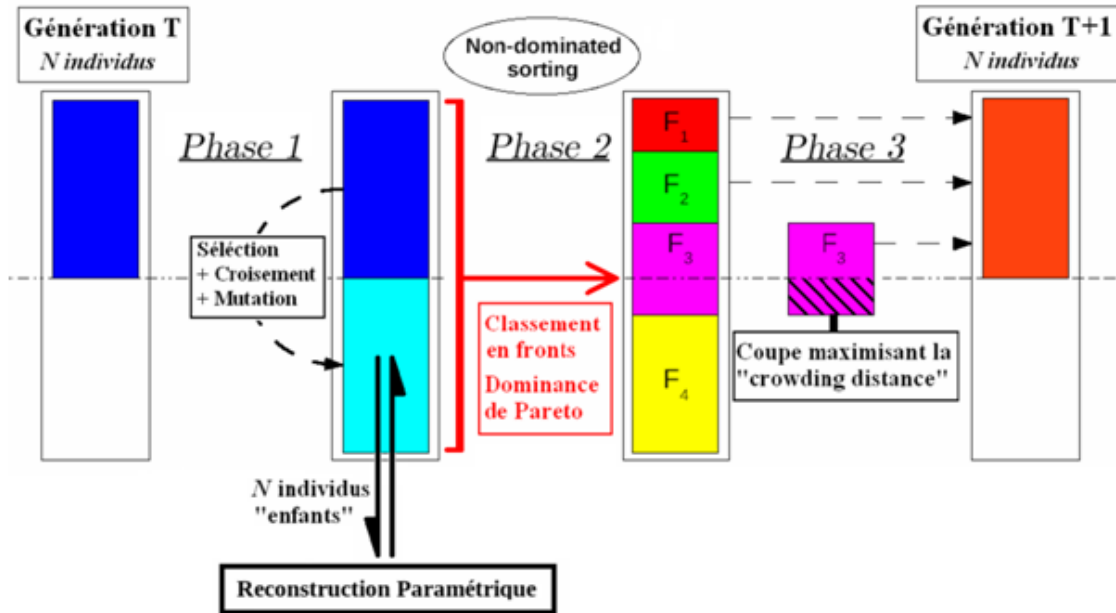


Figure 2.24 Structure du NSGA présentée par [Soulat, 2010].

La troisième phase consiste à ramener la population à N individus en se basant sur le classement de la phase précédente. On garde les meilleurs fronts obtenus pour s'approcher de N individus. Cependant, il est rare que le dernier front sélectionné amène le nombre d'individus à N . L'autre innovation du NSGA II en comparaison du NSGA est d'effectuer le choix des individus du dernier front sur le critère "crowding distance" qui consiste à évaluer la distance minimale entre les deux individus les plus proches de celui considéré. L'algorithme classe et choisit alors les individus du dernier front en fonction de cette "crowding distance" qui peut être comprise comme la notion de remplissage dans l'algorithme de génération des plans d'expérience NOLH.

L'ensemble de ces trois phases est ensuite répété jusqu'à obtention d'une solution remplissant les critères de convergence choisis. L'ensemble des paramètres de l'algorithme est également à définir et à adapter aux cas d'optimisation. Les paramètres sont : la taille de la population N et son mode de sélection (aléatoire, meilleurs candidats connus, meilleurs remplissages du domaine), le nombre de générations ou les critères d'arrêts, les probabilités de croisement et de mutation, le nombre d'individus considérés élite, la fonction de mutation, la fonction de croisement.

L'algorithme NSGA-II donnera une partie du front de Paréto optimal suivant les objectifs et contraintes tels que définis dans le problème général.

Enfin, les méthodes d'optimisation hybrides combinant les avantages de plusieurs méthodes d'optimisation ; méta-heuristiques, gradient, réseaux de neurones sont également développées pour permettre un bon parcours du domaine d'étude combiné à une convergence rapide. Les travaux de [Herbert *et al.*, 2005] et la thèse de [Muyl, 2003] illustrent l'intérêt des méthodes hybrides sur le corps simple de [Han *et al.*, 1992]. En effet, ces derniers combinent les algorithmes génétiques aux réseaux de neurones et obtiennent la convergence vers un optimum global deux fois plus rapidement qu'avec l'algorithme génétique seul.

On a parcouru les trois étapes principales nécessaires à la réalisation d'une optimisation multi-objectifs (plan d'expériences, approximation, optimisation) ainsi que les principes de la MDO. Les principales difficultés rencontrées dans ce genre d'optimisation se situent d'après [Zang et Green, 1999] [Krabchi, 2009] [Otto et Jobusch, 2011] dans la paramétrisation de la géométrie et l'automatisation des processus de maillage, de résolution et de post-traitement. Pour réaliser ces études MDO, des outils de chaînage de processus, de plans d'expériences, de surface d'approximation et d'optimisation sont donc nécessaires.

Pour terminer la revue de littérature, on parcourt rapidement les différents moyens expérimentaux utilisés pour caractériser l'aérodynamique autour des automobiles.

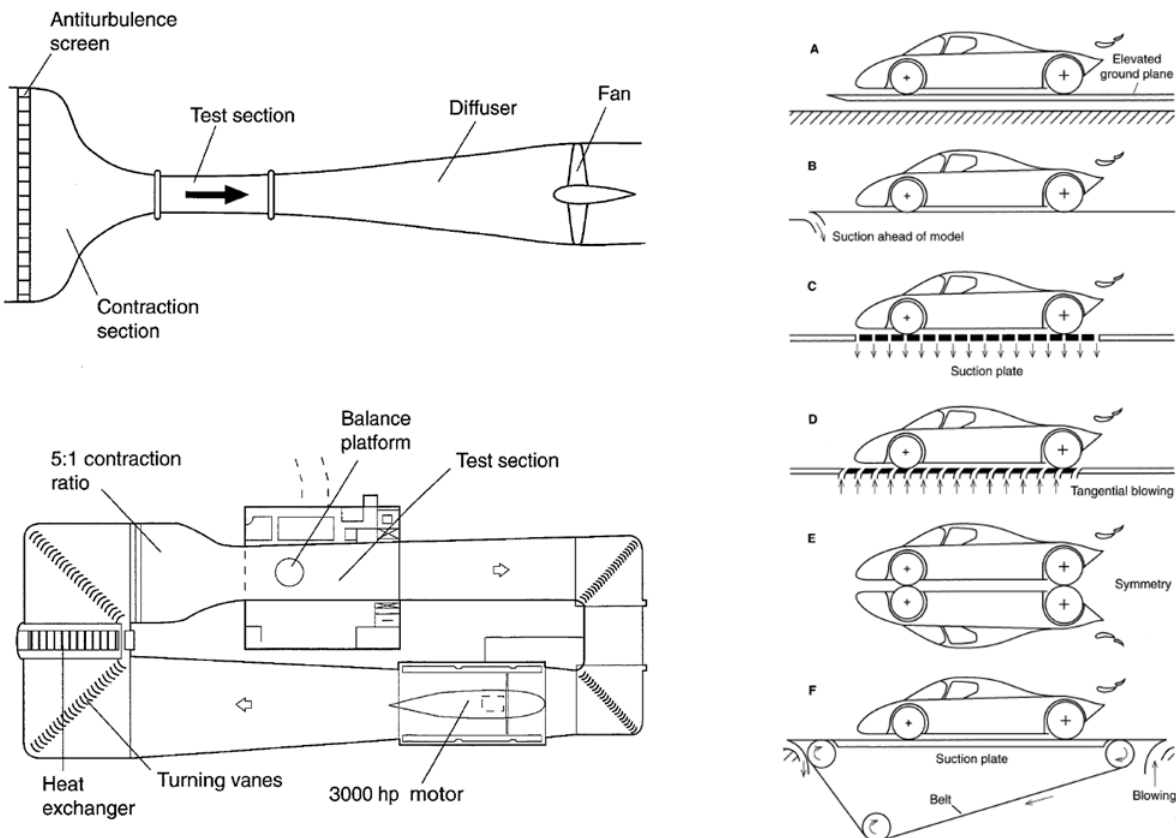
2.6 Méthodes expérimentales

L'objectif des tests expérimentaux est de recueillir le maximum d'information sur l'aérodynamisme d'un véhicule ou d'une de ses composantes dans les conditions les plus proches de son utilisation. Les tests expérimentaux sont le moyen de valider les résultats obtenus par la CFD. Il existe deux façon de réaliser des tests expérimentaux sur des automobiles : les tests en soufflerie et les tests en condition réelle, à l'extérieur. Pour la présente étude, l'objectif se concentre sur la réduction de la traînée et le refroidissement. Ainsi, l'utilisation de soufflerie avec des systèmes de mesure des forces est nécessaire. Pour les essais en conditions extérieures, c'est un test de décélération sur piste qui permet d'évaluer la

traînée d'un véhicule, [Driant, 2012].

2.6.1 Soufflerie

Il existe deux catégories de souffleries ; les souffleries en circuit fermé, comme celle de l'université de Sherbrooke et les souffleries en circuit ouvert qui aspirent un air frais extérieur en continu, figure 2.25(a). Pour les tests automobiles, les souffleries se sont dotées de systèmes adaptés pour reproduire les conditions aérodynamiques les plus proches possible de l'utilisation sur route du véhicule. On peut citer : les méthodes de reproduction du mouvement du sol (figure 2.25(b)) et les systèmes de reproduction de condition atmosphérique (température, hygrométrie, pluviométrie), couramment appelé soufflerie climatique.



(a) Schéma de souffleries à circuit ouvert et à circuit fermé.

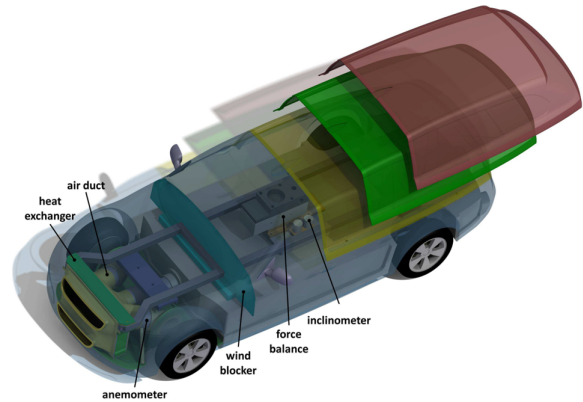
(b) Méthodes de reproduction d'un sol en mouvement. [Katz, 1995].

Figure 2.25 Schémas de souffleries à circuit ouvert et à circuit fermé (a) et de méthodes de reproduction d'un sol en mouvement(b) d'après [Katz, 1995]

Cependant la reproduction de l'ensemble des conditions extérieures en gardant un bon contrôle sur les essais restes difficile. Le projet Drivaer de l'université de Munich illustré par les articles de [Mack *et al.*, 2012] [Adams.Nikolaus.A, 2012] montre les différentes approximations géométriques et techniques nécessaires pour réaliser des essais en soufflerie. L'environnement sous capot a été particulièrement simplifié et toutes les jointures des panneaux de carrosserie sont lissées, (figures 2.26(a)et 2.26(b)).



(a) Modèle Drivaer en place dans la soufflerie.



(b) Présentation des géométries de carrosserie et des éléments sous capot simplifié du modèle Drivaer.

Figure 2.26 Présentation du projet Drivaer, modèle en place dans la soufflerie (a) et représentation de la géométrie simplifiée avec les éléments sous capot (b) d'après [Mack *et al.*, 2012].

Lors de ces tests en soufflerie, une multitude de techniques de mesure est utilisée pour enregistrer les différentes variables (vitesse, pression, température, force). Les outils de mesure sont par exemple : des anémomètres, des capteurs de pressions différentielles, des balances aérodynamiques, des débitmètres, etc. Des techniques de visualisation permettent également d'avoir une représentation précise des structures tourbillonnaires ; vélocimétrie par imagerie de particule (PIV), anémométrie laser doppler (LDA), etc.

On conçoit aisément le coût expérimental du développement d'un projet tel que Drivaer. Ainsi, pour obtenir des résultats expérimentaux à moindre coût, la méthode d'essais sur piste trouve son intérêt.

2.6.2 Tests extérieurs et décélération

Les tests extérieurs permettent des mesures de pressions sur la carrosserie du véhicule. On reproduit également les conditions thermiques de fonctionnement du véhicule et la

mesure des températures peut être réalisée directement sur les échangeurs. Enfin, le test de décélération permet d'obtenir la traînée du véhicule [Petruchov, 1998]. Pour la mise en œuvre, il indique qu'il faut réaliser 6 tests pour obtenir une précision des résultats de 95% et qu'il faut contrôler le maximum de paramètres lors des tests afin de s'assurer de n'en faire varier qu'un seul à la fois.

Les tests en extérieur ont néanmoins l'inconvénient de ne pas être en contrôle des conditions météorologiques, ce qui réduit la fiabilité et la précision de ce type de test.

CHAPITRE 3

Méthologie et modèles numériques

3.1 Méthodologie de l'étude

Après la revue de littérature (chapitre 2), on peut structurer la présente étude afin de rencontrer les objectifs initiaux. On doit concevoir un prototype fonctionnel thermiquement en minimisant la traînée aérodynamique. Pour y parvenir, on commence la recherche par une optimisation topologique, car la paramétrisation complète du véhicule n'est pas possible. On doit également concevoir un prototype rapidement afin de réaliser les essais en soufflerie nécessaires à la validation des modèles numériques. On choisit une optimisation topologique régie par les contraintes industrielles pour le développement du prototype.

Une fois le prototype conçu et fabriqué à partir de l'optimisation topologique, il est testé en soufflerie avec un véhicule de référence. Cela permet de valider les hypothèses faites jusqu'alors et vérifier si les estimations fournies par les modèles dans l'optimisation topologique sont exactes. On réalise ensuite un raffinement et une validation des modèles de simulation CFD qui permettent de connaître les erreurs et sensibilités des modèles numériques. Les essais apportent une meilleure connaissance de l'écoulement et des forces autour du véhicule.

Enfin, on termine l'étude par l'application de la MDO sur la topologie d'échangeur du prototype P09, ce qui permet de rechercher des optimums en fonction de l'importance donnée à chaque objectif. Ce dernier chapitre permet également de mettre en avant l'intérêt de l'application de ces nouvelles méthodes de conception et de prédiction dans le domaine large de l'automobile et plus précisément sur les véhicules récréatifs.

Pour la réalisation de ces travaux, un certain nombre de modèles numériques et analytiques sont nécessaires. On présente maintenant les modèles choisis pour l'étude au regard de ce qui a été présenté dans la revue de littérature du chapitre 2. Des modifications et améliorations sont faites et détaillées sur les différents modèles au cours de l'étude, mais on présente maintenant leurs fonctionnement et équations associées.

3.2 Construction du modèle numérique

Suite à la revue de littérature, on reprend les étapes présentées dans le paragraphe 2.4 pour préciser les choix réalisés pour l'étude. On présente les modèles sélectionnés pour l'étude ainsi que les hypothèses et simplifications réalisées. La construction du modèle numérique se base sur les études de [Hassen, 2010] et [Driant, 2012].

3.2.1 CAO

Les modèles CAO développés dans l'étude sont tous réalisés avec CATIA V5, différents niveaux de simplification sont utilisés en fonction des attentes de chaque simulation CFD. Pour le véhicule prototype hybride (P09), deux niveaux de simplification sont utilisés : le premier est très simplifié pour les chapitres 4 et 6. On supprime l'ensemble de la visserie, les câbles électriques et les boyaux de refroidissement. Tous les trous de vis et différents bossages pour les vis ou pour les opérations de fabrication des pièces plastiques sont supprimés. L'ensemble des tubes et cavités de carrosserie et du châssis sont obstrués pour éviter leur maillage, les grilles de ventilation sont supprimées. Le moteur thermique est simplifié par un ensemble de formes géométriques simples reproduisant sa forme globale et ses points d'attache au châssis. Enfin, les panneaux de carrosserie sont dissociés en deux surfaces, l'une interne et l'autre externe, pour adapter les propriétés de maillage à la paroi. Le deuxième niveau de simplification est utilisé pour le chapitre 5, on supprime une partie de la visserie seulement, seuls le châssis et la benne du véhicule sont bouchés pour éviter le maillage. Les panneaux de carrosserie sont dissociés en deux surfaces, mais ils sont moins simplifiés. Les câbles électriques de puissance et les torons principaux du harnais sont conservés. L'intégralité du circuit de refroidissement est conservée. Pour le véhicule de référence utilisé lors de la validation expérimentale au chapitre 5, on applique le deuxième niveau de simplification sans dissocier l'ensemble des panneaux de carrosserie.

Le niveau de simplification a une importance notable sur le temps total de simulation incluant la génération du maillage et la résolution ainsi que sur la qualité de la discrétisation. On peut gagner entre 10 et 40% sur le temps de maillage et de résolution.

Enfin, deux méthodes d'exportation des géométries CAO vers la CFD sont utilisées : l'une utilisant les fichiers communs de type STL (stereolithography), elle est utilisée pour les pièces qui ne varient pas pendant l'étude ou qui ne varient pas de façon répétitive. Le format STL convertit les géométries CAO en une surface définie par des facettes (des

triangles), la précision de la surface facettée est toujours poussée au maximum des possibilités du logiciel CATIA pour limiter les approximations de la surface d'origine. L'autre méthode d'exportation utilise les fichiers directement dans le format de CATIA, on n'a pas d'approximation de surface dans la CAO. Cependant, cette méthode d'importation nécessite que les pièces soient sous forme surfacique sans l'arbre de construction, ce qui nécessite plus de préparation des géométries et une lourdeur dans la manipulation des fichiers. Cette méthode sera utilisée pour les pièces de carrosserie dont on dissocie les surfaces externe et interne ainsi que pour les modèles paramétriques utilisés au chapitre 6.

3.2.2 Modèle CFD

Différents modèles CFD sont utilisés dans l'étude, mais ils sont toujours basés sur les étapes et choix de construction suivants :

Maillage

On choisit un maillage de type non-structuré, au vu des résultats de l'étude précédente [Driant, 2012], on utilise le même type de maillage ("trimmer") qui utilise des mailles hexaédriques. On veille toujours à ce que le maillage soit orienté suivant la direction du fluide, donc dans le repère associé au sol pour le véhicule et dans les repères associés aux échangeurs pour les radiateurs. On évite ainsi des mailles exigües ou tordues qui génèrent des erreurs d'interpolation au niveau des limites du domaine ou sur les interfaces des échangeurs.

Pour le maillage des parois servant à capter la couche limite, on utilise le générateur de prisme de Star-CCM+ avec une progression suivant une suite géométrique des épaisseurs de prismes. Les paramètres de maillage prismatique spécifiés sur chaque surface sont : l'épaisseur totale des prismes, la raison de la suite géométrique de progression et le nombre total de prismes. Pour définir ces paramètres initialement, on utilise la résolution de couche limite sur plaque plane à partir des équations de Prandtl (Équations 2.6 et 2.7) avec l'intégration de Karman présentée dans [Schlichting *et al.*, 2000] et [Kuethe et Chow, 1998]. On commence par estimer la longueur du panneau de carrosserie étudié en CAO, puis on calcule le nombre de Reynolds local du panneau. On choisit une valeur de y^+ traduisant la résolution de la couche limite et on recherche l'épaisseur de la première maille pour satisfaire ces conditions.

On utilise la loi puissance 1/7 pour estimer le coefficient de frottement pariétal c_f .

$$c_f = 0.0592 \times Re_L^{-1/5} \quad (3.1)$$

On calcule ensuite la contrainte pariétale τ_p .

$$\tau_p = \frac{c_f \rho U_\infty^2}{2} \quad (3.2)$$

On calcule la vitesse à la paroi u^* .

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_p}{\rho}} \quad (3.3)$$

Enfin, on estime l'épaisseur de la première maille y .

$$y = \frac{y^+ \nu}{u^*} \quad (3.4)$$

On calcule ensuite une estimation de l'épaisseur totale de couche limite δ grâce à la résolution intégrale de Karman pour une plaque plane en régime turbulent.

$$\delta = 0.37 L Re_L^{-1/5} \quad (3.5)$$

Connaissant maintenant l'épaisseur totale de la couche limite et l'épaisseur de la première couche de prismes attendue ; on recherche les paramètres de raison de la suite géométrique et le nombre de couches de prismes qui permettent d'atteindre l'épaisseur de la première maille sans utiliser trop de prismes et en gardant une raison de suite entre 1.1 et 1.8.

Après une première simulation, on extrait le coefficient de friction maximum c_f de chaque pièce afin d'ajuster les propriétés de maillage ou effectuer des raffinements de parois.

Enfin, les domaines de raffinement utilisés dans les simulations CFD de l'étude sont basés sur l'observation des résultats ; différents raffinements sont présentés au cours l'étude en fonction des attentes de chaque simulation et des zones d'intérêt.

Modèle physique et schéma numérique

Comme on l'a illustré dans l'état de l'art, les modèles DNS ne sont pas envisageables pour l'étude. Les modèles LES sont peu envisageables pour la complexité du véhicule

étudié, combiné au régime d'écoulement considéré. On utilise donc exclusivement des modèles RANS pour l'étude. [Hassen, 2010] et [Driant, 2012] ont utilisé des modèles RANS $k - \epsilon$ *realizable*; le modèle $k - \omega$ *SST* a également été testé sans amélioration notable des résultats. Pour l'étude, on utilise uniquement le RANS $k - \epsilon$ *realizable*, le modèle $k - \omega$ *SST* est également testé, mais il ne permet aucune amélioration significative des résultats en plus d'apporter des problèmes de stabilité et de convergence aux simulations CFD, il ne sera donc pas abordé par la suite. Le modèle $k - \epsilon$ est également choisi pour des raisons de robustesse et de rapidité de résolution. Voyons maintenant la définition de ce modèle.

Le modèle est, comme son nom l'indique, basé sur 2 équations de transport : la première est celle de l'énergie cinétique et la seconde celle du taux de dissipation. L'utilisation du taux de dissipation comme seconde équation donne l'expression de la longueur caractéristique \tilde{l} suivante : $\tilde{l} = \frac{C_d \bar{k}^{3/2}}{\bar{\epsilon}}$ et la viscosité turbulente $\nu_T = C_d C_\mu \frac{\bar{k}^2}{\bar{\epsilon}} = C'_\mu \frac{\bar{k}^2}{\bar{\epsilon}}$

Avec :

$$\mu, C_d, C'_\mu = C_d C_\mu : \text{constantes}$$

$$\bar{k} : \text{énergie cinétique moyenne}$$

$$\bar{\epsilon} : \text{taux de dissipation turbulente moyen}$$

Les équations d'énergie cinétique et de taux de dissipation s'écrivent respectivement :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial \rho k u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b + \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial \rho \epsilon u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (P_k + C_{3\epsilon} P_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (3.7)$$

Avec :

$P_k = \mu_T S^2$: génération de l'énergie cinétique turbulente due au gradient de vitesse. Avec

S représentant la moyenne du tenseur des contraintes.

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}; S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

$P_b = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \frac{\mu_T}{\Sigma_i} \frac{\partial T}{\partial x_i}$: génération de l'énergie cinétique turbulente due aux décollements et aux forces de volume. Avec σ_t le nombre de Prandtl turbulent.

$Y_M = \frac{2k\epsilon}{c^2}$: dissipation due à la dilatation liée à la compressibilité (c : vitesse du son)

$$C_1, C_{2\epsilon}, C_{3\epsilon} : \text{constantes}$$

$$S_k, S_\epsilon : \text{termes sources}$$

$\sigma_k, \sigma_\epsilon$: nombres de Prandtl turbulent pour K et ϵ

Avec les constantes aux valeurs suivantes :

$$C_\mu = 0.09; C_1 = 1.44; C_{2\epsilon} = 1.92; \sigma_k = 1; \sigma_\epsilon = 1.3$$

Pour connaître l'origine du calage des constantes, on peut se référer à l'ouvrage de [Chassaing, 2000]. Le modèle $k - \epsilon$ a l'avantage d'être relativement simple de mise en œuvre, de donner une bonne prédiction des écoulements cisailés simples et de tenir compte de l'agitation turbulente en fonction de la position dans l'espace. Cependant, les tensions turbulentes sont dépendantes du champ moyen et le modèle est peu adapté aux écoulements complexes, toujours d'après le même auteur. Plus généralement, les modèles de fermeture à deux équations ont les inconvénients suivants :

- Impossibilité de capturer l'anisotropie ;
- Sensibilité insuffisante à des taux de déformation complémentaires ;
- Mauvais comportement en présence de changements brusques de déformation (point de stagnation par exemple) ;
- Inadaptation aux effets tridimensionnels, de rotation et de courbure.

L'ajout de coefficients supplémentaires dans les modèles pour palier certains de ces problèmes est réalisé, car la simplicité des modèles à deux équations les rend très accessibles en autorisant des résolutions rapides sur des ordinateurs de bureau. Pour l'étude, on utilisera le modèle $k - \epsilon$ *realizable* proposé par [Shih *et al.*, 1995]. Cette variante du modèle $k - \epsilon$ propose une équation de fermeture du taux de dissipation basée sur l'équation exacte de transport de la moyenne des carrés de la vorticité fluctuante. Cela donne l'équation de fermeture suivante :

$$\frac{\partial(\rho\epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial\rho u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial}{\partial x_j} \right] + \rho C_{1\epsilon} S_\epsilon - \rho C_{2\epsilon} \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu\epsilon}} + C_{1\epsilon} \rho \epsilon k C_{3\epsilon} P_b + S_\epsilon \quad (3.8)$$

Pour laquelle, $C_{1\epsilon}$ et C_μ ne sont plus des constantes, mais sont exprimées par les expressions :

$$C_{1\epsilon} = \max(0.43 \frac{\eta}{\eta+5}) \text{ et } \eta = S_\epsilon^k$$

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_S U k \epsilon} \text{ et } A_0 = 4; A_S = \sqrt{6} \cos \Phi; \Phi = \frac{1}{3} \arccos(\sqrt{6} W); W = \frac{S_{ij} S_{jk} S_{ki}}{S^3};$$

$$U = \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \tilde{\omega}_{ij} \tilde{\omega}_{ij}}; \tilde{\omega}_{ij} = \bar{\omega}_{ij} - 2_{ij} \omega_k$$

Les coefficients, la formulation et les valeurs des constantes sont précisés dans [Adapco, 2010] avec les références associées. La formulation $k - \epsilon$ *realizable* est plus robuste, car elle évite les problèmes de contrainte normale négative et le non-respect de l'inégalité de

Cauchy Schwarz sur la contrainte visqueuse. Malgré ces améliorations du modèle $k - \epsilon$ standard, la prédiction en couche limite reste délicate, car elle nécessite une discrétisation fine et est coûteuse en temps de calcul. On utilise dans ces zones des lois de parois ou des formulations mixtes basées sur le calcul de la vitesse de référence u^* à la première maille de la paroi. La vitesse u^* est estimée grâce aux variables :

$$y^+ = \frac{yu^*}{\nu} \quad Re_y = \frac{\sqrt{k}y}{\nu} \quad (3.9)$$

Avec :

Re_y : nombre de Reynolds local turbulent

y : distance entre la paroi et le centre de la maille

y^+ : coordonnée de paroi adimensionnelle de la première couche de prismes

L'expression de u^* est alors calculée grâce au modèle de [Wolfshtein, 1969] (équation 3.10), car on ne réalise pas de calcul d'échange thermique entre les surfaces, seul les échangeurs sont modélisés dans l'étude.

$$u^* = \begin{cases} \sqrt{C_\mu^{1/2}k} & ; \text{high} - y^+ \\ \sqrt{\frac{g\nu u}{y}} + (1-g)C_\mu^{1/2}k & ; \text{low} - y^+ \\ \sqrt{\frac{g\nu u}{y}} + (1-g)C_\mu^{1/2}k & ; \text{all} - y^+ \end{cases} \quad (3.10)$$

Avec :

g : fonction d'agrégation définie par : $g = e^{-\frac{Re_y}{11}}$

En fonction de la discrétisation à la paroi choisie (dépendant de la coordonnée de paroi adimensionnelle de la première couche de prisme y^+) ($high - y^+$, $Low - y^+$, $All - y^+$), on calcule les coefficients P_k et ϵ pour la maille en proche paroi. Les équations sont présentées dans [Adapco, 2010].

Le modèle CFD étant l'outil des travaux et non son objectif principal, on fera le choix d'utiliser le modèle $k - \epsilon$ *realizable* avec une loi de paroi $All - y^+$. On s'assura d'avoir un raffinement suffisant de la couche limite pour capter les décollements avec une précision convenable. Ces décollements induisent des zones de recirculation (basse pression), source de la traînée de pression, plus importante contributrice à la traînée totale du véhicule.

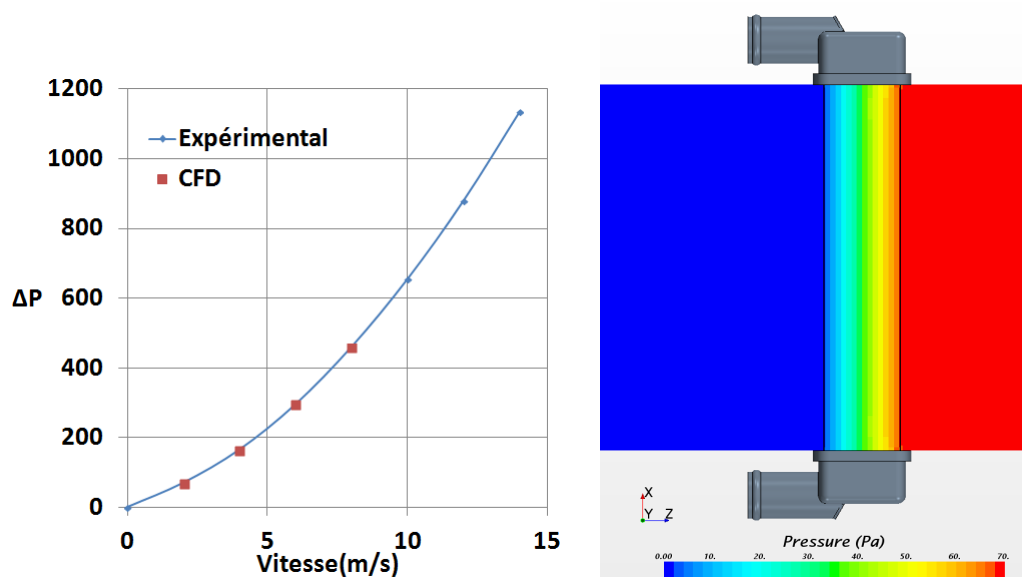
Pour le schéma numérique des modèles utilisés dans l'étude, on gardera en tout temps une résolution dissociée de la pression et de la vitesse. L'algorithme SIMPLE sera toujours utilisé et la discrétisation spatiale est du deuxième ordre alors que la discrétisation temporelle est du premier ordre. Seules les propriétés de l'outil multi-grille permettant d'accélérer la convergence sont adaptées en fonction des problèmes de convergence qui sont rencontrés ainsi que les facteurs de relaxation du solveur.

Modélisation des échangeurs en CFD

Les équations de modélisation d'un échangeur ont été présentées au chapitre 2, on présente maintenant comment obtenir les coefficients de porosité à partir des données de ΔP expérimental. Le test expérimental fournit la variation de pression ΔP autour de l'échangeur en fonction de la vitesse uniforme qui le traverse, (figure 3.1(a)). La modélisation de Darcy-Forchheimer, équation 2.30, propose une fonction quadratique pour exprimer la ΔP . Les coefficients de porosité inertielle et visqueux correspondent aux constantes de l'interpolation du deuxième ordre des résultats de ΔP en fonction de la vitesse dans l'échangeur. Pour vérifier que la modélisation CFD est correcte, on teste la géométrie du faisceau de l'échangeur du prototype P09 pour 4 conditions de vitesse et on vérifie le ΔP autour de l'échangeur, (figure 3.1(b)). Les résultats CFD rejoignent parfaitement les résultats expérimentaux, ce qui valide l'utilisation de l'équation du deuxième ordre de Darcy-Forchheimer. On observe aussi le gradient de pression qui s'établit dans l'échangeur. L'intérêt de la simulation CFD, bien qu'utilisant une modélisation poreuse est alors de pouvoir obtenir une discrétisation spatiale de la vitesse en entrée d'échangeur par rapport au modèle thermique analytique qui considère un écoulement uniforme.

Pour le modèle à chaud, on choisit d'utiliser le modèle double flux permettant de modéliser l'échange thermique entre les deux fluides ainsi que leurs écoulements (air et liquide de refroidissement). Un échangeur double flux est modélisé par deux domaines correspondants au faisceau de l'échangeur, l'un pour l'air et l'autre pour le liquide de refroidissement. Chaque domaine est représenté par un milieu poreux dont les coefficients sont déterminés par l'interpolation de la résistance visqueuse et inertielle sur les résultats expérimentaux.

Pour l'échange thermique, on fournit la table de dissipation spécifique (cf paragraphe 3.3) pour une valeur fixe de débit de liquide et des valeurs variables de débit d'air ainsi que les températures d'entrée d'air et de liquide de refroidissement (équation 3.22). Le modèle interpole ensuite pour chaque maille du radiateur l'échange thermique en fonction de la discrétisation et vérifie que la conservation de l'énergie est respectée dans l'échangeur.



(a) Résultats expérimentaux et CFD de ΔP en fonction de la vitesse du radiateur P09.

(b) Validation de la simulation CFD de la porosité à une vitesse de 2 m/s à travers l'échangeur.

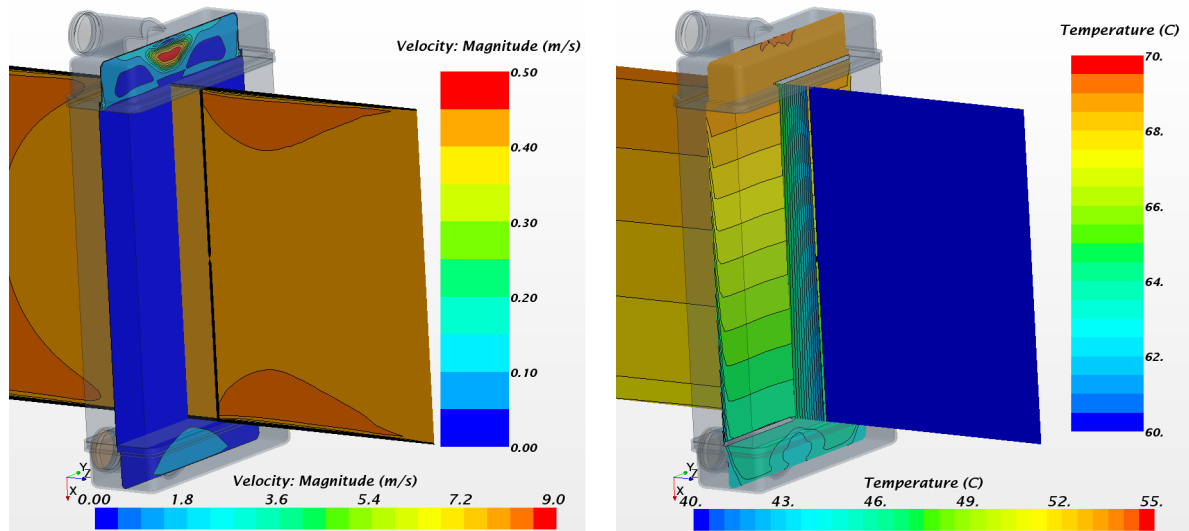
Figure 3.1 Résultats expérimentaux de ΔP en fonction de la vitesse du radiateur P09 (a) et validation de la simulation CFD utilisant les coefficients basés sur l'expérimental (b).

La simulation de l'échangeur seul dans un tunnel de la section de l'échangeur permet de vérifier le bon fonctionnement du modèle. On vérifie que la puissance dissipée correspond à la puissance de la carte de dissipation spécifique donnée en entrée. On vérifie le bon fonctionnement de la simulation sur deux points de fonctionnement de l'échangeur, les champs de vitesse sont présentés à la figure 3.2(a) et les champs de température à la figure 3.2(b) pour le point de fonctionnement du radiateur P09 de la boucle électrique sous 8 m/s d'air et 7 l/min de liquide de refroidissement. Bien que la représentation par milieux poreux ne représente pas la géométrie réelle de l'échangeur, cette modélisation permet de visualiser la topologie des deux fluides ainsi que l'influence que peuvent avoir des zones sous-alimentées en air sur le refroidissement (cf chapitre 4).

La modélisation des échangeurs nécessite toujours des données d'entrée provenant soit de fournisseur, soit de modèle d'échangeur et elle permet de visualiser les répartitions de vitesse et de température macroscopiquement.

Modélisation des ventilateurs

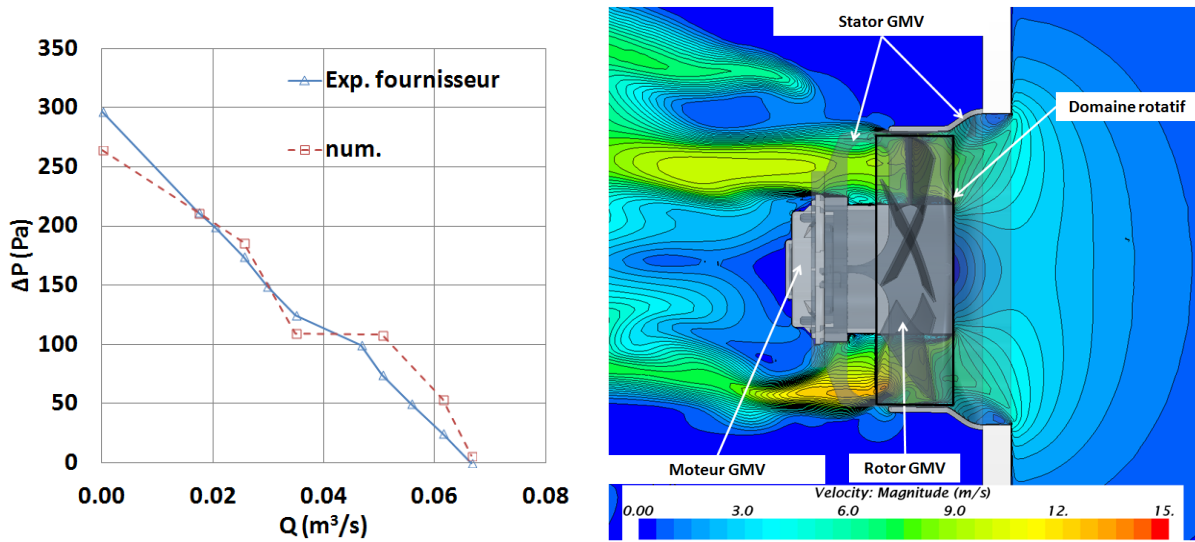
En ce qui concerne la modélisation des ventilateurs, on ne l'utilisera pas pour l'étude en tant que telle mais on vérifie la courbe du fournisseur par simulation. Pour l'ensemble de



(a) Champs de vitesse obtenu pour la validation du modèle double flux du radiateur P09. (b) Champs de température obtenu pour la validation du modèle double flux du radiateur P09.

Figure 3.2 Visualisation des résultats pour la validation du modèle double flux pour une vitesse d'air uniforme de 8 m/s et un débit de liquide de 7 l/min, champs de vitesse (a) et de température (b).

l'étude, on fait le choix de ne représenter que la structure du GMV dépourvue de pale et d'utiliser les relations de conservation de la masse (équation 2.19) et d'équilibre de perte de charge (entre la ΔP de l'échangeur et la ΔP générée par le ventilateur) pour estimer l'apport de débit que fera un ventilateur sur l'écoulement traversant un échangeur. On réalise toutefois une simulation complète du ventilateur avec un repère fixe comportant 8.3 millions d'éléments. Cette simulation reproduit les conditions d'essai dans un caisson normalisé suivant la norme ISO-5801 sur les essais aérauliques de ventilateurs industriels. Ces simulations permettent de vérifier la courbe du fournisseur, mais aussi d'estimer le nombre de mailles additionnelles nécessaire pour prédire correctement l'écoulement dans le ventilateur. On constate à la figure 3.3(a) qu'on est capable de capter convenablement la courbe de performance du fournisseur ; l'écart maximum se trouve au point de débit nul. On observe à la figure 3.3(b) le champ de vitesse dans un plan de symétrie du ventilateur. Cette figure illustre la forme réelle de l'écoulement en sortie de ventilateur qui n'est pas du tout purement axial. La forme de l'écoulement réelle montre ainsi les limites d'une modélisation par disque d'action qui prédit un écoulement purement axial. On conclut également que la modélisation complète des ventilateurs prédit correctement les performances. Cependant, le coût de calcul additionnel (8 millions de mailles/ventilateur) est très important.



(a) Comparaison des courbes performance expérimentale et numérique sur le ventilateur du P09. (b) Champ de vitesse dans un plan de symétrie pour un débit de 0.05 m³/s proche du point de fonctionnement du groupe de refroidissement du P09.

Figure 3.3 Comparaison des performances expérimentale et numérique du ventilateur P09 (a) et visualisation du champ de vitesse en simulation (b).

Conditions aux limites en condition routière

Pour les simulations des chapitres 4 et 6, on utilisera toujours le même domaine fluide dont les dimensions sont basées sur l'estimation de la littérature présentée au chapitre 2, (figure 3.4). Ces dimensions induisent un ratio de blocage très faible de 0.01 et on vérifie que les conditions de vitesse et de pression sur les parois extérieures du domaine sont égales aux conditions de vitesse en entrée et pression atmosphérique. Pour les conditions aux limites du domaine, on utilise une vitesse uniforme en entrée et une pression égale à la pression atmosphérique en sortie, le sol a une vitesse tangentielle égale à la vitesse d'entrée. Les conditions sur le véhicule sont des murs adhérents, les roues ont une vitesse tangentielle du type $V = \omega \cdot R_{roue}$. L'admission et l'échappement ont une condition de débit massique basée sur le régime moteur du type.

$$\dot{m} = \frac{V_{cyl} \rho R P M}{n b_{cyl} 60} \quad (3.11)$$

Avec :

- V_{cyl} : cylindrée du moteur (m³)
- RPM : régime moteur (rotation/min)
- $n b_{cyl}$: nombre de cylindre du moteur

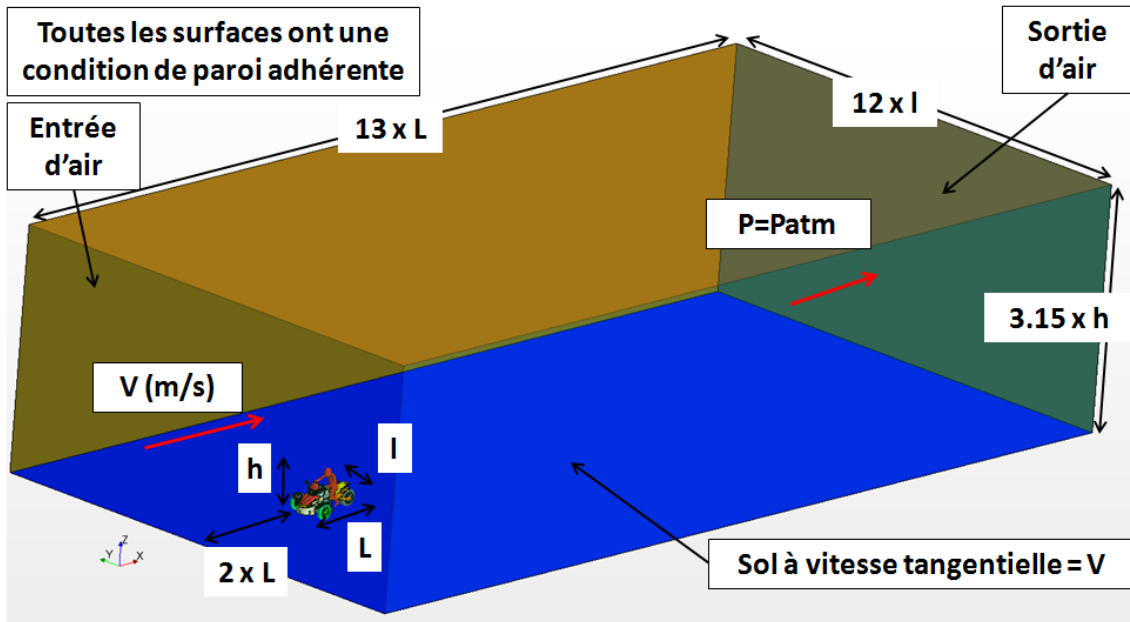


Figure 3.4 Domaine fluide en condition routière avec ses conditions aux limites.

3.3 Modélisations des échangeurs

Dans l'étude, on utilise des échangeurs automobiles tels que présentés au chapitre 2 dont la géométrie a été illustrée aux figures 2.13(a) et 2.13(b). Comme on l'a constaté au paragraphe 3.2.2, la simulation CFD nécessite des données initiales de porosité et d'échanges thermiques. Pour obtenir ces données, on a deux solutions : obtenir des résultats expérimentaux en interne ou par les fournisseurs ; utiliser des modèles prédictifs d'échangeurs :

- Un modèle d'échangeur prédisant uniquement la dissipation spécifique en fonction des paramètres géométriques en s'appuyant sur des approximations basées sur le régime d'écoulement dans un échangeur, [Ng *et al.*, 2005]. Ce modèle prend tous les paramètres géométriques en compte sauf la géométrie des persiennes.
- Le second type de modèle prend en compte tous les paramètres géométriques et se base sur des interpolations de résultats expérimentaux pour prédire la dissipation spécifique et le ΔP des échangeurs.

On présente le modèle de [Ng *et al.*, 2005], pour lequel on formule les hypothèses suivantes lors de sa résolution :

- La vitesse de l'air entrant dans le radiateur est uniforme sur toute sa surface ;
- Le débit de liquide est réparti uniformément dans les tubes ;

- La paroi de l'échangeur est suffisamment fine pour négliger le transfert par conduction ;
- L'encrassement n'est pas pris en compte ;
- Les tubes sont lisses du côté liquide.

Avec ces hypothèses, l'équation 2.16 du paragraphe 2.3.2 devient :

$$UA_{fr} = \frac{1}{R_{air} + R_{eau}} = \frac{1}{\frac{1}{h_a S_a} + \frac{1}{h_e S_e}} \quad (3.12)$$

On calcule ensuite R_{air} et R_{eau} pour pouvoir enfin appliquer la méthode $\epsilon - NTU$.

3.3.1 Modèle de [Ng *et al.*, 2005]

Le modèle de [Ng *et al.*, 2005] ne prenant pas en compte la géométrie de persienne, R_{air} dépend alors de l'efficacité globale de l'échange du côté air de l'échangeur :

$$R_{air} = \frac{1}{\eta_g h_a S_a} \quad (3.13)$$

L'efficacité globale de l'échangeur côté air η_g est alors estimée en fonction de l'efficacité d'échange des ailettes η_{ail} :

$$\eta_g = 1 - \frac{S_{ail}}{S_{tot}}(1 - \eta_{ail}) \quad (3.14)$$

Avec :

$$\eta_{ail} = \frac{\tanh(mL)}{mL} : \text{efficacité d'ailette}$$

$$mL = \frac{F_l}{2} \sqrt{\frac{2h_a}{k_a \delta_f}} : \text{longueur efficace}$$

δ_f : épaisseur d'ailette (m)

F_l : largeur d'ailette (m)

S_{ail} : surface des ailettes (m²)

S_{tot} : surface totale d'échange coté air (m²)

L'efficacité des ailettes dépend donc du coefficient de convection h_a , on le calcule avec :

$$h_a = \frac{N_{ua} k_a}{D_{ha}} \quad (3.15)$$

Avec :

N_{ua} : nombre de Nusselt

k_a : conductivité de l'air (W/m.°)

$$D_{ha} = \frac{4S_{libre}E}{S_{tot}} : \text{diamètre hydraulique côté air (m)}$$

$$S_{libre} : \text{surface projetée des ailettes et des tubes (m}^2\text{)}$$

$$E : \text{épaisseur de l'échangeur (m)}$$

Le nombre de Nusselt peut s'exprimer par une multitude de corrélations en fonction de la géométrie et du régime d'écoulement. La corrélation la plus adaptée pour le cas d'un radiateur avec des ailettes à persiennes est la corrélation de [Davenport, 1980] exprimant le module de Colburn j :

$$j = 0.249 R_{e,L_p}^{-0.42} L_h^{0.33} \frac{L_l^{1.1}}{F_l} F_l^{0.26} \quad (3.16)$$

Avec :

R_{e,L_p} : nombre de Reynolds local, basé sur la distance entre les persiennes
 L_h : hauteur de persienne en projection sur la direction de l'écoulement (m)
 L_l : largeur de persienne (m)

On exprime alors le nombre de Nusselt par :

$$N_{ua} = j R_{e,D_{ha}} P_r^{1/3} \quad (3.17)$$

Avec :

$R_{e,D_{ha}}$: nombre de Reynolds, basé sur le diamètre hydraulique
 P_r : nombre de Prandtl de l'air

Cependant, la corrélation de Davenport nécessite de connaître les paramètres géométriques des persiennes. Malheureusement, ces données sont gardées confidentielles par les fabricants de radiateurs et leurs mesures nécessitent la destruction du radiateur.

La solution restante est d'utiliser une autre corrélation du nombre de Nusselt ; deux sont proposées. Tout d'abord celle de [Aoki *et al.*, 1989] qui se base sur le calcul du nombre de Reynolds basé sur la distance entre deux ailettes pour des ailettes avec persiennes, puis la corrélation de Paulhausen pour une plaque plane. Ces deux corrélations sont pour un régime laminaire et s'expriment respectivement par :

$$N_{ua} = 0.87 R_{e,L_p}^{1/2} P_r^{1/3} \quad \text{et} \quad N_{ua} = 0.906 R_{e,L_p}^{1/2} P_r^{1/3} \quad (3.18)$$

La corrélation de Paulhausen a été choisie dans les travaux de [Landry-Blais, 2012] et on gardera ce choix pour l'étude. On est maintenant capable de connaître la résistance

thermique du côté air, car l'efficacité globale η_g et le coefficient de convection global h_a sont connus.

On calcule ensuite la résistance du côté liquide R_{eau} . L'expression du coefficient de convection est la même que pour le côté air, mais pour les coefficients propres au liquide. Par contre, l'expression du nombre de Nusselt est différente, car il n'y a pas d'ailette. Il ressort de [Ng *et al.*, 2005] une corrélation du nombre de Nusselt par régime d'écoulement, selon les expressions suivantes :

$$\begin{aligned}
 R_{e,Dhe} < 2300 \quad \text{Équation de Hansen : } Nu_e &= 0.36 + \frac{0.0668 \frac{D_{he}}{L_{tube}} R_{e,Dhe} Pr_e}{1 + 0.04 \frac{D_{he}}{L_{tube}} R_{e,Dhe} Pr_e}^{2/3} \\
 2300 < R_{e,Dhe} < 10^4 \quad \text{Équation de Gnielinski : } Nu_e &= \frac{\frac{f}{8} (R_{e,Dhe} - 1000) Pr_e}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{8}} (Pr_e^{2/3} - 1)} \\
 10^4 < R_{e,Dhe} \quad \text{Équation de Petukhov : } Nu_e &= \frac{\frac{f}{8} Pr_e R_{e,Dhe}}{1.07 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{8}} (Pr_e^{2/3} - 1)}
 \end{aligned}$$

Pour calculer le nombre de Nusselt, les trois équations précédentes font appel au facteur de friction f du radiateur. Ce coefficient peut être déterminé expérimentalement, à l'aide des tables de Moody ou par l'équation suivante du coefficient de friction dans un tube lisse isotherme.

$$f = [0.79 \ln(R_{e,Dhe}) - 1.64]^{-2} \quad (3.19)$$

L'expression du diamètre hydraulique du côté eau est du même type que celle du côté air, mais avec les coefficients et les surfaces du côté liquide.

Maintenant que R_{air} et R_{eau} sont connues, on peut appliquer la méthode $\epsilon - NTU$ pour déterminer les performances du radiateur. Pour la configuration, on a les expressions de ϵ et de NTU suivantes :

$$\epsilon = 1 - \exp\left(-\frac{NTU^{0.22}}{C} [\exp(-C \cdot NTU^{0.78}) - 1]\right) \quad (3.20)$$

$$NTU = \frac{UA_{fr}}{C_{min}} \quad (3.21)$$

La capacité thermique minimale est choisie comme étant $C_{min} = C_{air}$, car l'air est considéré comme le fluide froid ; sinon le radiateur deviendrait un réchauffeur. Pour être indépendant des conditions de température d'entrée des deux fluides, on utilise la notion de dissipation spécifique du radiateur afin d'avoir un coefficient adimensionnel. [Lin, 1999] a montré l'indépendance de ce coefficient vis-à-vis des températures des fluides entrants. Il suffira de déterminer une carte de dissipation spécifique en fonction des débits des deux fluides

entrants pour pouvoir estimer la puissance thermique dissipée par le radiateur en fonction des températures. La dissipation spécifique s'exprime par :

$$SD = \frac{\epsilon C_{min}(T_{eau,entrant} - T_{air,entrant})}{T_{eau,entrant} - T_{air,entrant}} = \epsilon C_{min} \quad (3.22)$$

Enfin les auteurs indiquent que la dissipation spécifique est directement impactée par la non-uniformité (U_{non}) de la vitesse de l'écoulement entrant dans l'échangeur, elle se définit par l'équation 3.23 pour une surface d'entrée d'échangeur discrétisée (par un maillage).

$$U_{non} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{|V_i - \bar{V}|}{\bar{V}} \quad (3.23)$$

3.3.2 Évaluation du modèle

On évalue l'erreur relative du modèle présenté en comparaison des résultats expérimentaux du fournisseur à la figure 3.5. La carte d'erreur est calculée par interpolation des données fournisseur sur la carte obtenue avec le modèle. On constate une faible erreur pour le modèle de [Ng *et al.*, 2005] qui ne dépasse pas 10%. Au vu de ces résultats, le modèle de [Ng *et al.*, 2005] sera utilisé dans la totalité de l'étude

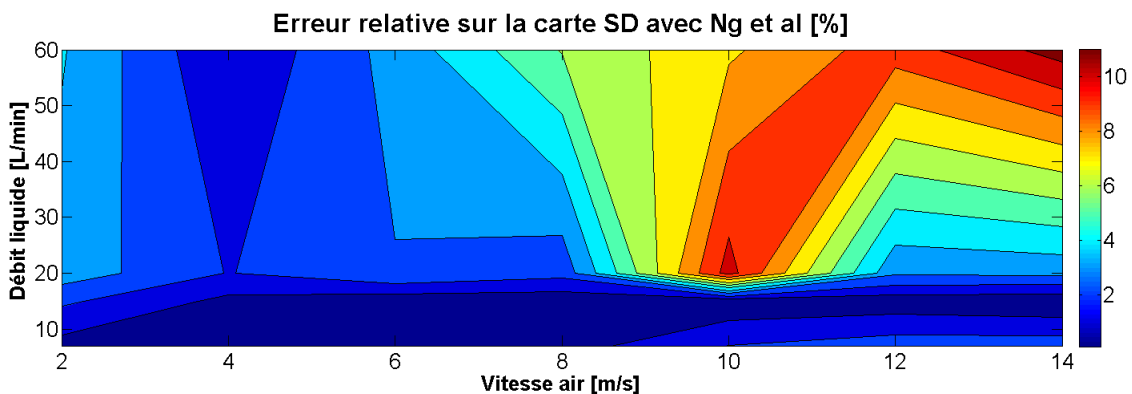


Figure 3.5 Erreur relative des modèles [Ng *et al.*, 2005] en comparaison des données expérimentales du fournisseur.

3.4 Conclusions sur la méthodologie et les outils utilisés

Dans ce chapitre, on a présenté et justifié la méthodologie de l'étude en trois étapes : optimisation topologique, tests expérimentaux et validation des modèles numériques et enfin l'optimisation paramétrique. Ce choix de méthodologie permet de répondre de façon chronologique au besoin industriel et de réaliser un travail de validation structuré permettant de travailler à la fois sur des modèles de simulation et sur des essais expérimentaux. Cette méthodologie va aussi permettre de rencontrer l'ensemble des objectifs principal et secondaires fixés initialement.

Enfin, on a présenté et justifié l'utilisation ou non des différents modèles qui vont être les outils de l'étude. Les divers changements qui seront faits sur ces outils seront présentés lorsque nécessaire.

On peut maintenant débiter l'optimisation topologique.

CHAPITRE 4

Optimisation topologique

4.1 Contexte de l'optimisation

Le développement du véhicule passant par une hybridation, l'ensemble des composants doit être localisé le plus adéquatement possible dans le tricycle hybride. On commence l'étude par une optimisation topologique de la position et de la taille des échangeurs pour deux raisons :

- Le partenaire industriel a besoin d'un prototype hybride dont l'intégrité thermique est assurée pour la fin de la première année de l'étude.
- L'optimisation paramétrique directe de la position et de la taille des échangeurs à bord du véhicule est impossible à paramétrer pour le cas de l'étude. De plus, le fait de concevoir un prototype hybride implique des changements constants dans le positionnement des composants, obligeant à réadapter constamment les solutions proposées.

L'enjeu principal soulevé par l'hybridation est donc le manque d'espace à l'intérieur du véhicule. On va rechercher le meilleur positionnement possible des radiateurs et réaliser l'optimisation topologique en trois étapes :

- Définition des besoins de refroidissement.
- Identification et quantification des implantations possibles.
- Analyse et choix de la meilleure implantation des radiateurs.

La première étape se base sur le choix des composants thermiques et électriques à partir du début de l'implication dans le projet et permet d'évaluer des cas critiques thermiques pour le véhicule hybride. La seconde étape se base sur le modèle CAO du prototype qui évolue au cours de l'avancement du projet pour utiliser les espaces disponibles à bord et orienter les choix de conception pour améliorer l'efficacité aérothermique du véhicule. Chaque implantation potentielle de radiateur est résolue par un calcul CFD et analysée suivant la matrice de comparaison développée pour l'étude. La troisième étape consiste à sélectionner l'optimum topologique des échangeurs au regard des résultats accumulés dans

la matrice de comparaison. La configuration d'échangeur sélectionnée sera quantifiée plus finement en CFD pour une validation finale.

4.2 Définition des besoins de refroidissement

L'hybridation du véhicule entraîne l'ajout d'une boucle de motorisation électrique qu'il faut refroidir et le changement de moteur thermique nécessite de redimensionner le circuit de refroidissement. Pour optimiser l'économie de carburant, une stratégie de contrôle hybride a été développée par [Denis, 2014]. On se base sur cette stratégie de contrôle pour définir les cas critiques thermiques que doit rencontrer le véhicule au cours de son usage pour le moteur thermique. L'étude ne prendra en compte que les modes de fonctionnement hybride et purement électrique.

4.2.1 Refroidissement de la boucle de motorisation électrique

A ce stade du projet, les caractéristiques thermiques des composants électriques du prototype ne sont pas connues. Pour garantir l'intégrité thermique du prototype, on fixe la contrainte de refroidissement à la puissance maximale générée par les composants indépendamment de la vitesse du véhicule, soit 1.5 kW d'après les données du fournisseur (cf annexe A.1.1). À partir de ces données, on estime le débit maximal de fluide caloporteur admissible par les composants électriques les plus sensibles. L'onduleur impose un débit maximal de 500 l/h. On effectue un calcul de perte de charge globale du circuit en incluant les pertes singulières des composants et les pertes de charge linéaires dans les tubes les reliant. On obtient des pertes de charge totale de 0.41 et 1.29 bar pour des circuits de refroidissement à diamètre constant de 1/2 et 3/8 de pouce respectivement. La recherche d'une pompe automobile capable de rencontrer ces conditions d'opérations (500 l/h et 0.41 ou 1.29 bar) s'oriente vers l'utilisation de la pompe BOSH PCA 12 V (cf annexe A.1.2). Après quelques ajustements avec les fournisseurs des composants électriques, il s'avère que le circuit de refroidissement ne peut avoir un diamètre constant de 1/2 pouce sur toute sa longueur. On obtient alors une valeur finale de perte de charge de 0.5 bar et une valeur de débit sous les 12 V DC minimalement fournie à la pompe de 400 l/h. Pour finir le dimensionnement du refroidissement, on utilise une température ambiante de 40 °C. Le radiateur de la boucle électrique doit donc pouvoir dissiper 1.5 kW de chaleur avec un débit de liquide de 400 l/h et une température ambiante de 40 °C lorsque la vitesse du véhicule excède 50 km/h. En deçà de 50 km/h, on ne connaît pas les requis de refroidissement des composants électriques.

4.2.2 Refroidissement de la boucle de motorisation thermique

On traite les modes électrique et hybride dans l'étude. Le Moteur à Combustion Interne (MCI) est uniquement utilisé dans le mode hybride avec un partage de puissance avec la motorisation électrique. On utilise la stratégie du contrôleur hybride développée par [Denis, 2014] pour connaître la puissance fournie par le MCI. Il faut noter que la stratégie de contrôle hybride est également en cours de développement en parallèle à l'étude et sera amenée à évoluer. Cette stratégie de contrôle consiste à optimiser la répartition énergétique en fonction de la demande de l'utilisateur. Pour réaliser cette optimisation, le contrôleur cherche à maintenir le MCI à des valeurs de charges ayant le rendement maximal tout en s'assurant de ne jamais surcharger ou décharger profondément la batterie suivant les critères de durée de vie établis. Pour les simulations il faut qu'on obtienne la puissance à dissiper à travers l'échangeur et le débit de liquide de refroidissement en fonction de la vitesse du véhicule. On applique la stratégie hybride sur un test de 0 à 140 km/h avec un couple à la roue de 500 N/m pour représenter une accélération franche ; on obtient ainsi les caractéristiques du moteur en fonction de la vitesse du véhicule.

On utilise ensuite les données fournies par le fournisseur du MCI implanté dans le prototype pour estimer la puissance thermique rejetée par le moteur en fonction de la puissance moteur développée (Figure 4.1(a)). Le moteur est doté d'une pompe à eau mécanique engrenée directement par le moteur, le débit de la pompe est une fonction de la vitesse de rotation du MCI (rpm : rotation par minute) figure 4.1(b). Les essais sur le banc de test dynamométrique du fournisseur sont réalisés par palier de vitesse et puissance fixe. On en extrait ensuite le comportement du moteur pour différents régimes. On trace les différents points de fonctionnement du moteur et de la pompe desquels on extrait une interpolation qui sert à obtenir la puissance de refroidissement en fonction de la puissance moteur (figure 4.2(a)) et le débit de liquide de refroidissement en fonction du rpm, (figure 4.2(b)).

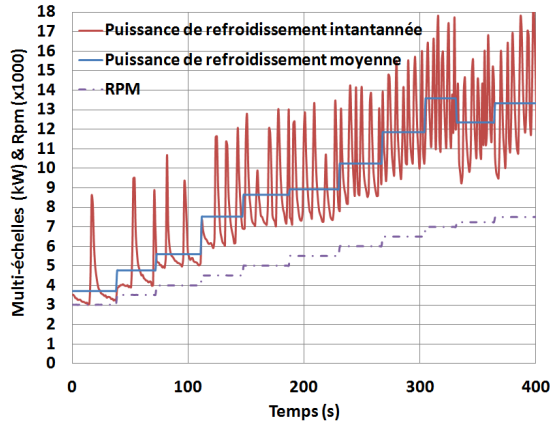
Les équations d'interpolation obtenues sont les suivantes :

$$P_{cool} = P_{mot}^2 + 0.2549 \frac{P_{mot}}{1000} \quad (4.1)$$

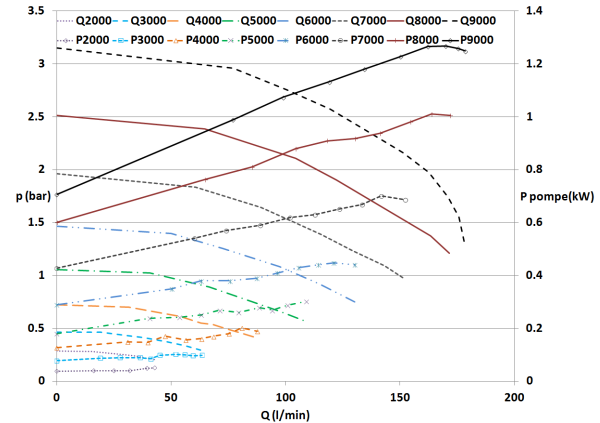
$$Q_{cool} = 7.6368 \frac{rpm}{1000} \quad (4.2)$$

Avec :

P_{cool} : puissance à refroidir (kW)
 P_{mot} : puissance moteur (kW)
 Q_{cool} : débit (l/min)
 rpm : vitesse de rotation du MCI (tr/min)

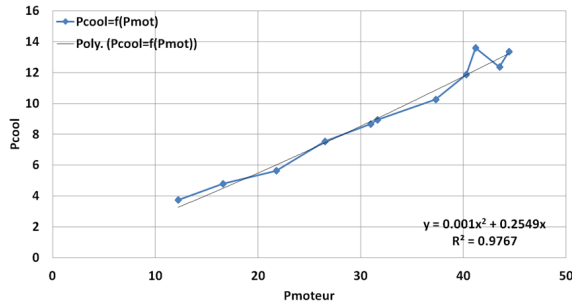


(a) Puissance refroidie en fonction des paliers de vitesse et de puissance du MCI.

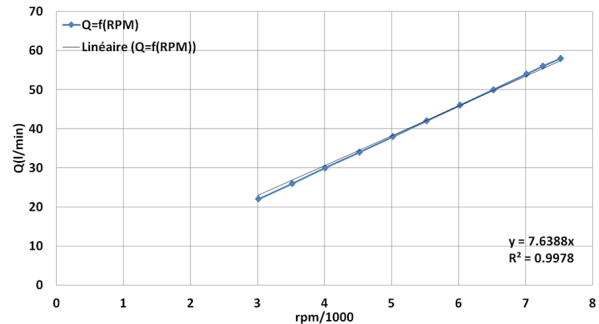


(b) Courbes de performance de la pompe du moteur MCI, pression et puissance en fonction du débit volumique.

Figure 4.1 Puissance de refroidissement du MCI par palier de vitesse (a) et performance de la pompe associée(b), données expérimentales du fournisseur.



(a) Interpolation de la puissance de refroidissement en fonction de la puissance moteur.



(b) Interpolation du débit de liquide de refroidissement en fonction du rpm moteur.

Figure 4.2 Interpolation de la puissance MCI à refroidir (a) et du débit de la pompe à eau (b) à partir des données expérimentales du fournisseur.

Avec toutes ces informations, on relie la vitesse véhicule à une puissance à refroidir et un débit de liquide de refroidissement à travers le radiateur résumé à la figure 4.3.

Pour l'optimisation topologique, on ne peut pas réaliser une simulation pour chaque vitesse, donc au regard de la figure 4.3, on sélectionne les cas thermiques apparaissant comme les plus critiques. On sélectionne 4 cas critiques thermiques :

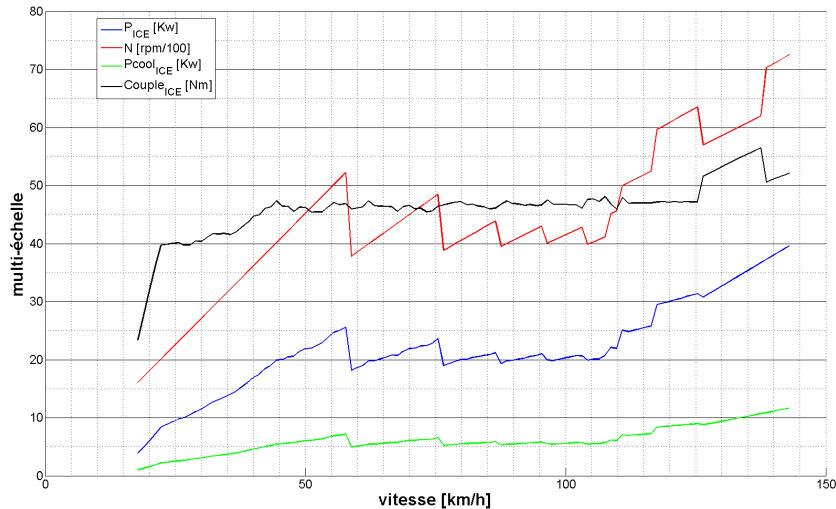


Figure 4.3 Stratégie hybride pour un 0 à 140 km/h avec une consigne à la roue de 500 N/m.

- 20 km/h : Cette vitesse correspond à la mise en route du MCI ; en dessous, seul le mode électrique fonctionne. Le moteur est dans une phase transitoire avec un comportement de type "start and stop".
- 50 km/h : Cette vitesse correspond à la limitation de vitesse en zone urbaine et un pic de refroidissement est observable pour 60 km/h. On choisit d'être conservateur pour prendre en compte un comportement agressif de conduite urbaine et on fixe comme contrainte de rencontrer le pic thermique des 60 km/h à 50 km/h. De plus, la stratégie de contrôle pour cette vitesse urbaine génère également un comportement "start and stop" encore plus accentué et donc des effets transitoires potentiellement indésirables pour le refroidissement.
- 100 km/h : Cette vitesse est la limite autoroutière nord-américaine. Elle constitue aussi la limite du groupe de propulsion électrique. Au-delà de 100 km/h le comportement "start and stop" lié à la stratégie de contrôle disparaît, car le moteur électrique n'est pas suffisant pour entraîner seul le véhicule à cette vitesse.
- 130 km/h : Cette vitesse est la limite que l'on se fixe pour le projet de véhicule hybride car c'est un non-sens de rouler bien au delà des limitations de vitesse avec un véhicule dont la vocation est d'être plus écologique.

Les cas critiques thermiques du P09 sont présentés au tableau 4.1 avec toutes les informations sur les puissances de refroidissement à atteindre et les débits de liquide de refroidissement.

Cas critiques thermiques	1	2	3	4
Vitesse véhicule (km/h)	20	50	100	130
rpm	2000	5250	4150	6000
Couple (N/m)	40	46	46	53
Puissance (kW)	8.37	25.29	22.15	33.3
Puissance refroidissement (kW)	2.2	7.09	6.14	9.6
Débit refroidissement (l/min)	15.27	40.09	31.69	45.82

Tableau 4.1 Présentation des données pour les 4 cas critiques thermiques sélectionnés.

Les requis thermiques pour l'optimisation topologique sont maintenant connus.

4.3 Contexte, contraintes d'optimisation et construction du prototype P09

4.3.1 Contexte

Le prototype de tricycle concerné par l'étude est le troisième dans le cadre du projet PAC et se nomme P09. Il se distingue des deux prototypes précédents, car il doit être équipé de composants proches des composants de production. La fiabilité de ce prototype est l'un des enjeux majeurs dans les décisions du projet. De plus, l'ensemble des composants de la boucle de motorisation électrique ainsi que la chaîne de transmission hybride sont nouveaux. La conception avec tous ces nouveaux composants donne une certaine dynamique quasi irréversible à l'avancement du prototype afin que les délais du projet soient tenus. Ainsi, les décisions charnières s'échelonnent au cours de la conception et imposent progressivement la position des différents composants. Les différentes configurations d'échangeurs sont présentées dans l'ordre chronologique où elles ont été testées, la configuration # 1 sera peu contrainte par l'environnement alors que la configuration # 6 sera la plus contrainte. On va voir au cours du développement des configurations que la prise en compte de la position des échangeurs le plus tôt possible dans la conception d'un véhicule peut s'avérer cruciale pour atteindre un positionnement optimal. On utilise également les connaissances sur l'écoulement autour du véhicule des études précédentes et les analyses sur les ailes de roues pour orienter les choix des premières configurations. De ce fait, les modifications de l'écoulement observées pour une configuration n seront utilisées pour le développement de la configuration $n + 1$.

4.3.2 Contraintes d'optimisation

Pour quantifier et comparer les différentes configurations d'échangeurs, on fixe une série de contraintes à satisfaire. L'ensemble des résultats est présenté par la suite dans une matrice de comparaison en fonction des contraintes. Le résultat global de chaque solution traduit la qualité du choix de positionnement en terme de qualité de la conception. Pour classer les configurations testées, on utilise 11 contraintes classées suivant deux types :

- Les contraintes dites critiques qui sont au nombre de trois. Ces contraintes doivent obligatoirement être satisfaites sinon la configuration proposée est considérée comme non viable. Les contraintes sont :
 - Puissance de refroidissement électrique : la contrainte de refroidissement de la boucle électrique est atteinte pour assurer l'intégrité thermique des composants.
 - Puissance de refroidissement MCI : les 4 cas critiques thermiques sont respectés et permettent d'assurer l'intégrité thermique du MCI.
 - Durée de vie : la position des échangeurs ne doit pas les exposer à un bris prématuré en cas de conditions inhabituelles telles que des nids de poule, dos-d'âne élevés, conduite hors route, etc. Ou bien, la position des échangeurs ne risque pas d'engendrer une usure ou détérioration rapide rendant la durée de vie des échangeurs inférieure à celle du véhicule.
- Les contraintes de qualité sont au nombre de 8. Elles permettent de caractériser la qualité de la configuration au regard des différentes contraintes provenant de l'industriel ou du milieu environnant. Chaque contrainte pourra prendre cinq niveaux différents pour qualifier son intérêt dans la conception globale, (excepté deux qui n'auront que trois niveaux et seront précisés par la suite). Ces contraintes sont caractérisées entre elles ou par rapport au véhicule à essence de production. Lorsque l'effet est positif sur la conception la note est positive et réciproquement :
 - Réduction de la traînée aérodynamique : le critère de réduction de traînée est basé sur la diminution du coefficient $C_x.S_x$ pour chaque configuration testée par rapport au véhicule de série.
 - Contrôle du fluide : bien que la simulation se fasse à froid, on fait l'hypothèse que les effets thermiques auront un effet négligeable pour les vitesses de test (100 km/h). On trace les lignes de courant sortant des radiateurs et on observe si l'air chaud s'évacue correctement et s'il re-circule dans les bulles autour du

pilote ou si l'air extrait des radiateurs vient directement sur les jambes du pilote.

- Difficultés d'implantation : ce critère correspond à une qualification subjective de la solution de positionnement fait par les ingénieurs et concepteurs du projet au regard des modifications de position des différents composants pour permettre l'implantation du radiateur dans la configuration étudiée. On tient compte également du nombre de modifications que nécessite la solution sur des pièces complexes et coûteuses comme le châssis ou la carrosserie.
- Coût : le coût de la solution est évalué par rapport aux modifications à apporter pour rendre le positionnement d'échangeur viable, par rapport à la taille des échangeurs et à la complexité du système de refroidissement. La variable de coût est évaluée par la direction du projet et les ingénieurs en charge, aucun chiffrage n'a été effectué. Ce critère se base sur l'expérience des ingénieurs et du responsable du projet.
- Sensibilité aux vents latéraux : ce critère caractérise l'impact que peut avoir un vent latéral sur le refroidissement du véhicule. Seulement trois niveaux de critère vont être utilisés. 10 : aucune sensibilité aux vents latéraux ; 0 : une sensibilité faible affectant peu le refroidissement ; -10 : une sensibilité forte pouvant entraîner une très faible alimentation des échangeurs dans le cas où le radiateur est/ou en partie dans une zone de recirculation.
- Influence sur la gestion thermique de la batterie : le critère définit si la configuration d'échangeurs a une influence sur le refroidissement de la batterie. On procède de même que pour le contrôle du fluide, on utilise les lignes des courants issues des échangeurs pour voir si l'air chaud extrait des radiateurs arrive au contact de la batterie. L'enjeu du refroidissement de la batterie est très important, car elle utilise une technologie passive avec un Matériau à Changement de Phase (MCP) qui une fois fondu ne permet plus d'évacuer la chaleur des cellules ce qui entraîne la surchauffe de la batterie. Il faut s'assurer que les conditions sélectionnées pour la conception sont maintenues telles qu'estimées (température ambiante maximum de 40°C et un écoulement équivalent à la vitesse du véhicule). Ce critère n'utilise que trois niveaux correspondants à : 10, le positionnement des radiateurs améliore le refroidissement de la batterie ; 0, le positionnement des radiateurs n'affecte pas le refroidissement de la batte-

rie ; -10 , le positionnement des radiateurs affecte et diminue les capacités de refroidissement de la batterie.

- Facilité de maintenance : ce critère traduit la facilité d'accès au radiateur (nombre de pièces à démonter pour y accéder) en cas de besoin de remplacement ou de problème d'étanchéité au niveau des durites.
- Limitation des risques d'encrassement : en fonction de la position des échangeurs, on évalue à quelle quantité de débris leurs surfaces extérieures vont être exposées. La majorité de l'encrassement et de la détérioration vient respectivement de la brumisation de la nappe d'eau, des déchets présents sur la route en temps de pluie et de la projection de roche.

L'ensemble de ces critères est résumé dans la matrice de comparaison présentée au paragraphe 4.4.7.

4.3.3 Construction

Dans cette section, les étapes de construction des modèles CAD et CFD permettant de caractériser chacune des configurations d'échangeurs sont présentées. La construction des configurations d'échangeurs commence sur CATIA V5 avec l'architecture du véhicule prototype à l'instant du test tel qu'expliqué dans la partie contexte (4.3.1). On positionne les échangeurs là où l'espace le permet, lorsque les pièces environnantes n'ont pas une position figée on se permet de les déplacer ou de les supprimer pour l'étude de positionnement. Chacune des six configurations a été créée en CAO et a subi une ou plusieurs étapes d'amélioration en fonction de la satisfaction des différentes contraintes. Comme on l'a vu dans la méthodologie Chapitre 3 la géométrie du véhicule est simplifiée ; les trous de vis sont bouchés ; les câbles électriques et les connecteurs sont supprimés pour faciliter le maillage. On applique les étapes décrites dans l'état de l'art pour la construction du modèle CFD. Le maillage des six configurations est de 20 millions d'éléments ± 2 millions. Le modèle CFD est comparé à des tests de traînée de type "coast-down" réalisés par [Hassen, 2010]. On compare uniquement la valeur de variation de traînée pour laquelle on obtient une erreur de 2.84 %. La mesure de variation de traînée consiste à tester le véhicule sport de série à cinq reprises pour augmenter la fiabilité des données, on enlève ensuite les ailes de roues avant du véhicule et on recommence une série de cinq tests. La validation du modèle CFD utilisé dans ce chapitre se fait sur sa capacité à prédire les variations des coefficients $C_x \cdot S_x$, car on veut un modèle fiable en relatif. Les valeurs absolues des coefficients aérodynamiques ne sont pas recherchées à ce stade de l'étude, on cherche uniquement à être

capable de classer les différentes configurations en fonction de la traînée qu'elles génèrent et des autres contraintes. Les résultats sont illustrés au Tableau 4.2.

$\Delta C_x.S_x$ CFD	$\Delta C_x.S_x$ expérimental	Erreur relative CFD/expérimentale
0.1575	0.1621	2.837 %

Tableau 4.2 Comparaison $\Delta C_x.S_x$ CFD/expérimental.

Pour réduire les coûts, on cherche au maximum à utiliser des radiateurs déjà présents chez l'industriel ou à utiliser des radiateurs tronqués (ayant la même structure géométrique de persiennes et d'ailettes, mais seul le nombre de tubes change) pour limiter les coûts de développement d'un nouvel échangeur. C'est avec toutes ces considérations qu'on débute la recherche du meilleur positionnement de radiateurs sur le véhicule prototype P0.9.

Enfin, pour limiter le nombre de simulations, l'étude des différentes configurations se fera dans un premier temps à 70 km/h puis à 100 km/h, car ce sont les vitesses de référence utilisées couramment dans les études précédentes qui correspondent aux vitesses des essais "coast down". On réalise des simulations pour les autres vitesses uniquement sur la configuration sélectionnée. Le pilote utilisé au cours de l'étude d'optimisation topologique reste constant avec une taille de 55 par centile parmi la population canadienne.

4.4 Présentation des configurations et de la matrice de comparaison

Pour chaque solution, on présente les résultats et observations ainsi que la matrice de comparaison des configurations. Chaque configuration est replacée dans le contexte du projet en tenant compte de ses réorientations ou limitations. Pour situer les différentes solutions d'implantation, on les a fait ressortir à la figure 4.4.

4.4.1 Configuration d'échangeur #1 (jaune)

La première configuration utilise les radiateurs du véhicule de série et conserve leurs positions initiales. On cherche à conserver le maximum de composants du véhicule de série pour réduire les coûts. Cependant, cette solution ne permet pas de rentrer l'ensemble des composants électriques de façon adéquate, elle est rapidement écartée car la puissance de refroidissement est difficilement atteinte et les composants électriques ont un fort risque de surchauffe. La drive et le chargeur sont placés directement en arrière des radiateurs, ce qui entrave l'écoulement et réduit le débit tout en soumettant les composants électriques à

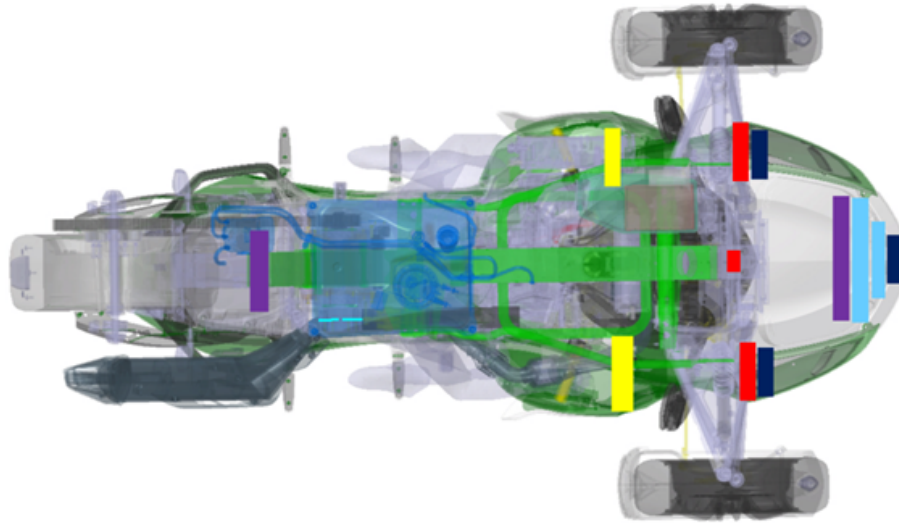


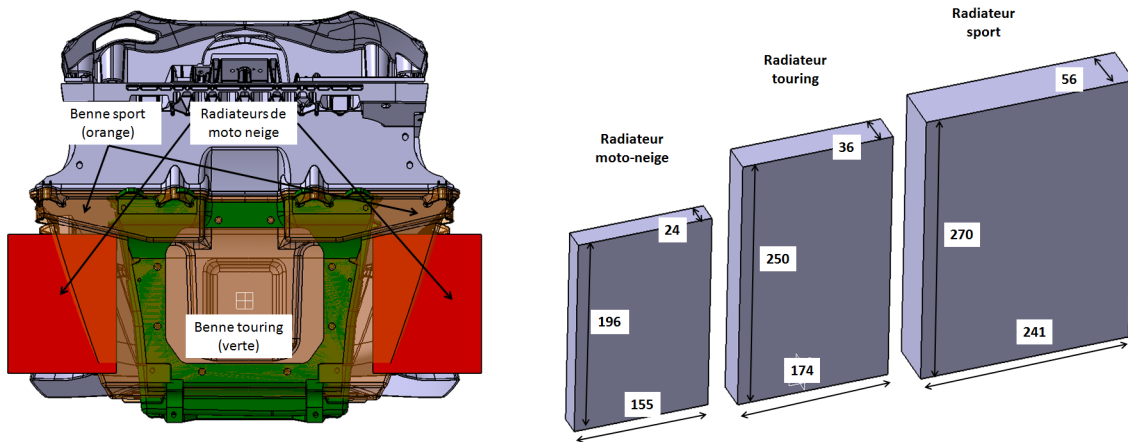
Figure 4.4 Position des échangeurs dans les six configurations testées.

d'importantes contraintes thermiques. On a évalué l'espace disponible pour des échangeurs qui permettrait de faire un agencement correct des composants. La dimension disponible pour le positionnement des échangeurs étant si faible, on n'a pas caractérisé cette solution. La direction du projet a abandonné l'idée de maintenir les radiateurs dans leurs positions initiales et on passe à la seconde configuration.

4.4.2 Configuration d'échangeur #2 (rouge)

La conception de la seconde configuration s'appuie sur le développement d'une nouvelle plate-forme de véhicule tricycle de type touring. Ce nouveau véhicule est doté d'un MCI plus puissant que celui du véhicule utilisé jusque-là. Pour parvenir à refroidir ce nouveau moteur, l'industriel s'oriente vers un placement de radiateur en avant des suspensions avant. Évidemment, le véhicule hybride étant basé sur un véhicule(sport), on ne peut se permettre d'avoir une face avant aussi large qu'un véhicule Touring. Le moteur thermique du prototype étant de plus petite cylindrée, on opte pour un radiateur utilisé sur les moto-neiges avec une variante du moteur similaire au prototype. Le radiateur est plus étroit que celui du véhicule touring, on réduit ainsi la largeur du véhicule en utilisant la nouvelle benne du véhicule touring, elle aussi plus étroite. Les différents radiateurs disponibles et leurs dimensions sont illustrés à la figure 4.5(b). On réalise une combinaison entre les pièces des véhicules sport et touring; les pièces utilisées sont présentées à la figure 4.5(a).

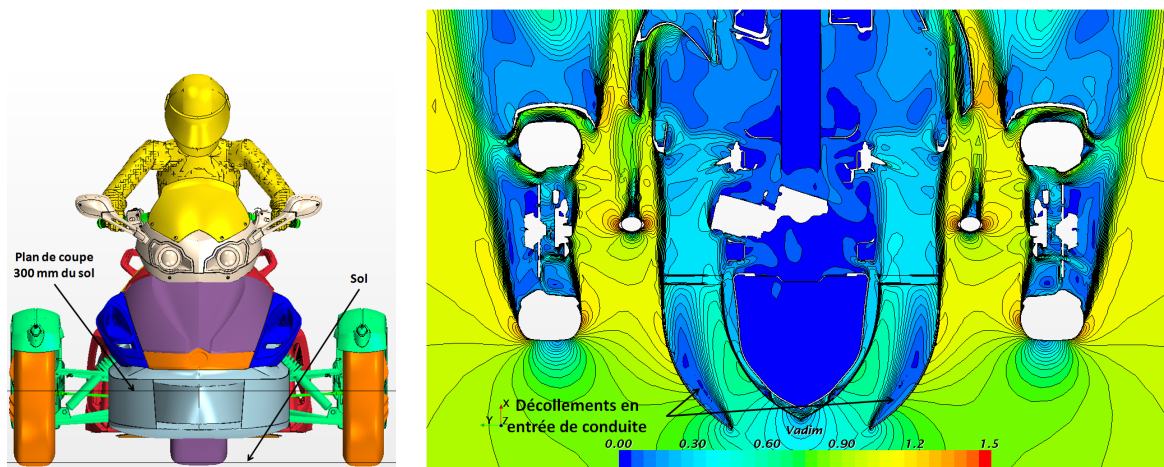
On conçoit la première configuration en plaçant les radiateurs en position verticale (cf figure 4.5(a)). À partir de là, on dessine une face avant en se basant sur les connaissances antérieures de l'écoulement autour du véhicule et on réalise une canalisation pour assurer



(a) Géométrie de base pour le développement (b) Dimensions des radiateurs disponibles pour l'étude de la configuration d'échangeur 2.

Figure 4.5 Géométrie pour la conception et présentation des radiateurs disponibles chez l'industriel.

une entrée d'air correcte pour les radiateurs. La première itération de la configuration 2 est illustrée à la figure 4.6(a) et 4.6(b).



(a) Géométrie itération 1.

(b) Champ de vitesse adimensionnelle à 300 mm du sol.

Figure 4.6 Géométrie (a) et champ de vitesse de l'itération 1 (b) de la configuration# 2.

La résolution du modèle CFD donne une vitesse d'air à travers les radiateurs de 6.65 m/s avec un véhicule roulant à 70 km/h. On calcule alors la puissance de refroidissement des radiateurs électrique et thermique avec le modèle de radiateur de [Ng *et al.*, 2005] et les données du fournisseur :

- Puissance de refroidissement du radiateur électrique :

On utilise les données du fournisseur pour estimer la puissance échangée (carte de dissipation spécifique en annexe A.1.3), car les valeurs de vitesse d'air et de débit de liquide sont dans la plage donnée par le fournisseur (4 – 10 m/s et 5 – 20 l/min). La carte de puissance dissipée fournie est en kW sous un ΔT de 60 °C. Le ΔT est de 29 °C, on récupère la valeur de dissipation spécifique que l'on re-multiplie par la valeur du ΔT de l'étude. Le débit de liquide est de 400 l/h soit 6.6 l/min. On obtient un refroidissement de 2.34 kW.

On rencontre le requis de puissance de 1.5 kW fixé précédemment.

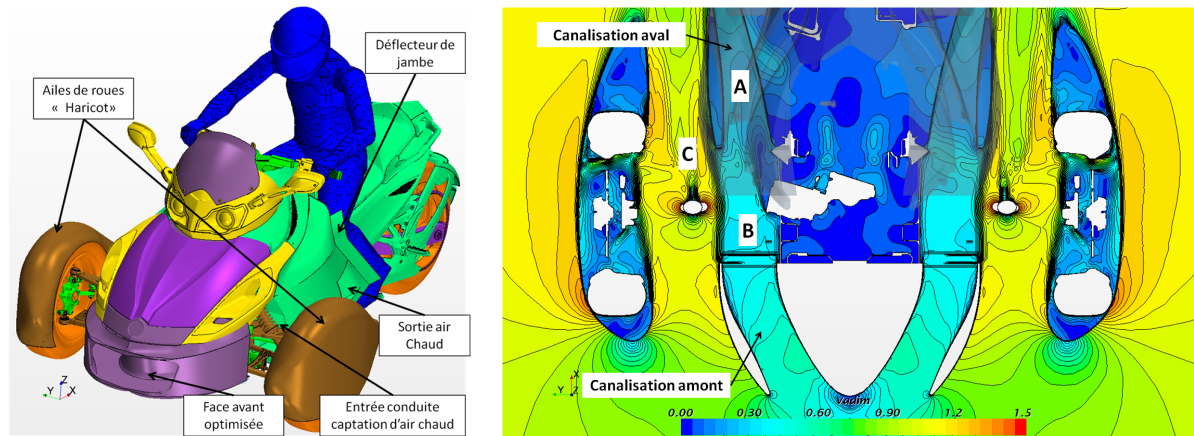
- Puissance de refroidissement du radiateur thermique :

À 70 km/h, la stratégie de contrôle hybride impose un RPM de (4499 tr/min) soit un débit de liquide de refroidissement de 34.35 l/min. Les paramètres de débit d'air et de liquide ne sont pas dans la table du fournisseur, on utilise le modèle de radiateur de [Ng *et al.*, 2005] pour estimer la puissance refroidit. Le requis thermique prédit la stratégie hybride à cette vitesse est de 6.27 kW.

On calcule une puissance de refroidissement de 9.76 kW.

À première vue, la première itération de la configuration # 2 permet de remplir les requis thermiques attendus. De plus, elle permet un gain de 5% sur le $C_x.S_x$ du véhicule sport. Cependant, le système de refroidissement est très sensible aux vents latéraux, comme on le verra sur les itérations suivantes. Enfin, on observe un décollement du flux en entrée de la conduite de canalisation vers les échangeurs (figure 4.6(b)). On va chercher à optimiser cette solution pour éliminer le décollement et si possible améliorer la réduction de traînée. Trois géométries de conduites de face avant sont testées. On ajoute également une canalisation de l'air chaud combinée à des améliorations d'ailes de roues, car comme on l'a précisé dans le paragraphe 4.3.1, les premières configurations sont peu contraintes et on a toutes latitudes pour effectuer des changements et poursuivre les travaux sur les ailes de roues en parallèle de l'optimisation topologique. La géométrie présentée à la figure 4.7(a) permet un gain total de traînée en comparaison du véhicule de production de 26.3%. L'aile de roue profilée est une continuité des travaux de maîtrise de [Driant, 2012] et basé sur [Driant *et al.*, 2013b] et [Driant *et al.*, 2013a]. Enfin, on remarque que le décollement a été éliminé dans la conduite alimentant les échangeurs, (figure 4.8(b)).

Concernant le refroidissement, il est légèrement amélioré car la vitesse de l'air à travers les échangeurs passe de 6.65 m/s à 6.82 m/s. Pour comparer les géométries de face avant de l'itération 1 et celle de l'itération 3, on réalise une dernière simulation avec la face avant de l'itération 3 sans aucune autre modification, (figure 4.8(a)). On obtient des meilleurs



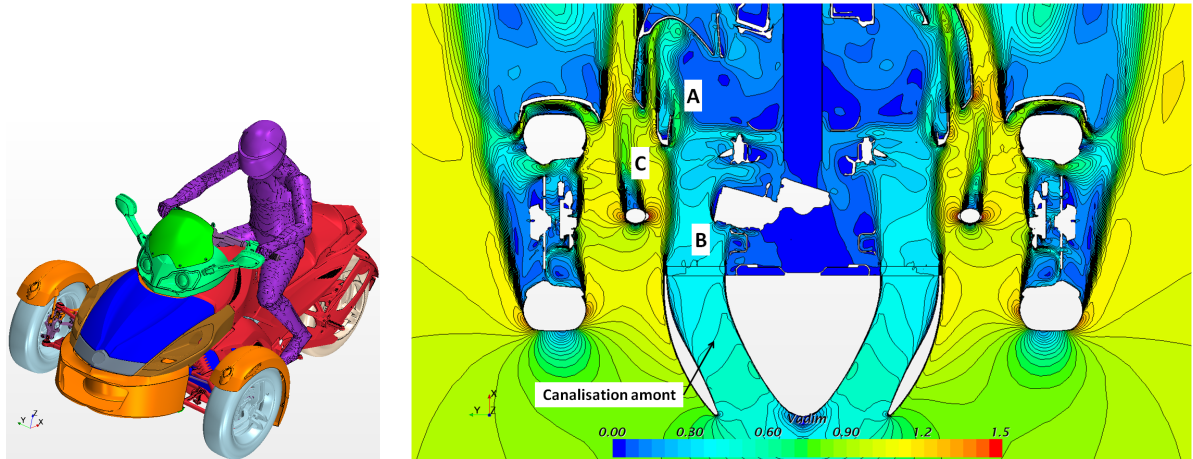
(a) Géométrie optimisée itération 3.

(b) Champ de vitesse adimensionnelle à 300 mm du sol configuration # 2 optimisée.

Figure 4.7 Géométrie et champ de vitesse de l'itération 3 de la configuration # 2 avec optimisations diverses.

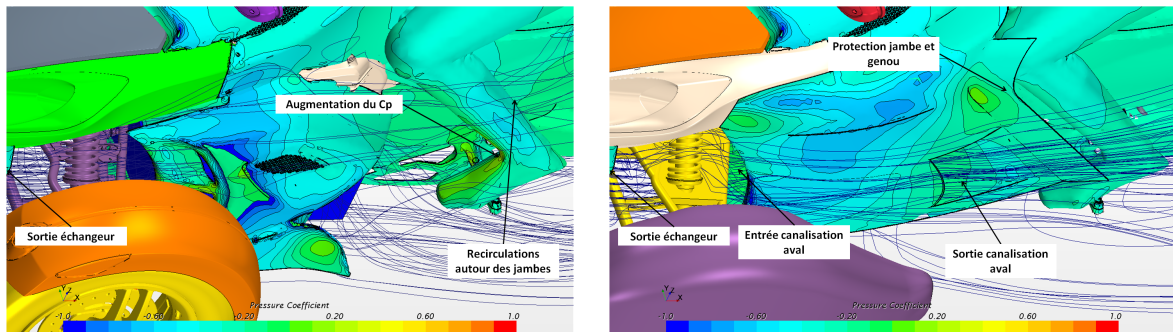
résultats que dans l'itération 1 pour l'écoulement interne en atteignant 6.95 m/s en entrée des radiateurs, (figure 4.8(b)). La traînée totale du véhicule reste identique à celle de l'itération 1. Cependant, on constate que la suppression des canalisations amène un manque de contrôle de l'écoulement en sortie de radiateur en comparaison de l'itération 2 optimisée (zone A, figure 4.7(b) et 4.8(b)). De plus, l'écoulement en sortie de radiateur (zone B) reste dans l'espace sous capot et dans l'espace des bras de suspensions (zone C). L'intérêt de la combinaison d'optimisation proposée est un meilleur contrôle du fluide grâce à une canalisation en amont et en aval de l'échangeur tel que conseillé par [Barnard, 2000]. Elle permet également la protection du pilote de la chaleur issue des radiateurs tel qu'illustré par les lignes de courants, la combinaison d'optimisation montre que les jambes du pilote ne sont pas exposées à l'écoulement issu des échangeurs (figures 4.9(a) et 4.9(b)). On observe également une réduction de la pression générée sur la jambe et le pied du pilote qui sont une source de fatigue et d'inconfort. En ce qui concerne la sensibilité aux vents latéraux, on effectue une simulation avec un angle de 30° avec la même vitesse d'entrée, ce qui correspond à un vent de travers 35 km/h. On observe l'impact de ce vent latéral à la figure 4.10(a), l'écoulement en entrée d'échangeur est totalement modifié, on obtient des vitesses de 6.26m/s sur l'échangeur de droite et de 4.35m/s sur l'échangeur de gauche. Ce test illustre l'intérêt de la position RAM air sur les véhicules qui élimine cette sensibilité aux vents latéraux. Enfin, on constate que la combinaison d'optimisation amène une réduction de la traînée très significative de 26.3%.

La configuration # 2 permet de rencontrer les contraintes thermiques tout en réduisant la traînée aérodynamique. Toutefois, la direction du projet décide qu'il n'est pas acceptable



(a) Géométrie itération 3. (b) Champ de vitesse adimensionnelle à 300 mm du sol configuration # 2 non-optimisée.

Figure 4.8 Géométrie et champ de vitesse sans optimisation de l'itération 3 configuration # 2.



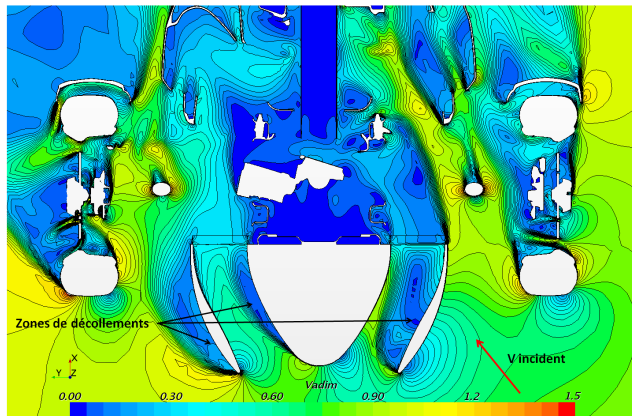
(a) Lignes de courant issue de l'échangeur et coefficient de pression autour des jambes du pilote non-optimisé. (b) Lignes de courant issue de l'échangeur et coefficient de pression autour des jambes du pilote optimisé.

Figure 4.9 Illustrations de l'écoulement sortant de l'échangeur gauche et du coefficient de pression autour de la jambe du pilote dans les conditions non-optimisées (a) et optimisées (b).

d'utiliser les pièces de deux véhicules différents (sport et touring).

La conséquence directe pour l'étude est une diminution de l'espace de part et d'autre de la benne (sport) pour positionner les radiateurs de moto-neige. Les radiateurs devraient être deux fois plus étroits pour conserver la largeur de la face avant obtenue lors de la caractérisation de l'itération 3. On est donc incapables de refroidir le véhicule avec deux radiateurs de part et d'autre de la benne (sport) en conservant une largeur de véhicule acceptable. Enfin, on peut constater que la solution de placement proposée en mai 2012 a

du sens industriellement, comme on peut le voir sur un tricycle touring à la figure 4.10(b).



(a) Champ de vitesse adimensionnelle à 300 mm du sol configuration # 2 non-optimisée avec un angle d'incidence de 30° .



(b) Tricycle touring, Source :[motoroids, 2013].

Figure 4.10 Champ de vitesse sans optimisation de l'itération 3 configuration # 2 avec un angle d'incidence (a) et tricycle touring 2014 (b)

4.4.3 Configuration d'échangeur # 3 (violet)

Suite au recadrage plus strict du projet, les configurations proposées doivent s'intégrer uniquement avec des pièces de tricycle sport et ne pas modifier les pièces existantes en particulier la benne. La configuration # 2 a montré qu'il fallait différencier les radiateurs des deux boucles de refroidissement, car le requis thermique sur les deux boucles est très différent. On cherche à adapter la dimension de chaque radiateur au besoin de refroidissement qui lui correspond dans les espaces restants disponibles. La précédente configuration à également mis en évidence les difficultés liées à la dissymétrie de l'écoulement pour l'alimentation des radiateurs, on cherchera donc une solution où l'alimentation des échangeurs est peu sensible aux vents latéraux. Comme pour la configuration précédente, on souhaite utiliser un radiateur déjà présent chez l'industriel pour des raisons de coût. On utilise le radiateur prototype du véhicule touring car les radiateurs sont bientôt disponibles pour les premiers essais sur les véhicules, ils sont donc aussi disponibles pour les essais sur le prototype. De plus, le radiateur a une construction différente des précédents et permet une grande flexibilité des dimensions extérieures en conservant la même matrice d'échangeur pour un faible coût de modification, (figure 4.11). On modifie la longueur des tubes et leur nombre pour adapter l'échangeur.

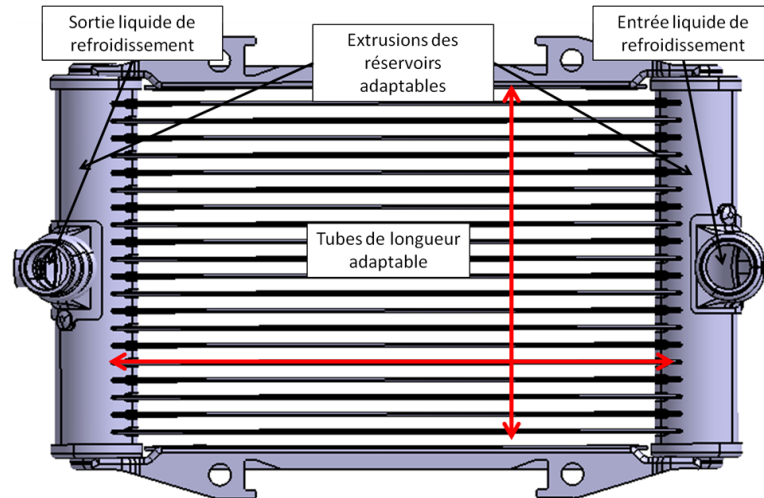


Figure 4.11 Radiateur du prototype touring adaptable.

Au regard de ces modifications et observations, la solution# 3 adopte deux radiateurs basés sur l'échangeur prototype du tricycle touring ;

- L'échangeur du MCI est le radiateur prototype du véhicule touring. Du fait de ses dimensions et des observations précédentes, la position la plus adéquate est une position "RAM air", comme sur une automobile. On modifie donc la carrosserie avant pour intégrer l'échangeur de manière à l'alimenter correctement et à extraire l'air chaud en évitant les batteries et sans incommoder le pilote.
- L'échangeur de la boucle électrique va utiliser la matrice du radiateur prototype touring en réduisant le nombre de tubes et leurs longueurs afin de s'insérer au mieux dans le véhicule en atteignant les requis thermiques. On localise le radiateur électrique en arrière de la batterie sous le véhicule afin qu'il bénéficie d'un écoulement peu perturbé avec une vitesse importante tout en étant quasi insensible aux vents latéraux.

La première itération propose un radiateur directement en arrière de la batterie faisant 320 mm de long pour utiliser tout l'espace disponible en largeur, (figure 4.12). On obtient alors une vitesse dans le radiateur de 3.51 m/s mais on remarque que la captation de l'écoulement d'air n'est pas bonne à cause du décollement entre la face avant et la batterie. Pour les prochaines itérations, on développe un fond plat pour limiter les perturbations du fluide. De plus, la position du radiateur électrique n'est pas acceptable pour l'industriel, car la garde au sol n'est plus suffisante. Les prochaines itérations doivent conserver la garde au sol du véhicule prototype, 80 mm.

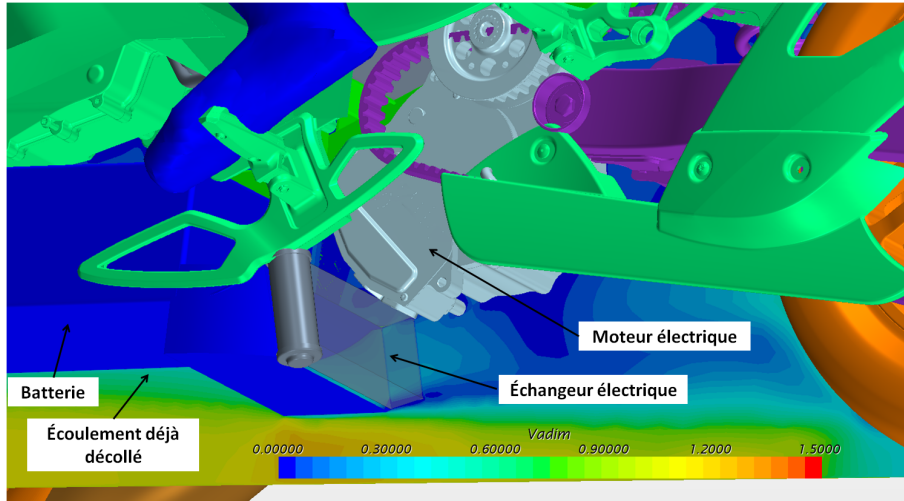


Figure 4.12 Vitesse dans le plan de symétrie entrant dans le radiateur électrique.

La seconde itération intègre le radiateur électrique entre le moteur électrique et le bras de suspension arrière. On utilise un profil NACA pour canaliser l'air dans le radiateur électrique. On ajoute également une fente en amont de l'entrée d'air pour réduire l'épaisseur de la couche limite avant que l'écoulement ne pénètre dans la conduite. On ajoute une lèvre en entrée du radiateur pour améliorer la captation du fluide. La position de la lèvre a été étudiée en détail pour plusieurs positions et incidences. Le radiateur du MCI est canalisé de manière à évacuer l'air chaud sur les côtés de la batterie. On ajoute des gouttières pour s'assurer que l'air chaud n'affecte pas la batterie.

Les résultats montrent que la conduite NACA génère de forts vortex qui posent des problèmes pour avoir un écoulement aligné avec la direction principale du radiateur, car ce sont des milieux orthotropes, (figure 4.13). La vitesse en entrée de radiateur est de 7.9 m/s ; cependant, si on observe la vitesse suivant la direction principale du radiateur elle chute à 5.7 m/s. Avec cette vitesse on refroidit à peine 1.5 kW dans le radiateur électrique alors que la simulation est faite à 72 km/h. On en conclut qu'on ne pourra atteindre un refroidissement de 1.5 kW dans l'échangeur électrique à 50 km/h. La modélisation faite en CFD peut également accentuer cet effet sur le débit à travers le radiateur. Cependant, seule une étude expérimentale permettrait de quantifier l'impact de la vorticité en entrée d'un radiateur sur son débit. On constate tout de même à la figure 4.14(a) que la position en arrière sous le véhicule permet au radiateur électrique d'avoir une alimentation correcte. Le radiateur du MCI est quant à lui très bien alimenté et l'extraction de l'air chaud dans les "gouttières" se fait convenablement sans re-circuler dans l'environnement pilote, (figure 4.14(b)). On obtient une vitesse de 7.5 m/s à travers l'échangeur du MCI pour les mêmes conditions de vitesse véhicule et débit de liquide de refroidissement que dans la

configuration # 2. On extrait 14.38 kW de l'échangeur du MCI sous 40°C ambiant et un ΔT de 75°C, le tout pour un requis de puissance de refroidissement à la vitesse véhicule de 6.27 kW.

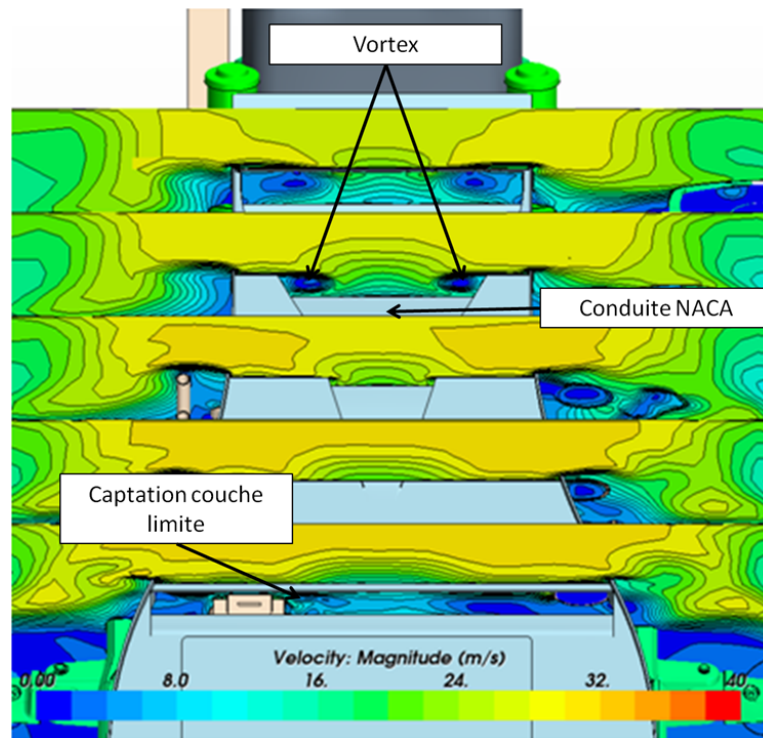
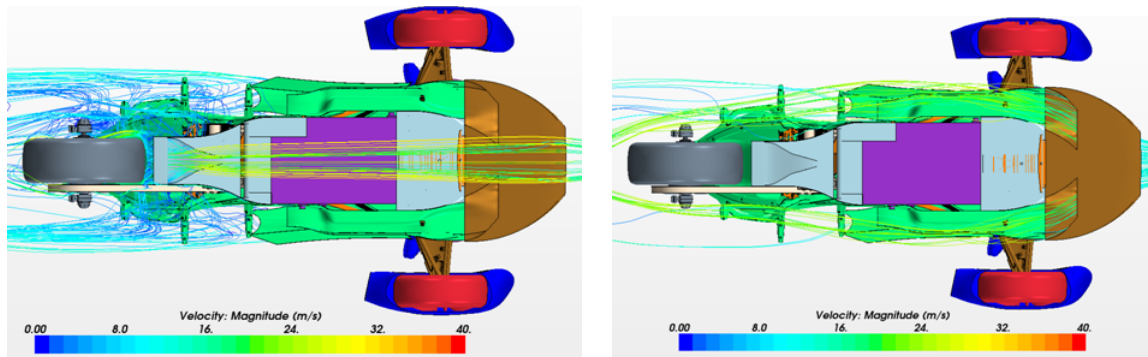


Figure 4.13 Plan de vitesse en entrée de radiateur électrique dans la conduite NACA.



(a) Lignes de courant à travers le radiateur électrique. (b) Lignes de courant à travers le radiateur du MCI.

Figure 4.14 Lignes de courant à travers les radiateurs dans la configuration # 3 à l'itération 2.

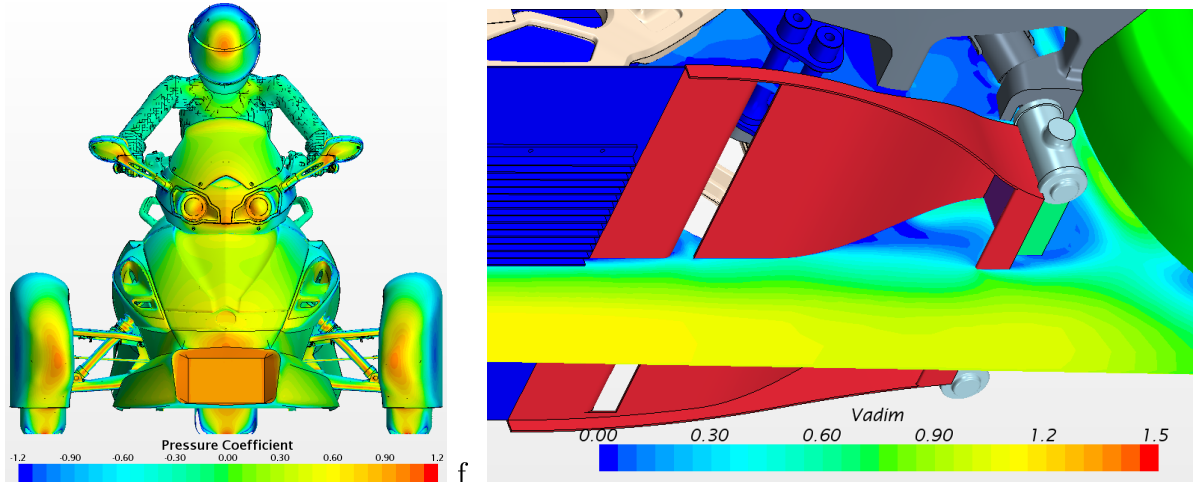
Pour améliorer l'écoulement entrant dans le radiateur électrique, on teste une troisième itération en remplaçant la conduite NACA par un convergent plat. On obtient ainsi de

bien meilleurs résultats en terme de débit. Une vitesse de 7.8 m/s est atteinte en entrée de radiateur et la disparition des vortex présents dans la canalisation permet d'avoir une vitesse dans la direction principale du radiateur de 6.55 m/s. On obtient une puissance de refroidissement de 2.31 kW à 100 km/h, ce qui est largement suffisant pour assurer le refroidissement des composants électriques (à travers un radiateur de 200 mm et 10 tubes). Le refroidissement de l'échangeur du MCI reste lui inchangé.

On fait une dernière itération pour réduire la largeur du radiateur et adapter la position aux différents composants qui ont évolué (radiateur de 240 mm de long pour 8 tubes). Le radiateur n'est plus placé dans le plan de symétrie et la batterie s'est dotée d'ailettes pour assurer son refroidissement. Par cette itération, on vérifie que les ailettes n'affectent pas l'écoulement d'air qui est capté par le radiateur. On obtient une vitesse en entrée de radiateur de 6.28 m/s et une légère amélioration de la traînée de 0.5%. La puissance de refroidissement du radiateur électrique diminue légèrement avec 2.08 kW refroidie, car on a réduit le nombre de tubes et augmenté la longueur de l'échangeur. On est toujours capables de refroidir suivant le requis thermique de la boucle électrique. Le refroidissement de l'échangeur du MCI reste quant à lui inchangé. La figure 4.15(a) présente le coefficient de pression obtenu sur la surface frontale du véhicule en plus d'illustrer la géométrie conçue et de montrer la zone de haute pression localisée sur le radiateur du MCI. La position "RAM air" de l'échangeur lui permet de bénéficier pleinement de la pression dynamique. La figure 4.15(b) présente le champ de vitesse dans le plan de symétrie du véhicule en entrée du radiateur de la boucle électrique. La zone de basse vitesse est due à un léger décollement dans le convergent mais la courbe du convergent ne peut plus être améliorée dans l'espace disponible. Il est bon de noter que malgré ce léger décollement on atteint largement les requis de refroidissement dans le radiateur de la boucle électrique.

On en conclut que la configuration # 3 remplit l'ensemble des requis thermiques pour les vitesses testées. Cependant, l'avancement parallèle de la conception générale du véhicule apporte une nouvelle problématique.

La dynamique du véhicule prototype n'est plus la même que celle du véhicule sport car l'hybridation ajoute plus de 100 kg à sa masse totale. Le prototype a également nécessité un allongement du bras de suspension arrière ainsi qu'une diminution de la garde au sol de 30 mm pour pouvoir incorporer une batterie de capacité suffisante. Sur un dos d'âne de 60 mm de haut à une vitesse de 10 km/h, l'extrémité arrière de la batterie commence



(a) Coefficient de pression sur la surface frontale du véhicule. (b) Vitesse adimensionnelle dans le plan de symétrie véhicule en entrée du radiateur électrique.

Figure 4.15 Géométrie des échangeurs, coefficient de pression sur la face avant (a) et vitesse en entrée du radiateur arrière(b).

à entrer en contact avec le dos d'âne suivi du moteur électrique et du radiateur. La figure 4.16 illustre les résultats calculés par l'industriel pour le cas critique du dos d'âne.

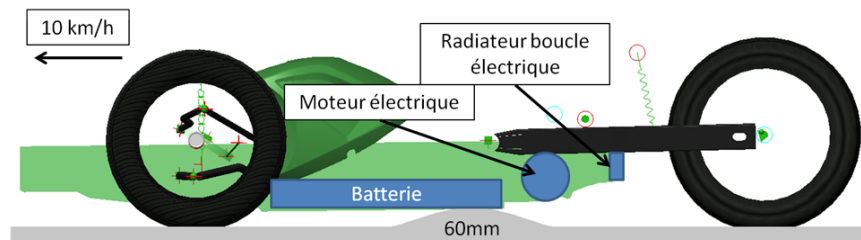


Figure 4.16 Collision dos d'âne de 60 mm à 10 km/h.

La solution d'un radiateur en dessous du véhicule et à l'arrière de la batterie est alors écartée par l'industriel pour des raisons de durée de vie liées aux risques de collision.

Cependant, il est bon de remarquer que la solution permet de refroidir les deux boucles de refroidissement tout en maintenant un bon contrôle de l'écoulement. On a également mis en évidence que le placement d'un radiateur en dessous du véhicule permet de bénéficier d'une vitesse d'écoulement aussi importante, si ce n'est plus, que la position "RAM air" lorsque la forme du convergent est bien adaptée (pas de décollement et suppression de la couche limite en amont). Cette vitesse importante du flux est due à sa compression sous le véhicule ; ainsi, en plus d'amener un bon refroidissement, le convergent génère une force d'appui aérodynamique intéressante pour les véhicules sportifs.

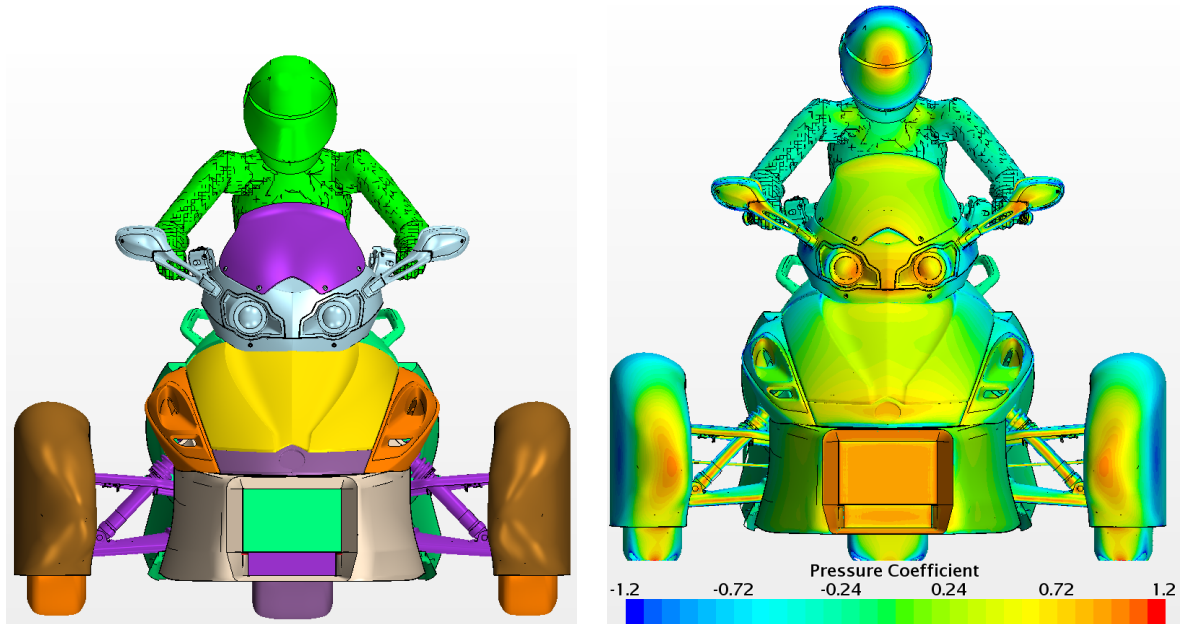
4.4.4 Configuration d'échangeur # 4 (rouge)

La configuration 4 reprend l'observation de la configuration 2 pour laquelle on a constaté que la charge thermique sur les radiateurs n'était pas du tout équilibrée. Pour pallier à ce déséquilibre, on envisage l'ajout d'un échangeur liquide/liquide entre les deux circuits de refroidissement. Cette solution n'est pas détaillée, car elle permet d'atteindre les prérequis de refroidissement mais engendre une augmentation des coûts due à l'ajout d'un échangeur et à la boucle de refroidissement qu'il nécessite. De plus, cette solution ne résout pas le problème de sensibilité au vent de travers observé dans la configuration # 2.

4.4.5 Configuration d'échangeur # 5 (bleu ciel)

Au regard des résultats des configurations précédentes et des modifications des contraintes industrielles, la configuration # 5 vise à s'intégrer uniquement dans la face avant sans modification de la benne et en utilisant deux échangeurs de tailles adaptées aux besoins de refroidissement. Les radiateurs seront placés dans le plan de symétrie pour limiter leur sensibilité au vent de travers. On place les échangeurs en position RAM air. On utilise le radiateur prototype touring pour le refroidissement du moteur thermique afin de réduire les coûts et un radiateur ayant la même matrice que le radiateur prototype touring mais avec des dimensions adaptées pour le refroidissement électrique. On estime qu'en position "RAM air" l'échangeur de la boucle électrique sera mieux alimenté. On choisit donc, au regard des résultats de la configuration # 3 un radiateur de 220 mm de long ayant 8 tubes. On réalise une première itération dans laquelle les radiateurs sont placés l'un au dessus de l'autre dans une position verticale, (figure 4.17(a)).

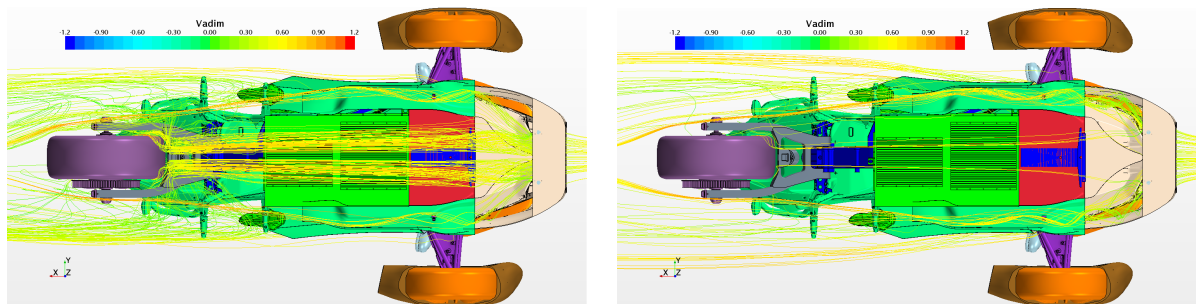
La simulation CFD à 27.8 m/s prédit des vitesses de 8.8 m/s et 11.3 m/s respectivement à travers le radiateur du MCI et de la boucle électrique. Ce qui correspond pour le MCI à un refroidissement de 21.7 kW pour une puissance requise de 6.1 kW car le régime moteur est de 4150 tr/min correspondant à un débit de refroidissement de 31.7 l/min. On remplit le requis de refroidissement avec un facteur de sécurité quasiment de 4 sur le radiateur thermique. On remarque le même type de champ de pression sur l'entrée des deux échangeurs que sur l'échangeur du MCI dans la configuration # 3. Les échangeurs bénéficient pleinement de la pression dynamique de l'écoulement (avantage de la position "RAM air"). Pour l'échangeur de la boucle électrique, on obtient pour cette architecture une puissance de refroidissement de 2.30 kW, suffisante pour le requis thermique. Cette première itération rencontre le cas critique thermique de 100 km/h. Cependant, il est plus difficile de contrôler l'écoulement dans cette configuration, car les radiateurs sont en



(a) Géométrie de la configuration # 5 itération 1. (b) Coefficient de pression sur la surface frontale.

Figure 4.17 Géométrie (a) et coefficient de pression (b) sur la face avant de la première itération de la configuration # 5.

avant du véhicule et l'écoulement qui les traverse est extrait sur les côtés, dans le bas du véhicule. On utilise le système de gouttière pour canaliser l'écoulement issu des radiateurs et on ajoute un bloc de déviation sous la benne pour aider à écarter l'écoulement sortant des radiateurs. On obtient une canalisation de l'écoulement correcte, mais on observe toutefois qu'une partie de l'air chaud issu de l'échangeur du MCI arrive au contact de la batterie, (figure 4.18(b)). L'intégralité de l'écoulement passant à travers l'échangeur de la boucle électrique passe sur la batterie, (figure 4.18(a)).



(a) Lignes de courant à travers le radiateur de la (b) Lignes de courant à travers le radiateur du MCI. boucle électrique.

Figure 4.18 Ligne de courant à travers les échangeurs de la première itération de la configuration # 5.

La problématique de bris du véhicule et des échangeurs vue dans la configuration # 3 est aussi un enjeu au niveau de la face avant. Le positionnement des radiateurs de façon verticale n'oriente pas assez l'écoulement pour le canaliser sous le véhicule. On observe également que le véhicule s'allonge et conserve une garde au sol constante. Or, dans le cas d'un dos d'âne, le véhicule est susceptible de heurter la chaussée au niveau du bas de la face avant. Ce problème du dos d'âne sera plus amplement détaillé dans la configuration # 6. Enfin, la suralimentation du radiateur génère une traînée inutile.

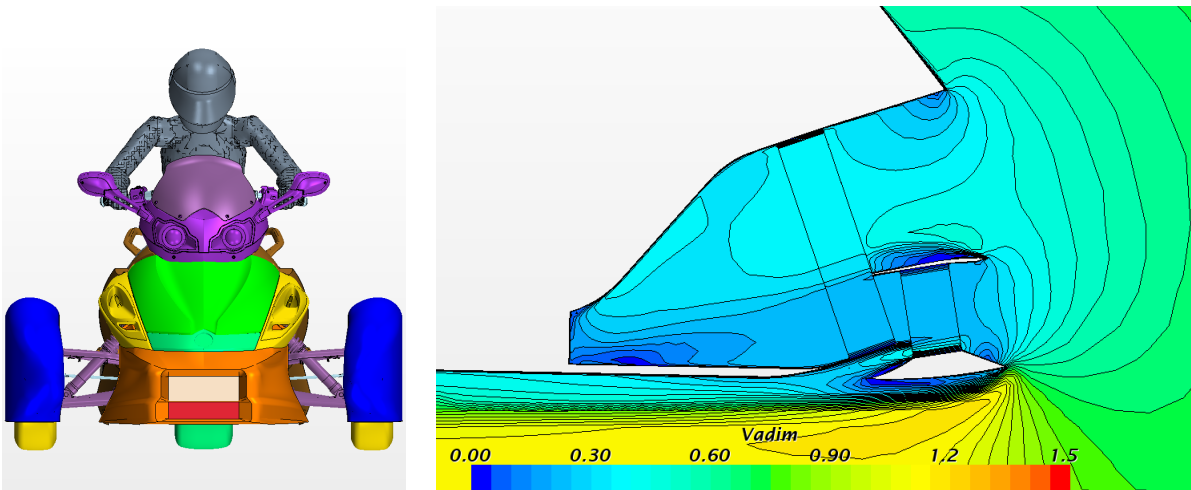
On choisit de faire une seconde itération de la configuration # 5 en se basant sur les constatations précédentes. On conserve l'échangeur prototype du touring en tant que radiateur du MCI et on utilise un radiateur de 250 mm de long à 8 tubes pour l'échangeur de la boucle électrique. On agence les radiateurs avec un angle d'incidence par rapport à la verticale de 10° pour le radiateur électrique et de 20° pour le radiateur du MCI ; on oriente ainsi le flux vers la sortie. Pour limiter la garde au sol au niveau du nez du véhicule on superpose les radiateurs, c'est-à-dire qu'une partie de l'air sortant du radiateur électrique va passer à travers le radiateur thermique. Pour limiter le blocage de l'écoulement devant traverser deux échangeurs successivement, on ajoute une fente qui limite les pertes de charge et assure une bonne alimentation du radiateur électrique. Enfin, l'ensemble de la face avant est revu pour canaliser l'écoulement de manière à éviter la batterie.

On obtient des vitesses en entrée d'échangeurs de 6.06 m/s et 7.18 m/s respectivement dans le radiateur de la boucle électrique et du MCI. On calcule alors des puissances rejetées de 2.15 kW et 17.63 kW, ce qui rencontre parfaitement le cas critique thermique à 100 km/h. La géométrie de cette itération est présentée à la figure 4.19(a) et le champ de vitesse dans le plan de symétrie du véhicule est présenté à la figure 4.19(b). On observe sur cette dernière figure l'influence de la zone de recouvrement entre les radiateurs et la perte de vitesse en entrée du radiateur du MCI due aux pertes de charge. L'ajout de la fente d'extraction d'air permet de limiter les pertes ayant lieu si l'intégralité de l'écoulement traversant l'échangeur de la boucle électrique devait traverser l'échangeur du MCI. On analyse l'écoulement en sortie de radiateur et on constate une nette amélioration du contrôle de l'écoulement sortant de l'échangeur du MCI car il évite complètement la batterie.

On peut en conclure que la configuration # 5 dans la seconde itération respecte les critères de durée de vie et obtient la meilleure note dans la matrice de comparaison des configurations (Tableau 4.4). Elle respecte les 80 mm de garde au sol ainsi que le passage d'un dos d'âne sans toucher le sol. Il est aisé de réduire la dimension du radiateur du MCI pour

faciliter l'intégration dans l'avant du véhicule sans l'allonger ; toutefois le coût de deux nouveaux radiateurs est jugé trop important. Pour finir, le cas critique thermique à 100 km/h est respecté, il reste à vérifier que la solution respecte les 3 autres cas critiques thermiques.

Cependant, cette configuration n'est pas retenue pour la phase suivante des travaux, car la direction du projet a jugé l'impact esthétique trop important et l'allongement de la face avant du véhicule inacceptable. L'intégration de deux radiateurs en série en position "RAM air" en utilisant le radiateur prototype touring pour réduire les coûts n'étant pas possible sans allongement du véhicule ou modification de la benne, on doit envisager une 6^{ème} configuration.



(a) Géométrie de la face avant dans la seconde itération de la configuration # 5.

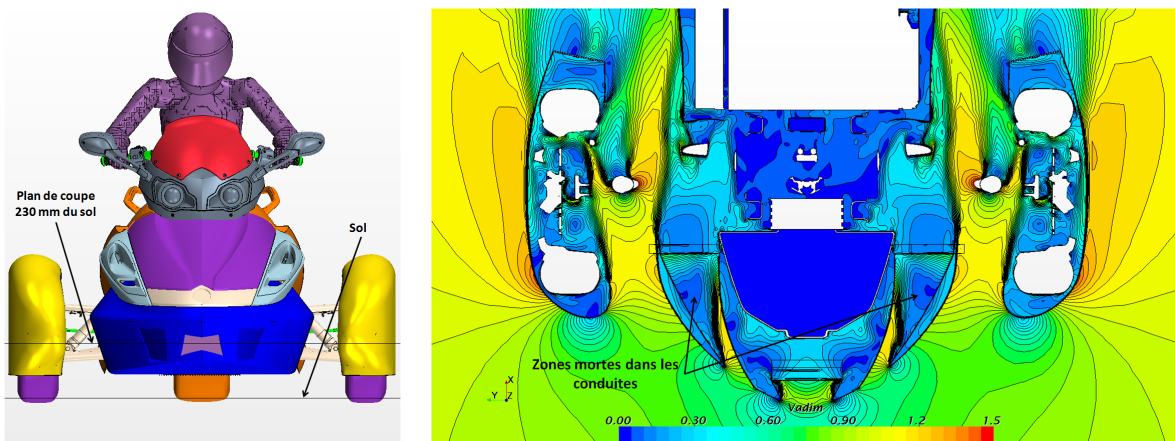
(b) Vitesse adimensionnelle dans le plan de symétrie.

Figure 4.19 Géométrie (a) et champ de vitesse dans le plan de symétrie (b) de la seconde itération de la configuration # 5.

4.4.6 Configuration d'échangeur # 6 (bleu marine)

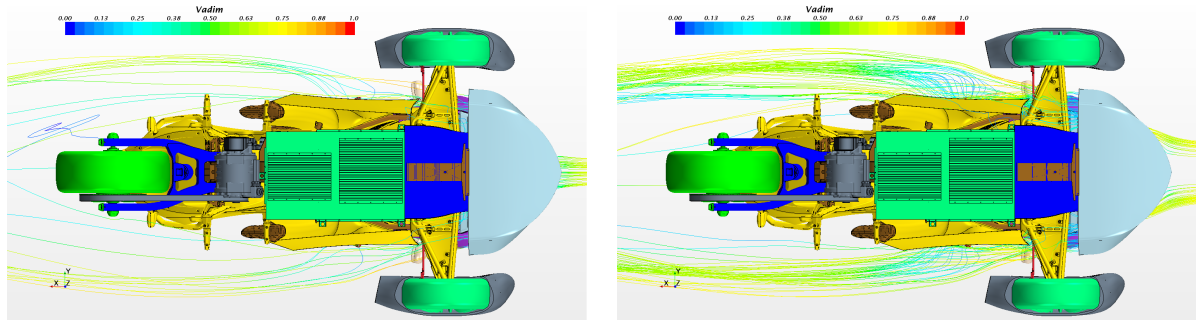
La contrainte de coût est dans la réalité industrielle une contrainte prépondérante, il est décidé de se limiter à un seul nouveau radiateur pour la 6^{ème} et dernière configuration. La différence de requis de refroidissement rend absurde l'utilisation de deux radiateurs identiques en position "RAM air". On choisit de tester une configuration à trois radiateurs dans l'avant du véhicule ; deux radiateurs pour refroidir le MCI de chaque côté de la benne et un pour la boucle électrique en position "RAM air". On fait ainsi un compromis en évitant de surdimensionner un échangeur, on réduit les coûts en utilisant trois fois le même

échangeur et on limite l'impact du vent de travers sur le refroidissement, car lorsqu'un des échangeurs du MCI est sous alimenté en air frais l'autre est sur-alimenté. Pour limiter l'impact des vents de travers on canalise l'entrée d'air dans les radiateurs le plus en avant du véhicule possible. Dans un premier temps, on utilise le radiateur de moto-neige de la configuration # 2, car on a connaissance de son refroidissement lorsqu'il est positionné de part est d'autre de la benne. On réalise des entrées de conduites restreintes par rapport à la surface frontale des radiateurs pour limiter la traînée des échangeurs car la configuration # 2 a donné un ordre d'idée sur les vitesses à atteindre dans le radiateur de moto-neige pour rencontrer les requis thermiques. On conçoit et on simule une nouvelle face avant et on obtient la géométrie de la figure 4.20(a). On remarque que la restriction en entrée de conduite est bien fonctionnelle, car il y a une large zone morte dans la conduite (figure 4.20(b)). On prédit des vitesses à travers les échangeurs de 8.26 m/s et 5.65 m/s pour l'échangeur de la boucle électrique et du MCI respectivement. La simulation se déroulant toujours à 100 km/h, on obtient des puissances de 2.37 kW pour la boucle électrique et de 6.31 kW par échangeur de la boucle du MCI (circuit parallèle). On rencontre le cas critique thermique de 100 km/h avec 158% de refroidissement sur la boucle électrique et de 205% sur les échangeurs du MCI. En ce qui concerne le contrôle de l'écoulement, les lignes de courant issues de chaque radiateur sont présentées aux figures 4.21(a) et 4.21(b). On remarque également que l'écoulement sortant des échangeurs évite soigneusement la batterie.



(a) Géométrie de la face avant dans (b) Vitesse adimensionnelle dans un plan horizontal à 230 mm du première itération de la configura- sol.
 tion # 6.

Figure 4.20 Géométrie (a) et champ de vitesse dans le plan horizontal à 230 mm du sol (b) de la première itération de la configuration # 6.



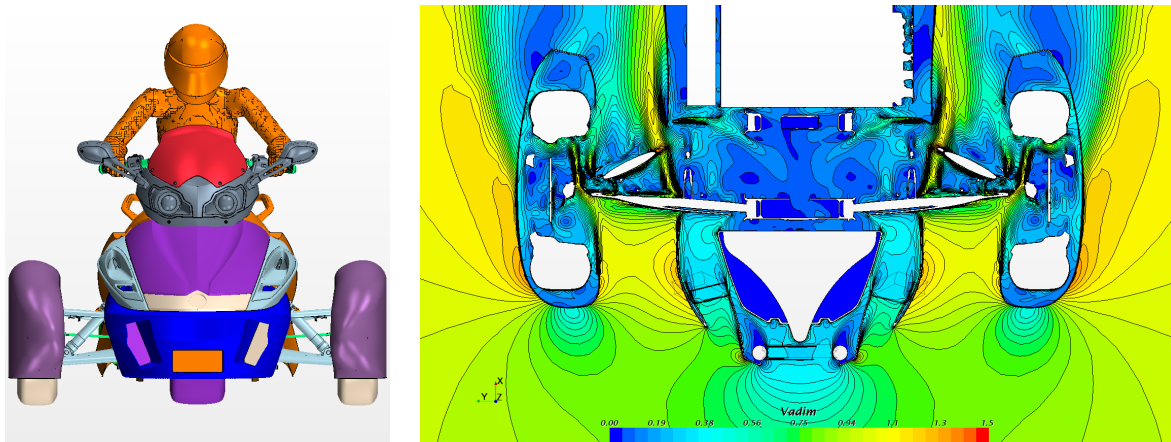
(a) Lignes de courant à travers le radiateur de la boucle électrique. (b) Lignes de courant à travers les radiateurs du MCI.

Figure 4.21 Lignes de courant à travers les échangeurs de la première itération de la configuration # 6

L'utilisation des radiateurs de moto-neiges est disproportionnée au regard des besoins de refroidissement et la largeur de la face avant nécessaire pour les intégrer engendre une réduction du gain sur la traînée de 1 à 2% en comparaison avec les configurations # 3 et # 5.

On réalise une seconde itération en utilisant un échangeur basé sur la matrice du radiateur prototype touring pour adapter les dimensions de l'échangeur aux besoins de refroidissement. Un échangeur de 180 mm et 10 tubes est sélectionné. On positionne les trois échangeurs autour de la benne en utilisant des entrées de canalisation bien plus ouvertes que dans la version précédente, (figure 4.22(a)). Les vitesses prédites en entrée d'échangeurs sont de 9.18 m/s et 10.01 m/s correspondant à des puissances refroidies de 2.21 kW pour la boucle électrique et 7.73 kW par radiateur du MCI. La qualité de l'écoulement est correcte dans l'entrée des conduites pour les échangeurs latéraux avec très peu de décollement, (figure 4.22(b)). Le contrôle de l'écoulement reste correct comme dans l'itération précédente.

Le cas critique de refroidissement à 100 km/h est atteint avec 147% sur la boucle de refroidissement électrique et à 251% sur les échangeurs du MCI. On peut encore réduire la largeur des échangeurs, ce qui réduit la largeur de la face avant du véhicule. En faisant l'hypothèse que les vitesses à travers les échangeurs restent constantes si on enlève des tubes (8.3 mm/tubes), on obtient les puissances de refroidissement résumées au tableau 4.3. Rappelons que pour rencontrer la contrainte critique thermique à 100 km/h on a besoin de 1.5 kW sur la boucle électrique et 6.14 kW sur le MCI.



(a) Géométrie de la face avant dans la seconde itération de la configuration # 6. (b) Vitesse adimensionnelle dans un plan horizontal à 180 mm du sol.

Figure 4.22 Géométrie (a) et champ de vitesse dans le plan horizontal à 180 mm du sol (b) de la seconde itération de la configuration # 6.

Nombre de tubes	Puissance dissipée boucle électrique (en kW)	Puissance dissipée boucle thermique (2 échangeurs)(en kW)
9	2.04	14.2
8	1.86	13.02
7	1.675	11.571
6	1.4858	10.21

Tableau 4.3 Influence du nombre de tubes sur la puissance dissipée par les échangeurs.

On porte aussi une attention particulière aux problèmes de garde au sol et de dynamique du véhicule pour le passage des nids de poule et des dos d'âne. Les analyses de dynamique du véhicule réalisées par l'industriel permettent de tracer une ligne pour la garde au sol (en bleu) et une ligne pour le passage d'un dos d'âne (en rouge) afin de situer chacune des itérations de la configuration # 6 (figure 4.23). On remarque que le passage du dos d'âne peut être critique pour la seconde itération, mais celle-ci sera améliorée par la suite pour aboutir au prototype P09.

On en conclut que la configuration # 6 dans sa seconde itération avec un radiateur à 10 tubes remplit largement les requis de refroidissement. Cependant, il faut rappeler que l'on doit rencontrer les 4 contraintes critiques thermiques et donc que la solution à 7 tubes n'est pas la plus judicieuse à 50 km/h avec un requis de 1.5 kW. Cette configuration permet un gain sur la traînée légèrement inférieur (entre 1 et 1.5%) par rapport aux configurations #

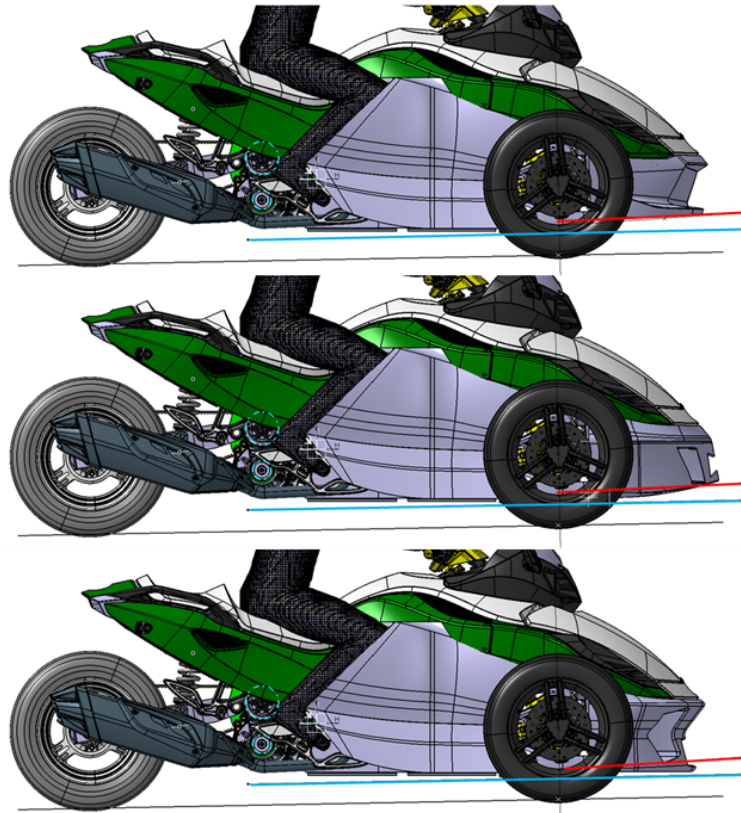


Figure 4.23 Analyse de la géométrie en fonction de la garde au sol et de la dynamique du véhicule au passage d'un dos d'âne, de haut en bas : face avant stock ; première itération configuration # 6 ; seconde itération configuration # 6.

3 et # 5. Le contrôle de l'écoulement est bon pour la batterie, car la chaleur extraite des échangeurs ne vient pas à son contact. Toutefois, l'écoulement issu des échangeurs se divise entre l'environnement sous capot et l'environnement extérieur, le long de la carrosserie en passant sur les jambes du pilote.

4.4.7 Matrice de comparaison

Pour résumer le travail réalisé sur les 6 configurations présentées dans autant de paragraphes précédents, on reprend les contraintes présentées à la section 4.3.2 pour réaliser une matrice de comparaison des configurations dans le tableau 4.4.

Le pointage de chacune des contraintes est fait de manière à classer les configurations entre elles. Les deux meilleures configurations sont les numéros # 3 et # 5 avec un score de 40 principalement grâce à l'implantation d'échangeur sur le plan de symétrie qui présente

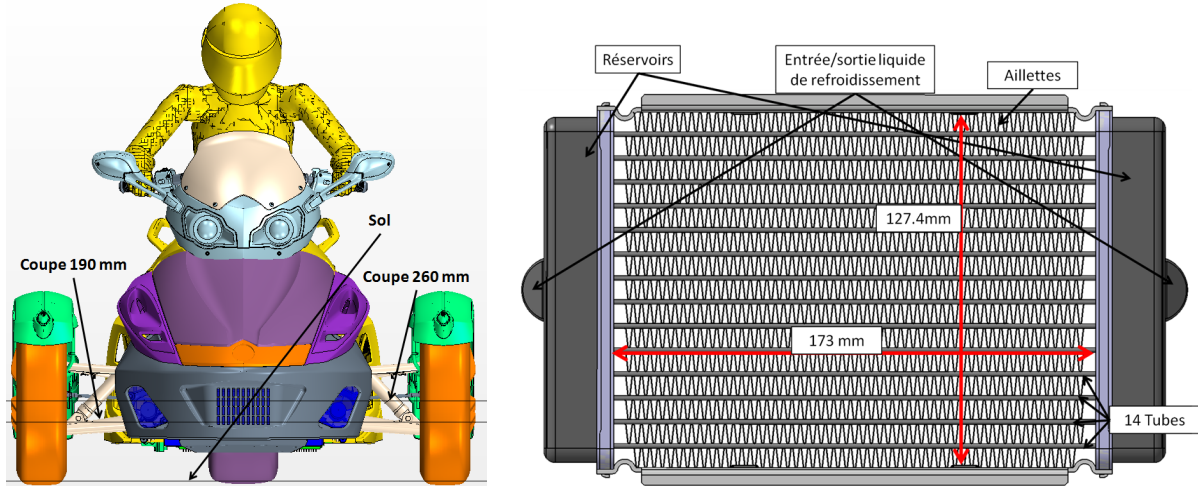
Configurations #	1	2	3	4	5	6
Puissance de refroidissement électrique	N	O	O	O	O	O
Puissance de refroidissement du MCI	N	N	O	O	O	O
Durée de vie	O	O	N	O	O	O
Réduction de la traînée	0	-10	10	-10	10	5
Contrôle de l'écoulement	-5	5	10	5	5	5
Coût	-5	5	-10	-10	5	10
Difficultés d'implantation	10	10	5	10	5	10
Sensibilité aux vents latéraux	-10	-10	10	-10	10	0
Influence sur la gestion thermique de la batterie	0	0	10	0	-10	0
Facilité de maintenance	10	10	10	10	5	-10
Faible risque d'encrassement	10	10	-5	10	10	10
Totaux	10	20	40	5	40	30

Tableau 4.4 Matrice de comparaison des configurations.

deux avantages majeurs : limiter la sensibilité aux vents latéraux et réduire la traînée, car leur intégration permet de réduire la largeur du véhicule et donc la surface frontale S_x dans le coefficient $C_x.S_x$. La configuration # 3 a été écartée malgré l'adoption d'une cage de protection pour le moteur électrique et la batterie. La configuration # 5 quant à elle n'est pas acceptable pour l'industriel, car elle nécessite deux nouveaux échangeurs parfaitement adaptés au besoin de refroidissement ou un allongement du véhicule. Il ne reste plus que la configuration # 6 que l'on va continuer à développer pour la rendre fonctionnelle et acceptable aussi bien techniquement qu'esthétiquement. Une prise de contact et une présentation des performances de refroidissement attendues pour l'échangeur sont envoyées à deux fournisseurs. On entame une phase de détail technique sur la conception des groupes de refroidissement, la structure des supports d'échangeurs, le prototypage de la nouvelle face avant, l'intégration des échangeurs et le dimensionnement des circuits de refroidissement avec les pertes de charge des échangeurs prototypes.

4.5 Caractérisation de la solution retenue

Après plusieurs itérations entre les fournisseurs de radiateurs, de ventilateurs, les concepteurs et ingénieurs on obtient la géométrie du prototype P09 présentée à la figure 4.24(a). Le prototype adopte le radiateur présenté à la figure 4.24(b) dont les propriétés sont présentées en Annexe A.1.3.



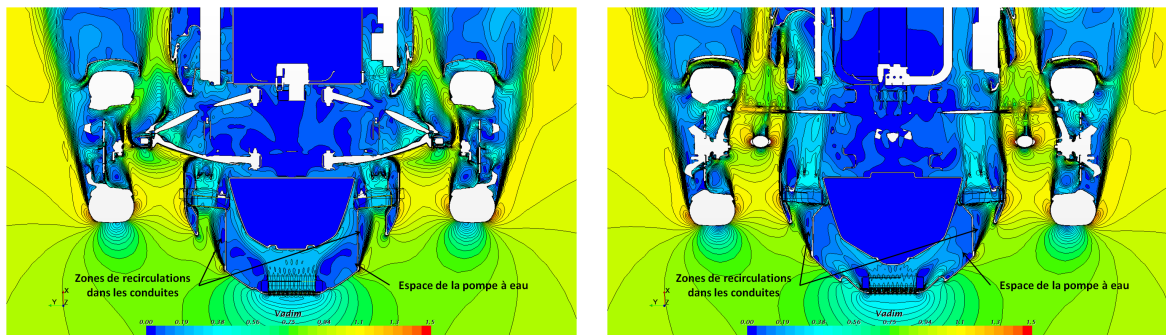
(a) Géométrie du prototype P09.

(b) Géométrie de l'échangeur P09.

Figure 4.24 Géométrie du véhicule (a) et de l'échangeur du prototype P09 (b)

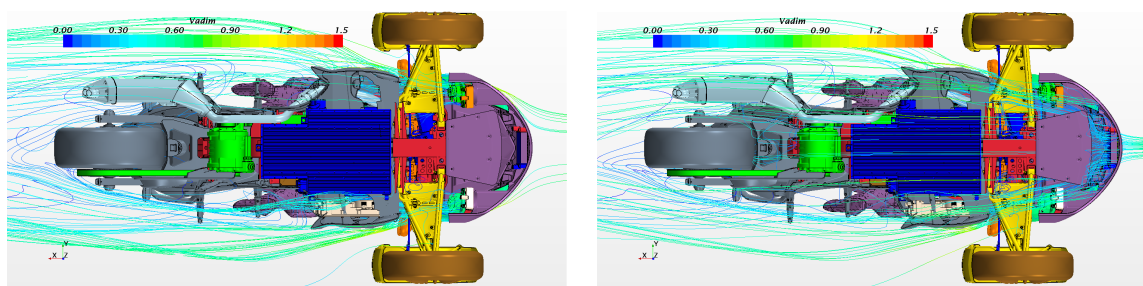
La simulation CFD de la configuration retenue permet de prédire une diminution de la traînée de 7.8% par rapport au véhicule sport. La simulation prend en compte la présence de la structure des ventilateurs sur les radiateurs du MCI mais ces derniers ne sont pas simulés. On obtient des vitesses en entrée d'échangeurs de 6.13 m/s et 4.4 m/s pour la boucle des composants électriques et la boucle du MCI avec un véhicule roulant à 100 km/h. On prédit alors une puissance de 3.27 kW pour la boucle électrique et de 13.39 kW pour la boucle du MCI. On observe l'écoulement dans les conduites menant aux radiateurs du MCI, figures 4.25(a) et 4.25(b). On visualise une zone de recirculation dans la partie basse de la conduite. Malheureusement, la géométrie de la conduite ne peut pas être améliorée plus amplement, car la pompe à eau nécessaire à la boucle électrique se trouve entre la canalisation gauche et la benne. En ce qui concerne le contrôle de l'écoulement, les lignes de courant issues des échangeurs électriques (figure 4.26(a)) et MCI (figure 4.26(b)) sont du même type que dans la simulation de la configuration # 6 à l'itération 2. On évite la batterie pour l'écoulement issu des radiateurs latéraux et le pilote peut potentiellement être exposé à un certain flux de chaleur. On respecte le cas critique thermique à 100 km/h, il reste ensuite à vérifier les 3 autres cas critiques thermiques.

On décide de réaliser une simulation double flux telle que présenté au chapitre 3 pour prendre en compte le flux de chaleur issu des échangeurs et vérifier qu'aucune pièce ne sera exposée à de trop fortes températures. Pour visualiser la répartition de température dans l'écoulement ayant traversé les échangeurs, on utilise des iso-surfaces de température, (figure 4.27). On constate que les bras de suspension sont soumis à de fortes chaleurs et



(a) Champ de vitesse adimensionnelle à 190 mm du sol. (b) Champ de vitesse adimensionnelle à 260 mm du sol.

Figure 4.25 Champs de vitesse adimensionnelle à 190 mm (a) et 260 mm du sol (b).



(a) Lignes de courant à travers les échangeurs du MCI. (b) Lignes de courant à travers l'échangeur de la boucle électrique.

Figure 4.26 Lignes de courant à travers les échangeurs.

que le flux d'air chaud va se diviser avec une partie allant dans l'espace sous capot et l'autre longeant le véhicule en passant sur les jambes du pilote.

À cause du décollement dans la conduite, on observe un profil de vitesse en entrée des échangeurs du MCI de forme triangulaire ; la forme de la non-uniformité de l'écoulement d'air (figure 4.28(a)) se retrouve dans la forme de la non-uniformité des températures d'eau à travers l'échangeur (figure 4.28(b)). On remarque aisément l'influence des quatre ronds de plastique du bâti du ventilateur qui obstruent l'écoulement et qui apparaissent sur le refroidissement du liquide (figure 4.28(b)) par deux lobes de température plus élevée.

Du point de vue de l'ingénierie, ces constatations thermiques amènent à vérifier la résistance en température des paliers plastiques des bras de suspension et celle-ci est suffisante. On passe à la dernière étape de validation du choix de positionnement d'échangeurs du prototype en vérifiant que l'on rencontre chacun des cas critiques thermiques présentés dans le Tableau 4.1. On effectue une simulation "dual flow" pour valider le cas à 50 km/h. Pour le cas à 20 km/h, on ne connaît pas le requis sur la boucle électrique car la vitesse

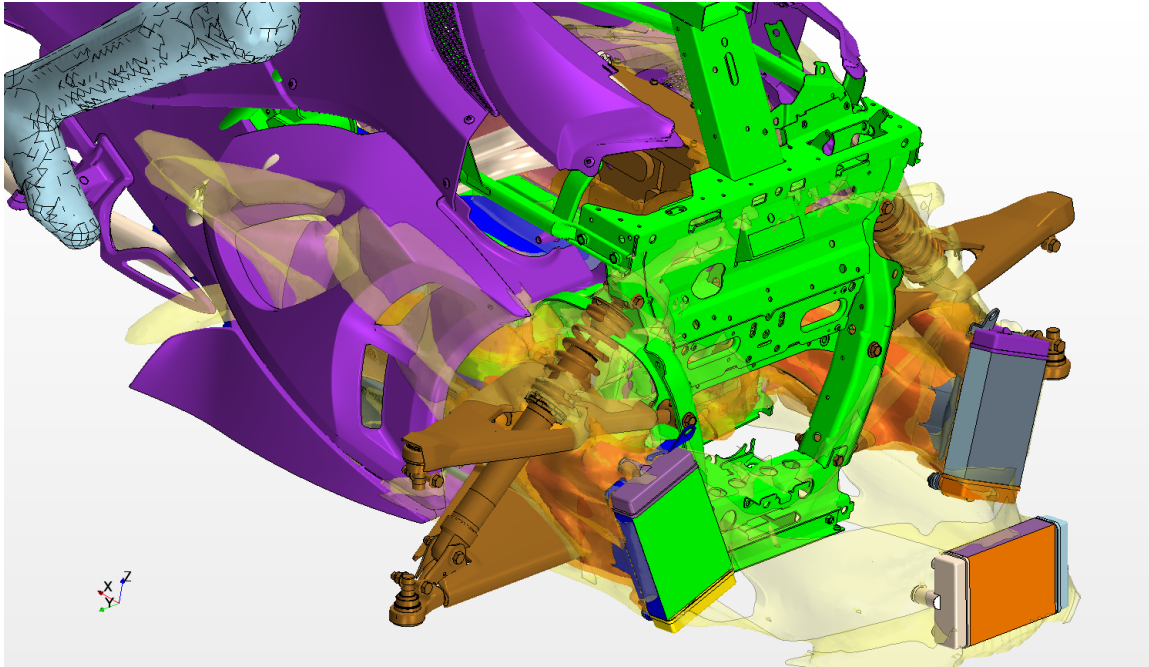
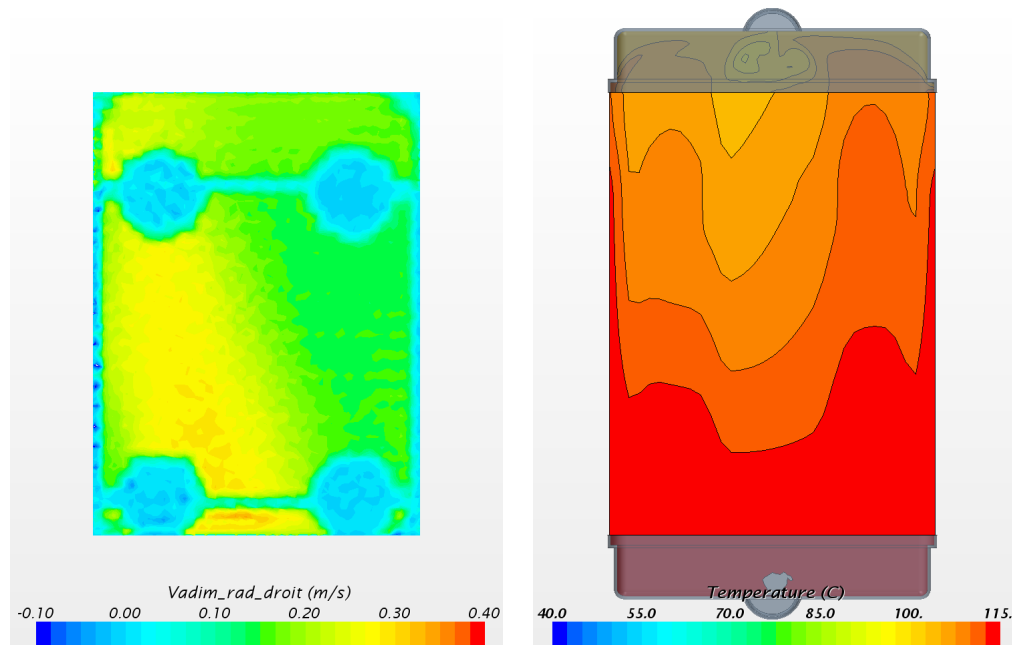


Figure 4.27 Surface isotherme : rouge = 90°C ; orange = 70°C ; jaune = 50°C.



(a) Champ de vitesse adimensionnel sur le (b) Champ de température du liquide de re-
radiateur droit dans la direction principale refroidissement dans le plan milieu de l'échan-
de l'échangeur. geur.

Figure 4.28 Champ de vitesse (a) et température sur l'échangeur de droite(b).

est inférieure à 50 km/h. Pour valider le refroidissement du MCI, on fait l'hypothèse que les échangeurs sont uniquement refroidis à l'aide des ventilateurs. Enfin, pour le cas à

130 km/h on n'effectue aucune simulation car les requis thermiques sont déjà rencontrés à 100 km/h. L'augmentation de la vitesse du véhicule ne fera qu'améliorer le refroidissement. Les résultats de la validation des cas critiques thermiques du P09 sont résumés dans le tableau 4.5.

Cas thermique	1	2	3	4
Vitesse véhicule (km/h)	20	50	100	130
RPM	2000	5250	4150	6000
Couple (N/m)	40	46	46	53
Puissance (kW)	8.37	25.29	22.15	33.3
Débit refroidissement (l/min)	15.27	40.09	31.69	45.82
Puissance refroidissement MCI (kW)	2.2	7.09	6.14	9.6
Puissance refroidissement électrique (kW)	non connue	1.5	1.5	1.5
Solution sous $T_{ambient} 40^{\circ}C$				
Puissance refroidie boucle électrique (kW)	non évaluée	1.5	2.07	non estimée
Puissance refroidie boucle MCI (kW)	4.8	6.6	11.7	non estimée

Tableau 4.5 Validation du P09 sur les 4 cas critiques thermiques.

On constate que l'ensemble des cas critiques thermiques est rencontré sauf le cas du refroidissement du MCI à 50 km/h. Il manque 0.41 kW pour atteindre le requis thermique. Lors du choix des cas critiques thermiques, on a appliqué le pic de refroidissement présent à 60 km/h dans la stratégie de contrôle comme condition de refroidissement à 50 km/h, ce choix est maintenant pénalisant. Deux solutions sont alors possibles :

- S'assurer de rencontrer les conditions initialement fixées. Il faut donc soit augmenter la taille de l'échangeur, soit améliorer l'écoulement dans la conduite alimentant les radiateurs ce qui obligerait à relocaliser la pompe à eau du circuit électrique et revoir l'ensemble du circuit.
- Assouplir les requis thermiques ou réduire le requis thermique par une modification de la stratégie hybride.

L'industriel choisit la seconde solution, car les premiers essais de la stratégie de contrôle hybride montrent un comportement fort désagréable de type "start and stop" de la part du moteur thermique en conduite urbaine, car la stratégie de contrôle optimise uniquement sur un critère de consommation d'énergie et non de confort. Le MCI est donc soit à l'arrêt, soit à haut régime (5250 rpm), pour entraîner le véhicule et le recharger en se plaçant sur

un point d'efficacité maximale. La réduction de la stratégie hybride dans les vitesses du cycle urbain va abaisser suffisamment les puissances requises sur le moteur thermique pour rendre la solution viable. Les délais serrés pour achever la construction du prototype ont également motivé le choix de ne pas retourner à la planche à dessin. De plus, les requis thermiques initiaux sont sévères puisque les valeurs du cas 50 km/h sont celles du pic des 60 km/h. Le refroidissement à 50 km/h doit être de 6.05 kW, puissance qui est rencontrée par le modèle. Le requis sur la température ambiante est également très sévère, car à ces températures de nombreux composants électriques verront leurs performances affectées. En modifiant la température ambiante dans la résolution du modèle de radiateur, on estime qu'à partir de 32°C on est capable de refroidir les 7.09 kW attendus, cette température reste tout de même élevée pour le climat Nord Américain.

4.6 Conclusions

On a réalisé la caractérisation des différentes positions d'échangeurs possible sur un tricycle hybride pour aboutir à la conception d'un prototype final qui est lancé en fabrication. On a vérifié les différents types de positionnement proposés dans l'automobile sur le tricycle et mis en évidence les paramètres influençant la conception et le positionnement d'un système de refroidissement. Il ressort de l'étude que quatre configurations présentent un bon potentiel d'amélioration pour le tricycle hybride, les configurations #2, #3, #5 et #6. La configuration #2 est même implantée sur un véhicules touring. On a également constaté que la formulation des contraintes d'étude influence rapidement l'étendu des possibilités de positionnement des échangeurs.

Ainsi, pour positionner au mieux un échangeur, celui-ci devra être pris en compte dès les phases préliminaires de conception d'un véhicule et une définition claire et détaillée des contraintes et attentes industrielles initiales permettra une convergence rapide vers la meilleure solution de positionnement. On a également constaté qu'il fallait trouver un équilibre entre la contrainte de coût qui est prédominante pour l'industrie et les performances des échangeurs. Car pour un véhicule hybride doté de deux motorisations, la meilleure solution serait d'adapter chaque échangeur au besoin de refroidissement de chaque boucle de motorisation et ainsi optimiser au mieux les dimensions réellement nécessaires des échangeurs pour leur implantation. Ce dimensionnement au plus près des requis thermiques permettra une réduction de la taille des échangeurs et ainsi une réduction du $C_x.S_x$ global du véhicule et de la masse des échangeurs.

CHAPITRE 5

Caractérisations expérimentales et validations numériques des tricycles

Ce chapitre est consacré à la description des essais expérimentaux réalisés à la soufflerie du Conseil National de Recherche Canada (CNRC) sur les véhicules P09 et le véhicule de référence (VR) et à la validation des modèles numériques. On analyse les résultats expérimentaux et on fait le bilan des essais aérodynamiques. Ensuite, on réalise l'analyse de sensibilité des modèles numériques et on quantifie leur domaine de validité.

5.1 Essais dans la soufflerie du CNRC

Après une étude des besoins du groupe CFD du CTA et des services offerts par les deux souffleries disponibles pour accueillir les véhicules (Soufflerie du groupe ACE à University of Ontario institute of Technologie (UOIT) et soufflerie 9x9m du CNRC), la soufflerie 9x9m du CNRC a été choisie. Cette soufflerie est en circuit fermé, actionnée par un moteur de 6.7 MW pour une seule hélice de 8 pales à pas variable ayant une section de test de 9.1 x 9.1 x 22.9 m dans laquelle on peut atteindre 55 m/s. Le schéma de la soufflerie est présenté à la figure 5.1. On y voit la structure de la soufflerie ainsi que la zone de conditionnement qui permet de maintenir une température entre 20 – 24°C en été. La soufflerie est également équipée d'un système d'aspiration de la couche limite dont les caractéristiques sont données par [Larose *et al.*, 2001]. On utilise la table tournante de 7.24 m couplée à la balance à 6 degrés de liberté pour les mesures des coefficients aérodynamiques en fonction de l'angle de lacet. Les propriétés atmosphériques et la vitesse de l'écoulement sont acquisitionnées en temps réel dans la section de test.

On a utilisé ces installations durant 2 jours du mois de juillet 2014 en suivant le plan de tests préparé à cet effet.

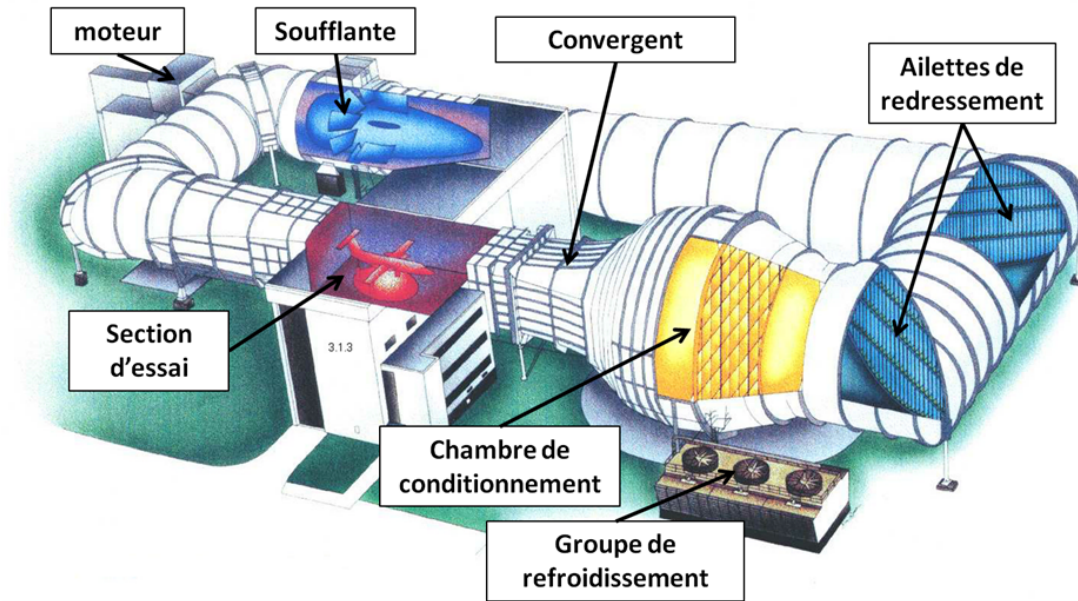


Figure 5.1 Schéma de la soufflerie 9x9 m du CNRC, illustration de [Larose *et al.*, 2001].

5.1.1 Plan de tests

Les tests en soufflerie ont impliqué les membres du groupe CFD du CTA. On a réalisé un plan de tests qui permet d'acquérir les données nécessaires à un mémoire de maîtrise et deux thèses de doctorat. L'équipe regroupait cinq personnes. La durée des essais acceptable financièrement était de 8h de temps soufflerie et on a choisi de tester deux véhicules ; le véhicule prototype P09 présenté et conçu dans le chapitre précédent et un véhicule de référence. Le P09 permet de valider les modèles numériques et les choix de conception. Cependant, sa géométrie n'est pas parfaitement connue et comporte des incertitudes. On teste donc le VR, car on connaît parfaitement sa géométrie et les prochains prototypes ne sont plus construits sur la base d'un tricycle sport comme le P09 mais sur le VR. Ceci permettra donc de connaître les propriétés aérodynamiques du VR en détail. Le plan de tests a été développé pour minimiser les temps de changement de configurations dans la soufflerie en permettant de tester un maximum de configurations et de propriétés aérodynamiques sur les deux véhicules. Des tests "facultatifs" ont également été réalisés grâce à la bonne coordination de l'équipe CFD et du personnel du CNRC. Le plan de test s'est donc déroulé de la façon suivante :

- Installation du véhicule prototype P09 dans la section d'essai
- Essais avec toutes les entrées d'air du véhicule fermées à 50 et 100 km/h.

- Essais avec les entrées d'air ouvertes par palier de vitesse de 10 km/h de 20 à 140 km/h.
- Essais avec ventilateur en fonctionnement par palier de vitesse de 10 km/h de 20 à 140 km/h.
- Installation du véhicule référence dans la section d'essai
 - Essais avec toutes les entrées d'air du véhicule fermées à 50 et 100 km/h.
 - Essais avec les entrées d'air ouvertes par palier de vitesse de 10 km/h de 20 à 140 km/h.
 - Mesures instationnaires par 4 sondes Cobra, 4 séries de mesures entre le pare-brise et le pilote et une série en arrière des roues avant.
 - Essais avec des jantes pleines à 50 et 100 km/h.
 - Essais avec des ailes de roues couvrantes à 50 et 100 km/h.
 - Essais sans aucune aile de roue.
 - Essais avec la position haute du pare-brise à 100 km/h.
 - Essai à 180 km/h avec la position basse du pare-brise.
 - Essais sans mannequin, entrées d'air ouvertes par palier de vitesse de 10 km/h de 20 à 140 km/h.
 - Essais sans mannequin, balayage de l'angle de lacet de -30° à 30° par incrément de 5° avec une vitesse constante de 100 km/h.

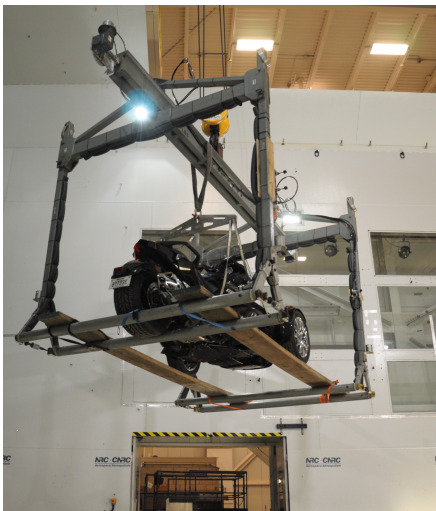
Le plan de test est réalisé sur deux jours et comptabilise une durée d'utilisation de la soufflerie de 8h15.

5.1.2 Description du protocole d'essai

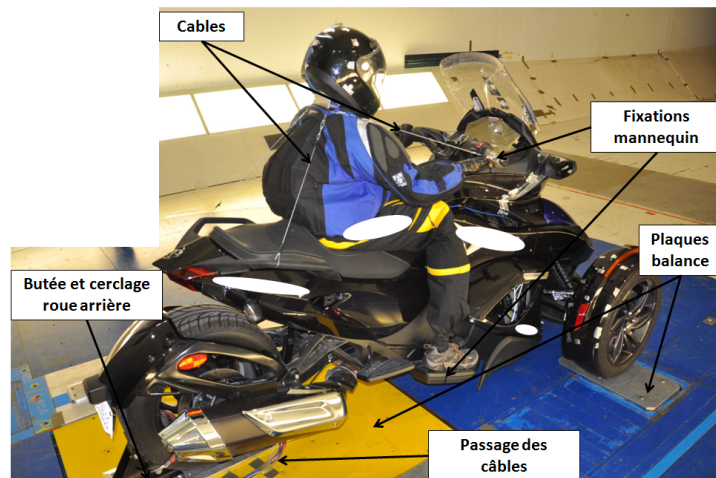
Le protocole d'essai présente les différentes étapes et instruments utilisés pour les multiples mesures réalisées. Le protocole est le même pour chaque véhicule à la différence près de l'instrumentation.

Mise en place du véhicule

Le véhicule est transporté dans la section d'essai de la soufflerie par une grue en passant par le plafond escamotable de la section de test, illustré à la figure 5.2(a). Le véhicule est ensuite mis en place sur les trois plaques de mesure liées à la balance et appuyé sur le support de roue arrière. Un alignement du véhicule est réalisé en deux étapes à l'aide d'un plan laser, une première fois sur la face avant et une seconde sur la face arrière. Les tolérances de construction et d'assemblage font que tous les panneaux de carrosserie ne sont pas parfaitement alignés. Pour l'alignement, on choisit le capot en avant et le centre de la roue en arrière. Une fois en place, le véhicule est maintenu en position par des cerclages métalliques placés autour des pneus. Les pneus ont été préalablement recouverts d'une bande de plastique élastique de 0.5 mm d'épaisseur pour recouvrir les sculptures des pneus et les rendre lisses. On place ensuite le mannequin sur le véhicule, il est fixé au guidon par des anneaux métalliques et par des colliers plastiques sur les cales pieds. On ajoute 4 fils d'acier de diamètre 1/16 pouces pour fixer la position du mannequin et assurer sa stabilité durant les essais. La position du mannequin et du casque est mesurée par rapport au véhicule pour le repositionner adéquatement dans les modèles numériques. On passe le câblage nécessaire aux deux systèmes d'acquisition sous le véhicule et par un trou dans la table tournante. L'ensemble des câbles est collé le long du châssis jusqu'à la benne où sont placés les instruments de manière à perturber l'écoulement le moins possible. Le véhicule mis en position (figure 5.2(b)) est prêt pour les calibrations des systèmes de mesure.



(a) grutage du véhicule référence pour l'entrée dans la section d'essai.



(b) Véhicule référence mis en position.

Figure 5.2 Grutage et mise en position du VR dans la section d'essai.

Présentation des capteurs

Les mesures ne sont pas les mêmes sur chaque véhicule, on précisera pour chaque instrument sur quel véhicule il est utilisé. Chaque instrument sera présenté de la façon suivante : mise en place, spécification, précision, étalonnage et calibration. La remise à zéro de tous les instruments de mesure qui le nécessite est réalisée avant chaque essai.

- Balance aérodynamique avec table tournante

Le véhicule est mis en place sur les trois plaques liées à la balance tel que décrit à la figure 5.2(b). La balance est utilisée pour l'ensemble des tests réalisés et le plateau tournant est utilisé uniquement pour le balayage de l'angle de lacet pour des angles allant de -30° à $+30^\circ$.

La balance a 6 degrés de liberté (3 forces, 3 moments) avec une structure pyramidale telle que décrite aux figures 5.3(a) et 5.3(b). Le plateau tournant est lié au cadre des moments, mais les axes des forces ne changent pas lors de la rotation du plateau.

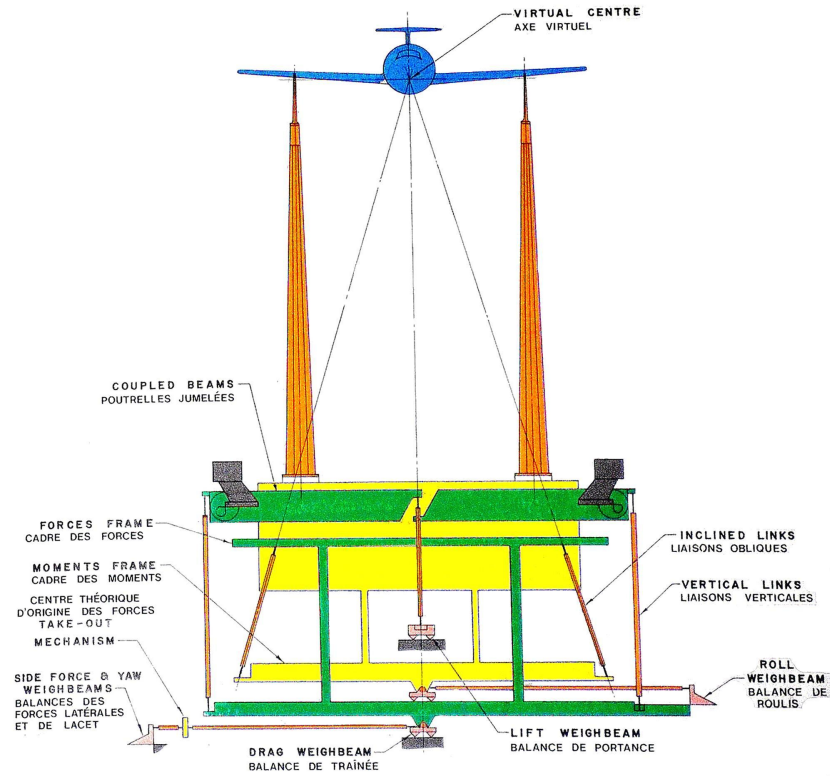
La précision de la balance est de ± 1 N sur l'axe de traînée et de ± 2 N sur les axes de lacet et de portance, ce qui correspond à une précision de ± 0.001 sur le coefficient de traînée et de ± 0.002 sur les coefficients de portance et de lacet à la vitesse de 140 km/h. L'échantillonnage se fait à 20 Hz.

L'étalonnage de la balance est réalisé par le CNRC qui fournit également les précisions associées.

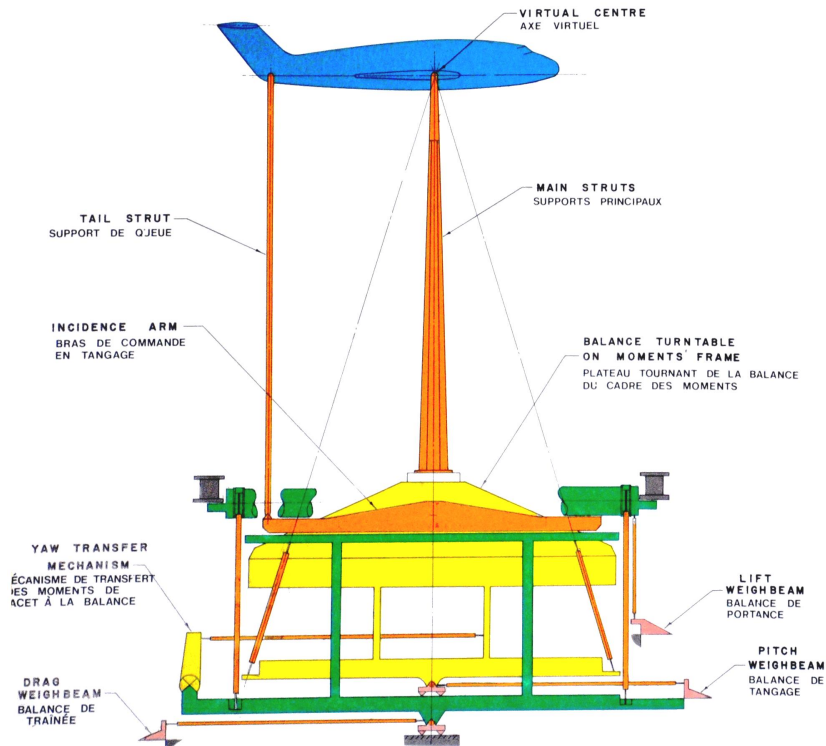
La mise à zéro et la calibration sont réalisées après l'installation d'un véhicule ou lors du redémarrage de l'installation du CNRC. La balance est mise à zéro et calibrée avec le tunnel fermé sans écoulement. Un "check down" est réalisé en mettant la soufflerie en route jusqu'à 140 km/h et on vérifie que les calibrations sont correctes ainsi que le retour aux zéros des capteurs de forces. Pour l'essai de l'angle de lacet, la calibration de chacune des positions angulaires que l'on souhaite atteindre est réalisée avant l'essai.

- Capteur de pression pariétale

La mesure des pressions pariétales moyennes est réalisée à l'aide d'un scanner de pression miniature de marque Scanivalve et de modèle ZOC33/64Px-10 pouces H₂O



(a) Balance aérodynamique en vue de côté.



(b) Balance aérodynamique en vue de face.

Figure 5.3 Balance aérodynamique en vue de côté (a) et vue de face (b), schéma du CNRC.

placé dans une enceinte de contrôle thermique (TCU). Le scanner est placé dans la benne à l'avant des véhicules et alimenté en 110 V grâce aux câbles passés dans le châssis. Les données sont transmises en temps réel par un câble d'acquisition passé au même endroit. Les prises de pressions sur les parois sont faites directement dans la carrosserie par des trous positionnés et percés au diamètre de 1/68 pouces (0.355 mm). Pour faire face au problème de positionnement dans l'espace des trous de prises de pression sur une surface tridimensionnelle, on les positionne en CAO par une méthode d'intersection de deux sphères avec la surface à percer. Cette méthode des sphères permet un traçage aisé à l'aide d'un compas directement sur le véhicule. Derrière chaque trou est placée une chambre de stabilisation et de connexion suivant les dimensions de la figure 5.4. La chambre de stabilisation est connectée au "header" du scanner par un capillaire du standard Scanivalve diamètre 0.063 pouces. On porte une attention particulière aux perçages de la carrosserie et aux collages des chambres pour assurer la meilleure étanchéité et la meilleure qualité de mesure de pression, toutes les chambres et tous les trous sont donc ébavurés. Les trous sur la face avant et la conduite d'alimentation du P09 sont présentés à la figure 5.5(a). On procède à une vérification de l'adressage des ports de connexions et de l'étanchéité des prises de pressions grâce aux instruments du CNRC. Pour cette vérification, on place une chambre avec un joint torique que l'on appuie sur les trous de prises de pressions et on applique une pression avec une chambre comprimée par une vis micrométrique. On vérifie en temps réel l'adressage et la lecture d'une pression stable par scanner, car une chute de pression traduit une fuite. Aucune erreur d'adressage n'est observée et 75% des prises de pressions sont bonnes ou présentent une légère fuite (négligeable) liée à la méthode de pointage des trous de prises de pressions qui a rayé les surfaces du véhicule. Les autres prises de pressions sont soit inaccessibles avec les outils de vérifications (15%), soit elles présentent une fuite importante (10%). Le rapport d'étanchéité est présenté avec les résultats sur les coefficients de pression lors de la comparaison avec les modèles CFD.

Le scanner possède 64 ports avec chacun un capteur de pression d'une plage de ± 10 pouces d' H_2O soit 2490.88 Pa. On utilise 39 prises de pression sur le véhicule P09 et 49 sur le véhicule référence.

Les spécifications techniques du scanner sont données en annexe A.4. La précision est de ± 0.15 % de la plage totale de 2490.88 Pa, soit ± 3.73 Pa. On estime égale-

ment l'erreur de positionnement géométrique des trous dans une sphère d'erreur de rayon 0–1.5 mm. La fréquence d'échantillonnage des prises de pressions est de 40 Hz.

L'étalonnage et la calibration du scanner sont réalisés par le CNRC, les valeurs sont corrigées directement par le Scanivalve qui est connecté à la pression statique (pression de référence) et la pression dynamique de la soufflerie.

La vérification et la remise à zéro se font avant chaque test.

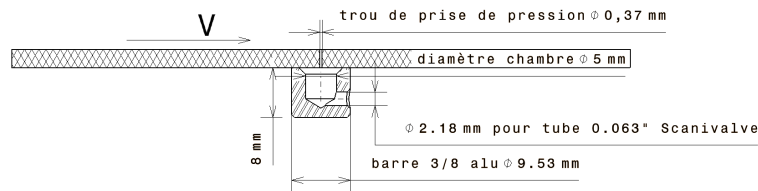


Figure 5.4 Chambre de stabilisation et dimensions de perçage des prises de pression.

- Instrumentation de la soufflerie

L'instrumentation de la soufflerie du CNRC permet de faire la correction des valeurs mesurées par les différents instruments (balance et scanner de pression). Les instruments utilisés sont des sondes de température dans la section d'essai et dans le convergent venant de la chambre de conditionnement, des tubes de pitots et une sonde d'humidité.

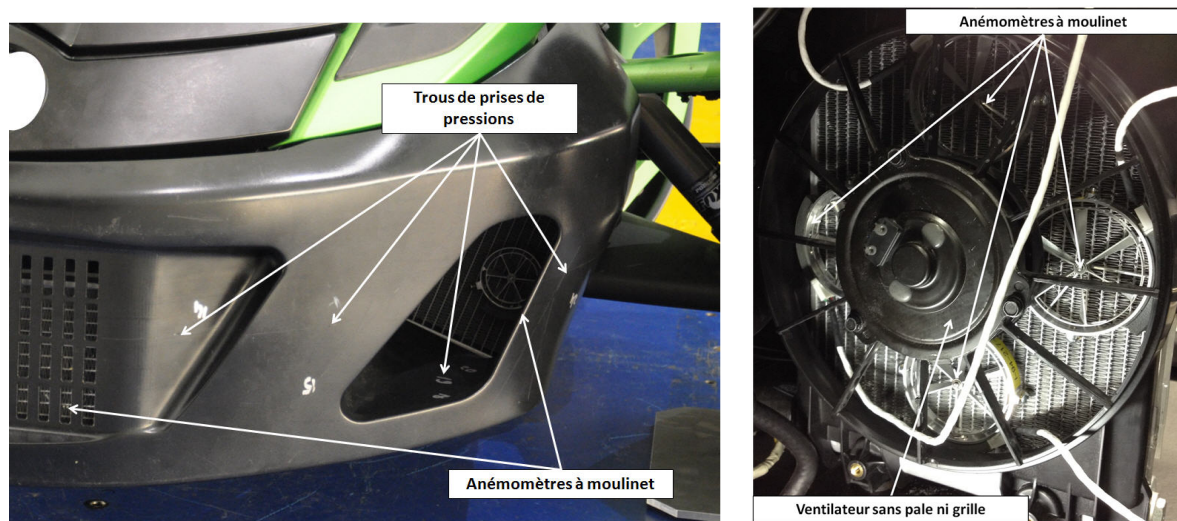
- Anémomètre à moulinet

Des anémomètres à moulinet sont placés sur les échangeurs des véhicules : 3 anémomètres de diamètre 2 pouces (50.8 mm) sont installés sur le P09, un par radiateur (figure 5.5(a)) ; 6 anémomètres de diamètre 3 pouces (76.2 mm) sont placés sur les radiateurs du VR, 4 sur l'échangeur du MCI et 2 sur l'échangeur du circuit d'huile (figure 5.5(b)). Les dimensions des anémomètres de 2 pouces sont données en annexes A.1.5. Sur le VR, le ventilateur a été simplifié (suppression des pâles) et la grille de protection supprimée pour permettre l'installation des anémomètres et une reproduction géométrique plus aisée en simulation. Les anémomètres sont maintenus en place par des fils de laiton très minces traversant le faisceau de l'échangeur, la déformant le moins possible et se serrant autour des tubes. Ainsi, les anémomètres

sont parfaitement plaqués sur la surface de l'échangeur.

La précision des anémomètres est de $\pm 0.5\%$ de la valeur de vitesse lue. On utilise les fichiers de calibration fournis par Emprise lors de l'étalonnage des anémomètres sur leur banc de test, une feuille de calibration typique est donnée en annexe A.1.5. Les anémomètres sont échantillonnés à 10 Hz.

On remarque sur la calibration que l'interpolation linéaire n'est pas forcée à 0 ce qui implique une lecture de vitesse non nulle lorsque les anémomètres ne tournent pas. On résout ce problème de mise à zéro lors du post-traitement des données. Les anémomètres transmettent les informations en fréquences qui sont acquiesionnées par le E-daq du CTA placé dans la benne du véhicule.



(a) Anémomètres sur les radiateurs gauche et avant et trous de prises de pression du P09. (b) Anémomètres sur le radiateur du MCI du VR.

Figure 5.5 Présentation de la mise en position des anémomètres sur les échangeurs des deux véhicules.

- Accéléromètres

Des accéléromètres sont placés sur les deux véhicules pour l'étude du confort pilote et de la vibration générée par les phénomènes aérodynamiques instationnaires de décollement autour des ailes de roue avants. Les accéléromètres sont vissés en position sur des platines préalablement collées sur le casque (figure 5.6(a)) et les différentes ailes à tester, figures 5.6(b) et 5.6(c). On utilise des accéléromètres PCB piezotronics

modèle 356B21 ayant une plage de fréquences de 2 à 10000 Hz sur l'axe des Y ou Z et de 2 à 7000 Hz sur l'axe X, la plage de mesure du capteur est de ± 500 g. Pour les essais on restreint la plage à ± 20 g avec une résolution de 10 mV/g sur 16 bits avec le E-daq. On ne dépassera pas 4 g dans tout le plan de test, on obtient donc une résolution numérique de 1638 points/g et aucune surcharge des accéléromètres durant l'ensemble de la campagne d'essais. Leurs erreurs de non-linéarité et de sensibilité sont inférieures à 1% et 5% respectivement et leurs caractéristiques sont données en annexe A.1.6.

L'étalonnage et la calibration sont faits par le CTA et sont traités en temps réel par le E-daq. On obtient ainsi le comportement temporel de l'accéléromètre que l'on post-traite par la suite. La fréquence d'échantillonnage des accéléromètres est de 2000 Hz afin de pouvoir analyser la bande de fréquence 0-1000 Hz sans repliement spectral du signal.

Le capteur sur le casque est présent lors de tous les essais, celui des ailes de roues uniquement lorsqu'elles sont testées.



(a) Accéléromètre en position sur le casque avec le repère associé. (b) Accéléromètre en position sur l'aile de roue VR avec le repère associé. (c) Accéléromètre en position sur l'aile de roue optimisée du VR avec le repère associé.

Figure 5.6 Positionnement des accéléromètres durant les essais, a) sur le casque, b) sur l'aile de roue VR, c) sur l'aile de roue optimisée.

- Capteur optique

Le capteur optique est utilisé pour la caractérisation du point de transparence sur le véhicule P09. Il est testé préalablement et mis en place sur le bras de suspension inférieur gauche pour capter le passage du collant réfléchissant placé sur l'une des pales du ventilateur. Grâce aux données du fournisseur de ventilateur TRIPAC (annexe A.1.7), on sait que l'on doit observer une vitesse de rotation entre 5000 et 5500 tr/min, ce qui correspond à des fréquences de rotation variant de 83 à 92 Hz. La fréquence d'échantillonnage est de 1000 Hz ce qui correspondra à 8 ou 9 passages de pale par échantillon.

Le capteur est capable de détecter une surface réfléchissante tournant à 150000 tr/min pour une distance comprise entre 1 pouce (25.4 mm) et 3 pieds (914.4 mm). Dans le test, le capteur optique est placé à une distance de 115 mm du collant réfléchissant. Le capteur ne nécessite pas de mise à zéro.

Les fréquences d'échantillonnages et les précisions de chaque capteur sont résumées au tableau 5.1.

Capteurs	Fréquences d'échantillonnages	Précisions	Référence de la précision
Balance aérodynamique	20 Hz	$\pm 1 - 2$ N selon l'axe	Valeur lue
Scanner de pression	40 Hz	± 0.15 %	pleine échelle
Anémomètres	10 Hz	± 0.5 %	Valeur lue
Accéléromètres	2000 Hz	± 6 %	valeur lue
Capteur optique	1000 Hz	± 1 Hz	valeur lue
Sonde cobra	2000 Hz	± 0.5 % vitesse (V) $\pm 1^\circ$ ± 30 % intensité de turbulence (TI)	Valeur lue

Tableau 5.1 Propriétés des capteurs.

Acquisition des données et post-traitement

L'acquisition des données se fait sur deux systèmes distincts, d'une part le système d'acquisition Daq du CNRC pour leurs capteurs et de d'autre part le E-daq lite du CTA placé dans la benne du véhicule pour lequel toutes les calibrations ont été faites avant les essais.

- Système CNRC

L'acquisition des pressions pariétales, des données de soufflerie, des forces et des sondes cobras est réalisée par le CNRC. Les sondes cobras sont traitées par un système indépendant des autres capteurs. La méthode pour l'acquisition des données (excluant les sondes cobras) consiste à atteindre le palier de vitesse souhaité avec une vitesse stable puis acquisitionner un palier de 30 secondes de données. On obtient les signaux de mesures temporelles que l'on post-traite de la façon suivante.

Pression :

On débute avec le signal de 30 s, échantillonné à 40 Hz sur chacune des prises de pression ayant la forme présentée à la figure 5.7(a). Pour présenter la méthode utilisée pour le post-traitement, on analyse le point de pression 1 sur le test du P09 à 140 km/h. On commence par moyenniser le signal présenté à la figure 5.7(a) et on obtient une valeur de pression non corrigée moyenne (P_m) 156.0 Pa. Ensuite, on récupère la différence de pression statique entre l'endroit où on mesure la pression utilisée comme référence (tubes de pitot dans le convergent du tunnel) et la pression dans la section d'essai (pression statique dans la section d'essai). Pour l'exemple, $P_{off} = -235.6$ Pa. On effectue ensuite la correction liée au blocage dans le tunnel à l'aide de la correction Maskell-3 présentée dans [Hackett et Cooper, 2001] [Cooper *et al.*, 1999], ce qui donne une correction de $P_{bloc} = -22.6$ Pa pour l'exemple. On obtient la pression corrigée (P_{cor}) au point étudié, équation 5.1.

$$P_{cor} = P_m - P_{off} - P_{bloc} = 156.0 + 235.6 + 22.6 = 414.2 \text{ Pa} \quad (5.1)$$

Le coefficient de pression C_p est calculé en divisant la pression corrigée P_{cor} par la pression dynamique corrigée P_{dyn} (886.2 Pa). La pression dynamique est mesurée de la même façon que la pression statique; on la mesure avec des tubes de pitot dans le convergent et on corrige sa valeur avec un offset pour avoir la pression dynamique dans la section d'essai. Enfin, la pression dynamique dans la section d'essai est également corrigée pour les effets de blocage avec la correction Maskell-3.

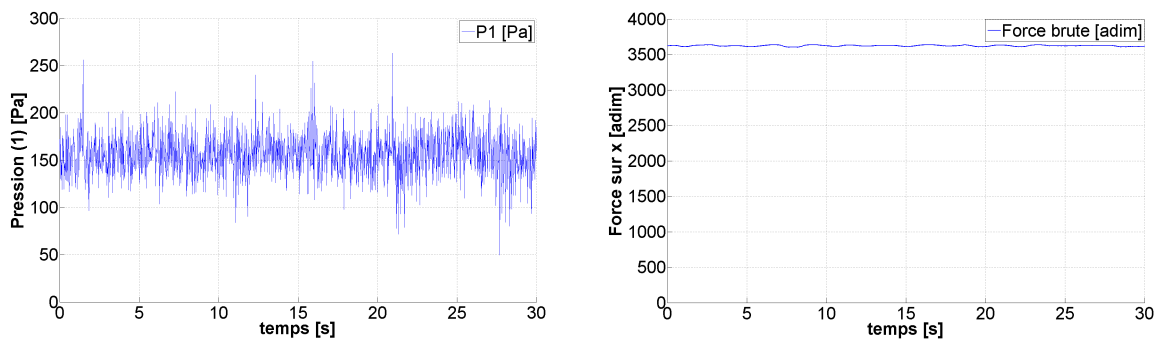
On obtient alors l'expression du coefficient de pression C_p , équation 5.2.

$$C_p = \frac{P_{cor}}{P_{dyn}} = \frac{414.2}{886.2} = 0.467 \quad (5.2)$$

Cette méthode de traitement des données est appliquée sur chaque mesure de pression pariétale.

Forces et moments :

L'acquisition des forces sur 30 s à 20 Hz sur chaque axe de force et de moment à la forme du signal présentée à la figure 5.7(b).



(a) Pression brute acquisitionnée sur le capteur 1 du P09 à 140 km/h.

(b) Force brute acquisitionnée sur le capteur de traînée du P09 à 140 km/h.

Figure 5.7 Présentation de la forme des données brutes acquisitionnées pour la pression (a) et la force (b).

Ce signal est sans dimension. On soustrait ensuite la valeur de tare de la balance sur chacune des 6 composantes. Les 6 composantes sont multipliées dans la matrice de calibration de la balance du CNRC pour obtenir les 6 composantes en unité lbf. On convertit ensuite les composantes en N et N/m. On calcule ensuite le coefficient de force non corrigé dans le référentiel de la balance $C_{non-cor}$, équation 5.3

$$C_{non-cor} = \frac{F}{A_{ref} * P_{dyn_{non-cor}}} \quad (5.3)$$

Avec :

F : force sur l'axe de la balance dans le repère de la balance.

A_{ref} : surface frontale de référence du véhicule, P09 : 1.19 m² et VR : 1.248 m².

$P_{dyn_{non-cor}}$: pression dynamique non corrigée pour le blocage.

Les corrections pour le blocage et le changement de repère sont ensuite appliquées, un total de 7 coefficients correcteurs intervient et est fourni par le CNRC dans un

coefficient correcteur global (ΔC). La correction de la pression dynamique est aussi effectuée par un coefficient (QCQ) pour finalement donner l'équation des coefficients aérodynamiques corrigés C_{cor} (équation 5.4)

$$C_{cor} = \frac{C_{non-cor} * \Delta C}{QCQ} \quad (5.4)$$

Cette méthode de traitement est appliquée pour l'obtention de tous les coefficients aérodynamiques corrigés exprimés dans le repère véhicule.

Équipements de la soufflerie

Les données de la section d'essai sont moyennées sur les 30 s d'acquisition et corrigées pour le blocage par la méthode Maskell-3 lorsque nécessaire.

- Système CTA

L'acquisition avec le E-daq du CTA est continue durant chaque test. On effectue le post-traitement a posteriori par une identification des paliers de vitesse. Le E-daq lite utilisé est de marque SOMAT avec le nombre de niveaux adéquat pour acquiesionner les capteurs présentés au paragraphe précédent, ses caractéristiques sont présentées en annexe A.9.

Pour les instruments acquisitionnés sur le E-daq du CTA, on sélectionne les plages de données par observation des données brutes des anémomètres (figure 5.8(a)) afin d'obtenir les résultats les plus stables sur chaque palier de vitesse réalisé. Les écarts types maximaux constatés sont de 0.123, 1.53, 0.095, 0.189 pour les anémomètres, la vitesse du ventilateur lue par le capteur optique, l'intensité et la tension ventilateur respectivement. Les données obtenues sont très stables et peu dispersées. Les données des différents capteurs sont ensuite traitées de la façon suivante :

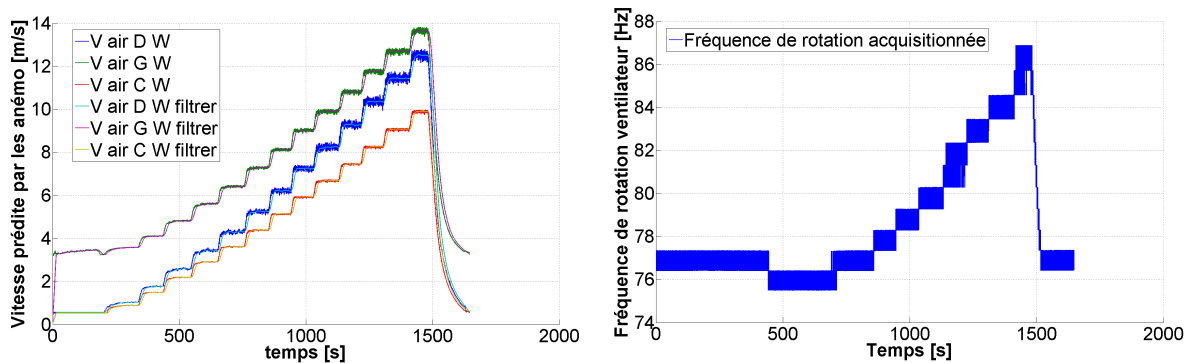
Anémomètre à moulinet :

L'acquisition des anémomètres à 10 Hz donne un signal en fréquence auquel on applique la calibration, puis on convertit les ft/s en des m/s. On obtient les données brutes des vitesses en m/s (figure 5.8(a)) pour toute la durée du test considéré. On extrait ensuite une matrice de plage de temps où les données sont stables durant 30 s. On extrait les données sur chaque plage de temps et on les moyenne pour obtenir la valeur de la vitesse de chaque anémomètre en fonction de la valeur de la vitesse dans la soufflerie. On utilise également la densité de l'air mesurée sur chaque palier

ainsi que le diamètre des anémomètres pour obtenir les débits massiques traversant les anémomètres.

Capteur optique :

L'acquisition du capteur optique se fait à 1000 Hz et donne un signal brut de la fréquence de rotation du ventilateur (figure A.10). La forme du signal est due à l'échantillonnage ; car sur chaque période échantillonnée il y a une différence d'une rotation. On filtre le signal et on utilise les paliers de temps identifiés grâce aux anémomètres pour connaître la fréquence de rotation du ventilateur sur chaque palier. On convertit enfin le signal en vitesse de rotation (rpm).



(a) Signaux bruts des anémomètres.

(b) Fréquence de rotation du ventilateur acquisitionnée.

Figure 5.8 Signaux bruts des anémomètres (a) et du capteur optique(b).

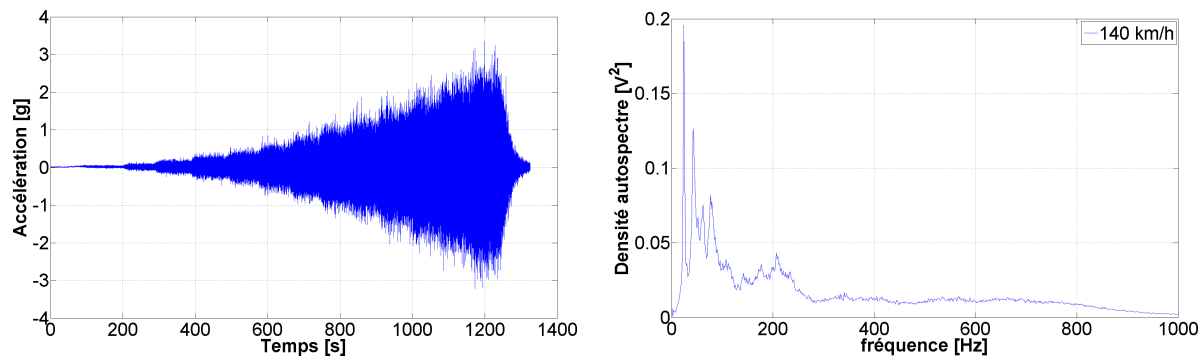
Les données électriques du ventilateur sont acquisitionnées directement sur le générateur de courant pour la tension et l'intensité est mesurée par un capteur à effet hall autour des câbles d'alimentation.

Accéléromètres :

Les accéléromètres sont acquisitionnés à une fréquence de 2000 Hz et donnent un signal brut tel que celui présenté à la figure 5.9(a) sur toute la période d'un essai (0 – 140 km/h). Les accéléromètres étant acquisitionnés sur le même système d'acquisition que les anémomètres, la base de temps est synchronisée. On utilise les paliers de temps observés sur les anémomètres pour extraire une matrice de sections d'échantillons pour chaque vitesse et chaque axe d'accéléromètre d'une durée de 30 s. On effectue un traitement du signal classique avec une analyse jusqu'à 1000 Hz pour éviter le repliement spectral (Théorème de Nyquist-Shannon). Pour éviter les fuites spectrales et permettre la réalisation de l'analyse fréquentielle par l'utilisation de la

transformé de Fourier discrète, on réalise un fenêtrage de 2000 points avec un chevauchement de 67 %. On utilise la fenêtre Hanning pour rendre le signal périodique, sans oublier son facteur de correction pour conserver la puissance du signal initial ($\sqrt{\frac{8}{3}}$). On calcule ensuite l'inter-spectre puis l'auto-spectre du signal et les résultats seront présentés en densité auto-spectrale (V^2), (figure 5.9(b)). Pour chaque section analysée, on calcule également la puissance globale du signal brut et du signal traité afin de s'assurer que l'on a pas perdu d'information lors du traitement.

Dû à un problème de câble, les données des accélérations sur l'axe Z des accéléromètres placés sur les ailes de roues ne seront pas présentées par la suite.



(a) Accélération sur l'axe X de l'aile de roue en fonction du temps. (b) Densité auto-spectrale de l'accéléromètre de l'aile de roue sur l'axe X à 140 km/h.

Figure 5.9 Signaux bruts (a) et traités (b) de l'accéléromètre de l'aile de roue sur l'axe X.

5.1.3 Analyse des résultats

On présente les résultats expérimentaux après avoir appliqué le post-traitement présenté au paragraphe précédent. On présente les résultats dans l'ordre chronologique des tests.

Véhicule P09

- Traînée interne du P09

Les valeurs des coefficients $C_x \cdot S_x$ caractérisant la traînée du véhicule varient de 1.12 % à 50 km/h et de 0.96 % à 100 km/h entre le tricycle avec toutes les entrées d'air ouvertes et toutes les entrées d'air fermées. Ce résultat justifie le choix de travailler sur l'aérodynamique externe pour améliorer le coefficient $C_x \cdot S_x$ plutôt que

sur l'aérodynamique interne car comme on l'observe à la figure 5.10 les variations de traînée sont très faibles entre les deux configurations. Ce résultat appuie l'hypothèse sur l'importance des formes extérieures du véhicule, car ce sont elles qui contribuent le plus à la traînée. On peut aussi en conclure que l'optimisation topologique avec un placement des radiateurs en avant du véhicule et une canalisation de l'écoulement à l'extérieur fonctionne, car sinon la traînée aurait augmenté drastiquement dans le cas des entrées d'air ouvertes.

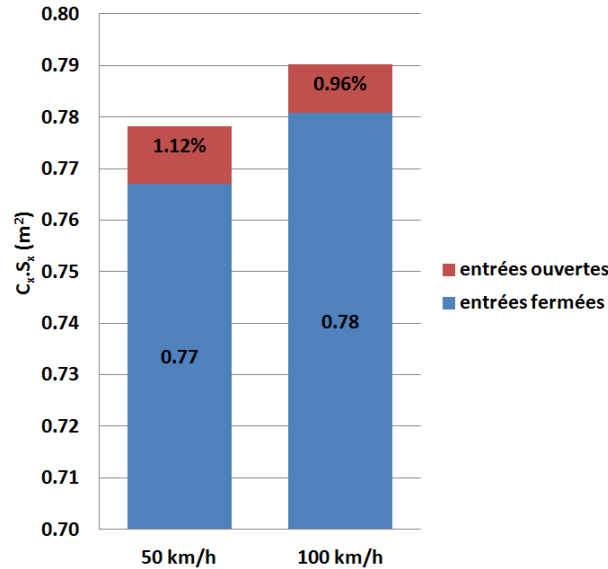


Figure 5.10 Traînée interne P09.

- Traînée du P09 en fonction de la vitesse véhicule

On obtient la courbe des coefficients $C_x \cdot S_x$ en fonction de la vitesse véhicule, (figure 5.11). On observe les limites du coefficient de traînée $C_x \cdot S_x$ allant de 0.804 m^2 à 0.783 m^2 soit une variation de 0.021 m^2 ou ± 1.3 % par rapport à la valeur moyenne du coefficient de traînée. Le fort coefficient de traînée à 20 km/h montre l'impact du régime d'écoulement laminaire sur la carrosserie du véhicule. La transition s'effectue rapidement et la traînée diminue pour atteindre un minimum à 40 km/h. Le coefficient de traînée augmente ensuite de manière quasi linéaire avec la vitesse. On peut supposer que l'augmentation du $C_x \cdot S_x$ à haute vitesse est due à la modification des bulles de recirculation qui augmente la traînée de pression, car la traînée de frottement ne doit pas changer puisque le régime d'écoulement ne change pas.

L'analyse des données des coefficients de pression en fonction de la vitesse montre également des changements dans la topologie de l'écoulement et plus particulièrement dans les zones où la géométrie induit des recirculations. Le positionnement

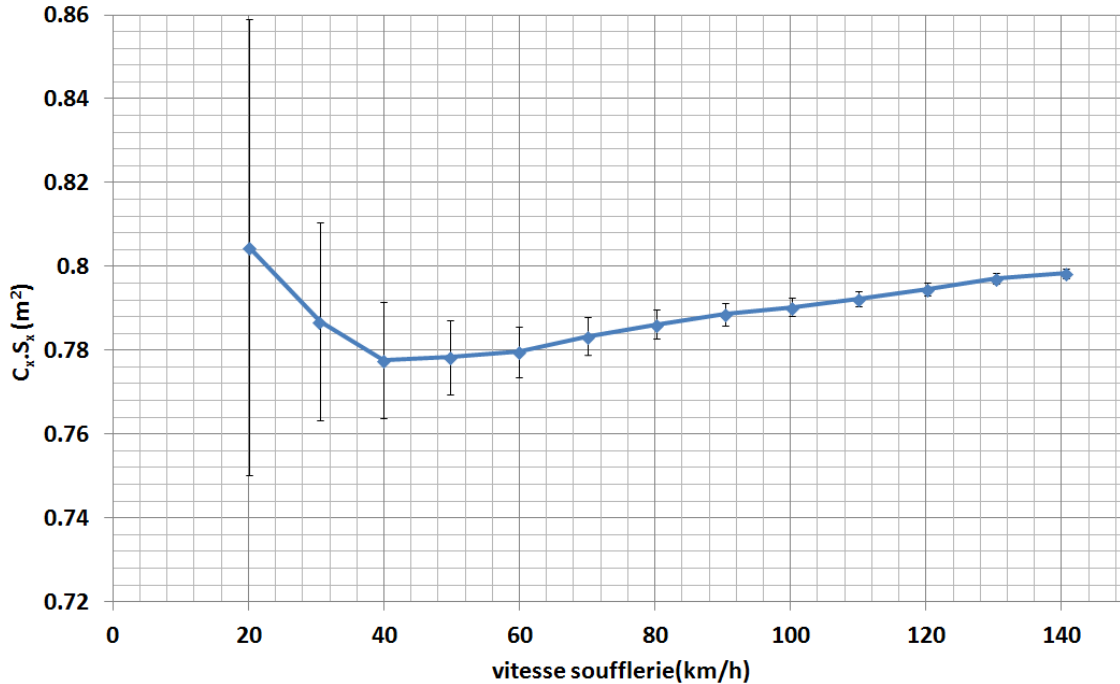


Figure 5.11 Coefficient de traînée $C_x \cdot S_x$ du P09 en fonction de la vitesse véhicule.

et l'indexation des points de pression sont donnés en annexe A.2.1. On présente à la figure 5.12 l'évolution des coefficients de pression (C_p) en fonction de la vitesse véhicule pour des zones caractéristiques. Sur le capot (pièce la plus longue du tri-cycle) on remarque l'effet important de la transition laminaire turbulent sur les trois premiers paliers de vitesse puis les valeurs de C_p tendent à se stabiliser. Sur le garde-boue avant, on observe sur certaines prises de pression d'importantes variations en fonction de la vitesse montrant les modifications de l'écoulement. Dans la conduite d'alimentation de l'échangeur gauche, on peut observer le déplacement de la zone de recirculation, car le C_p du point 16 change de signe. Enfin, sur des zones telles que le pare-brise et les panneaux latéraux (point 11 et 28), on constate que le changement de régime d'écoulement et l'augmentation de vitesse ont peu d'influence sur le C_p . L'ensemble des C_p en fonction de la vitesse est donné en annexe A.2.2.

L'analyse des données obtenues par l'accéléromètre placé sur le casque du pilote montre une sollicitation aérodynamique à large spectre sur le casque. Sur la figure 5.13, on observe que les fréquences les plus énergétiques sont entre 0 et 20 Hz. On observe ensuite une répartition quasi homogène de la densité auto-spectrale sur X jusqu'à 180 Hz, jusqu'à 80 Hz sur Y et jusqu'à 100 Hz sur Z. Les directions des

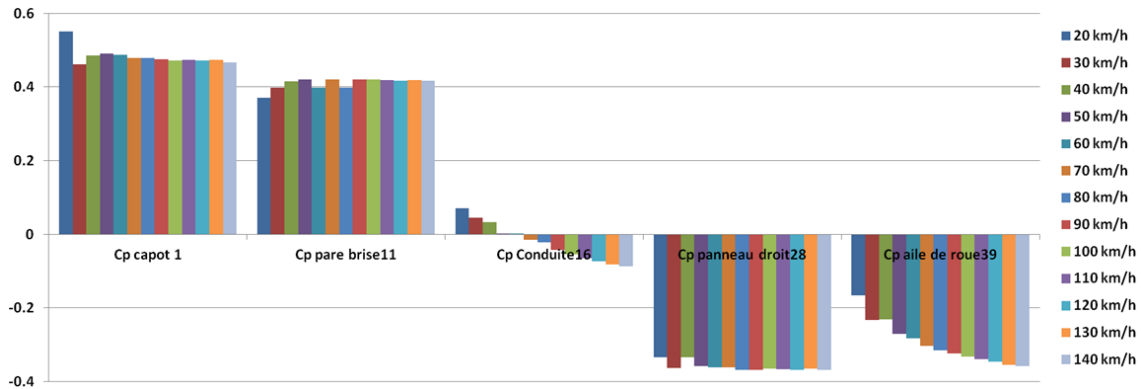


Figure 5.12 Coefficient de pression du P09 en fonction de la vitesse véhicule.

axes de l'accéléromètre ont été présentées à la figure 5.6(a) précédemment. Les pics principaux observés sur l'axe X sont aux fréquences de 7 et 16 Hz ; sur Y à haute vitesse de 6, 10 et 16 Hz ; sur Z de 6 Hz et un plateau entre 16 et 19 Hz, sachant que la résolution fréquentielle utilisée est de 1 Hz pour la présentation des résultats. On a augmenté cette résolution pour voir si certains pics de fréquence ressortent davantage, mais cela ne fait que rendre le signal visuellement plus bruité, car aucune fréquence ne ressort fortement. On ne peut conclure sur des fréquences purement liées à l'aérodynamique car l'accéléromètre est placé sur le casque, on mesure donc la réponse de la structure mécanique à la sollicitation aérodynamique. L'analyse des spectres laisse à penser que les pics de fréquences qui sont stables en fonction de la vitesse sont liés aux différents modes de la structure. Lorsque les pics se déplacent en fonction de la vitesse cela indique que la sollicitation aérodynamique évolue et sollicite d'autres modes structuraux mais on ne peut pas conclure sur l'évolution de la sollicitation aérodynamique à proprement parler, de plus amples analyses sont présentées pour l'aile de roue du véhicule référence.

- Caractérisation du point de transparence

Le point de transparence d'un ventilateur se définit par le point de débit maximal du ventilateur pour une variation de pression nulle ($\Delta P = 0$). Pour définir ce point, on réalise deux tests par palier de vitesses, l'un avec le ventilateur à l'arrêt et l'autre avec le ventilateur en fonction avec une tension imposée de 12 V DC. Il n'y a qu'un ventilateur sur l'échangeur de gauche et tous les échangeurs sont instrumentés d'un anémomètre à moulinet. Après post-traitement des paliers de vitesses, on obtient le débit massique à travers les anémomètres en fonction de la vitesse du véhicule, (figure 5.14(a)). Les indices de la figure 5.14(a) correspondent à : D = droit ; G =

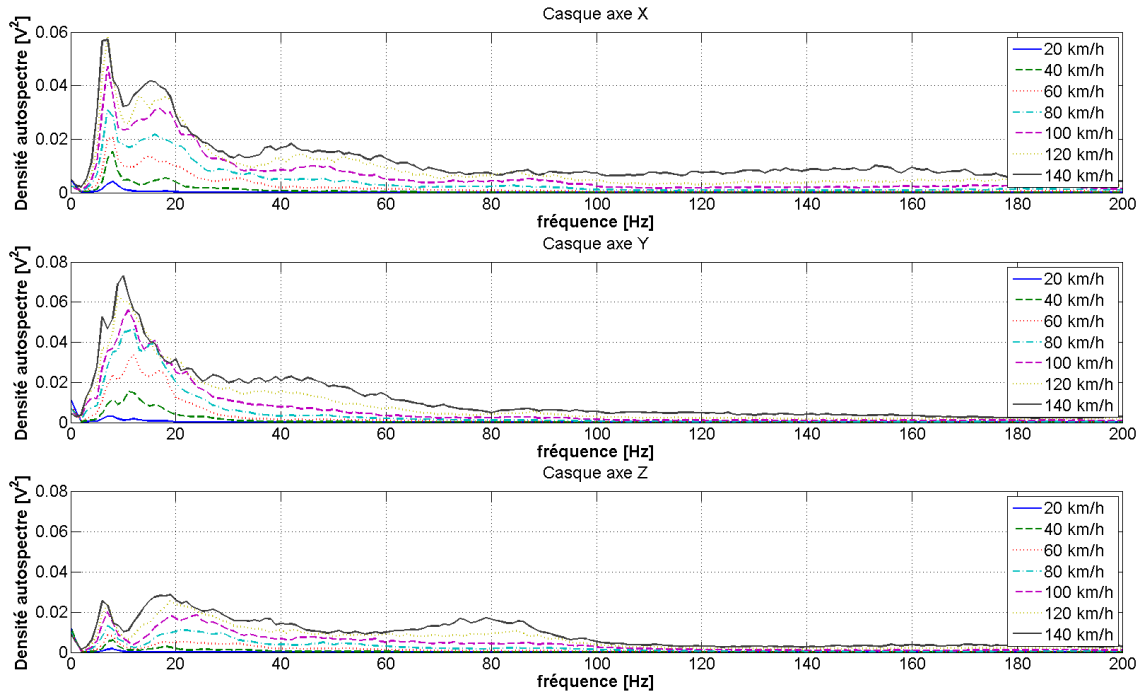
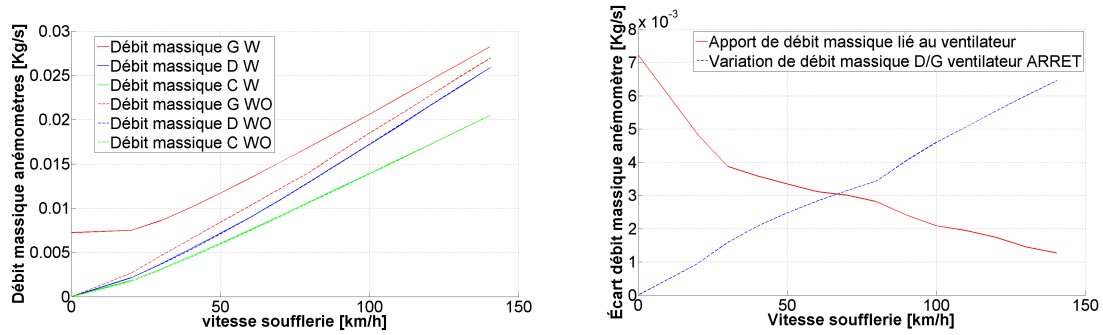


Figure 5.13 Densité auto-spectrale des accélérations sur le casque en X, Y et Z.

gauche ; C = centre et W = avec ventilateur ; WO = sans ventilateur. On constate que les deux essais se répètent très bien car les données des anémomètres de droite et du centre se superposent parfaitement entre les essais avec ou sans ventilateur alors qu'ils n'en sont pas équipés. L'apport de débit massique du ventilateur traversant l'anémomètre se constate aisément par la différence entre les courbes en trait rouge plein et en trait tiret rouge. On remarque aussi que les courbes ne se croisent pas comme on pourrait s'y attendre. Bien que l'apport de débit massique diminue avec l'augmentation de la vitesse, le ventilateur continue à apporter de l'énergie à l'écoulement même à 140 km/h. On constate également un débit massique plus important du côté du ventilateur (gauche) que du côté droit même lorsque le ventilateur n'est pas actif ; cela s'explique par la présence du ventilateur lui-même, qui crée une restriction de section et donc une accélération de l'écoulement dans la section libre. Les variations de débit massique liées à la mise en fonction et à la présence du ventilateur sont illustrées à la figure 5.14(b).

Si on extrapole les courbes de débit massique obtenues pour rechercher le point de transparence, on aboutit à une valeur de vitesse du véhicule aberrante de 320 km/h pour arriver au point de transparence. Ce résultat implique également de faire l'hy-



(a) Débit massique traversant les anémomètres (b) Variation de débit massique liée au ventilateur. avec et sans ventilateur.

Figure 5.14 Analyse des données des anémomètres pour l'identification du point de transparence.

pothèse que la topologie de l'écoulement ne varie pas, ce qui est absurde, car le ventilateur n'est pas testé dans une conduite forcée. On en conclut que pour caractériser le point de transparence du groupe de refroidissement efficacement, il serait bon de le placer dans une conduite fermée dans laquelle on contrôle l'écoulement.

Les mesures sur les anémomètres ne représentent qu'une partie de la section de l'échangeur. Extrapoler les valeurs trouvées à la totalité de l'échangeur serait faux, car l'écoulement n'est pas homogène, comme l'ont confirmé les capteurs de pression placés dans la conduite qui mesurent des pressions complètement différentes entre les deux côtés de la conduite ainsi que des variations en fonction de la vitesse du véhicule. Cependant, on peut réaliser une dernière vérification concernant le point de transparence grâce aux points de pressions (32) et (34) percés dans le stator entre la sortie de l'échangeur et le plan d'entrée des pales. On obtient les variations de C_p présentées à la figure 5.15, sur laquelle on constate que le coefficient de pression avec ventilateur en marche n'a pas dépassé celui avec le ventilateur à l'arrêt. Le point de transparence n'est donc pas franchi, car la pression statique en entrée de ventilateur est inférieure à celle avec le ventilateur à l'arrêt, le ventilateur produit donc encore un Δ de pression.

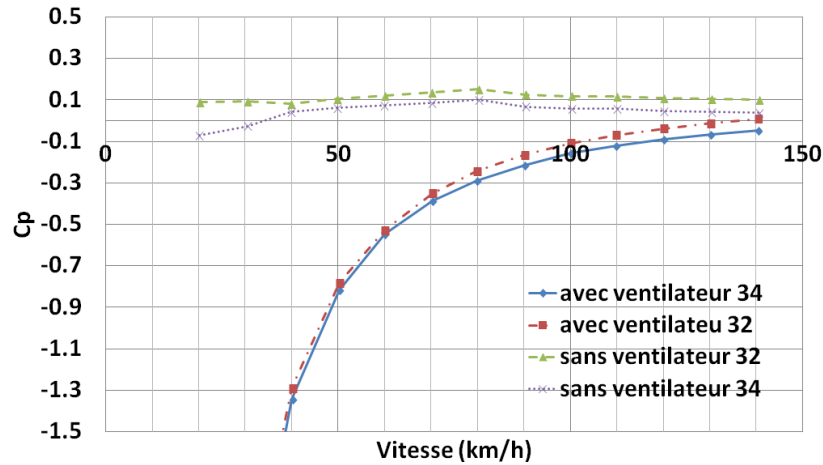


Figure 5.15 Coefficient de pression en entrée de ventilateur.

Véhicule référence

- Traînée interne du VR

De même que pour le P09, on obtient la traînée interne du VR et les variations des coefficients $C_x \cdot S_x$ caractérisant la traînée sont de 0.84 % à 50 km/h et de 0.36 % à 100 km/h. Les conclusions sont les mêmes que pour le P09 et sont encore plus probantes, car les valeurs de traînée interne sont encore plus faibles, (figure 5.16). On en conclut que les optimisations aérodynamiques à apporter au véhicule référence doivent se faire prioritairement sur l'aérodynamique externe.

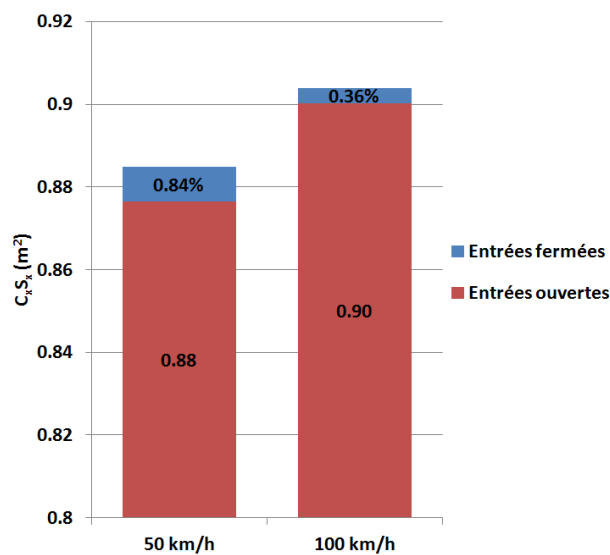


Figure 5.16 Traînée interne du VR.

- Traînée du VR en fonction de la vitesse véhicule

Le coefficient de traînée $C_x.S_x$ est obtenu et présenté en fonction de la vitesse du véhicule, (figure 5.17). On observe les limites du coefficient de traînée $C_x.S_x$ allant de 0.844 m^2 à 0.905 m^2 soit une variation de 7.2% par rapport à la valeur minimum, la variation est trois fois plus importante que sur le P09. Le coefficient $C_x.S_x$ ne peut donc pas être considéré constant pour les calculs de consommation énergétique du véhicule. On remarque aussi que la courbe n'a pas le même profil que sur le P09. La grande fluctuation observée à basse vitesse sur le P09 laisse place à une légère baisse (0.7%) entre 20 et 30 km/h suivis d'une forte augmentation (6.6%) jusqu'à 80 km/h environ sur le VR, au-delà de 80 km/h, on observe une tendance asymptotique du coefficient de traînée.

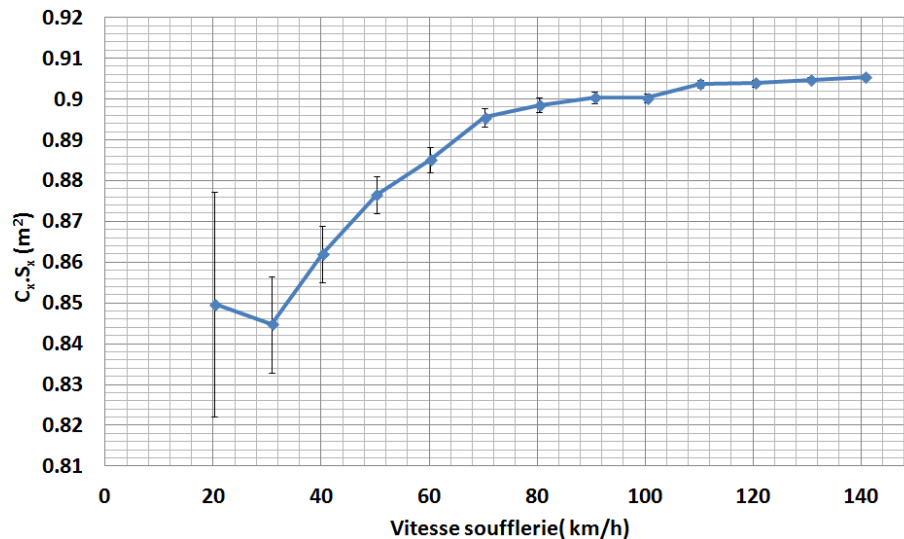


Figure 5.17 Traînée en fonction de la vitesse du VR.

On analyse les données de l'accéléromètre placé sur le casque du pilote. Après traitement, on obtient les densités auto-spectrales sur chaque axe de l'accéléromètre, (figure 5.18). On observe les mêmes tendances que sur le P09, la majorité du spectre se concentre entre 0 et 100 Hz sur chacun des axes. Sur l'axe X on observe un premier pic stationnaire à 8 Hz et un second à 17 Hz, on voit également un troisième pic de fréquence qui n'apparaît qu'à haute vitesse à la fréquence de 25 Hz. Ces trois pics sont probablement des harmoniques de la structure, car ils sont indépendants des variations aérodynamiques liées au changement de la vitesse. On observe également une augmentation de la puissance dans la bande de fréquence entre 20 et 40 Hz. Sur l'axe Y, on observe deux pics, un fondamental à 9 Hz et le premier harmonique à 18 Hz. L'axe Z est moins énergétique que les deux autres et ne présente

que deux pics à 6 et 17 Hz, on observe également une modification de la forme de la densité spectrale à haute vitesse. On remarque que l'axe de l'écoulement (X) est le plus énergétique, suivi par l'axe gauche-droite (Y) qui est 25 % moins puissant et enfin l'axe haut/bas (Z) qui représente la moitié de la puissance observée sur l'axe de l'écoulement, X. On constate également que contrairement aux attentes, la puissance globale mesurée par l'accéléromètre sur le casque est supérieure sur le VR en comparaison du P09 avec des puissances respectives de 0.4545 V^2 et 0.4001 V^2 . Le casque du pilote subit globalement plus de vibrations sur le VR alors qu'il présente une meilleure protection au vent. Il faut toutefois se rappeler que l'on mesure la vibration du casque qui est accroché sur le mannequin. L'augmentation des vibrations du casque peut aussi être due aux vibrations du pilote transmises au casque. On peut uniquement conclure que la sollicitation aérodynamique évolue en fonction de la vitesse du véhicule, car les modes structuraux sollicités varient. Pour conclure sur la sollicitation aérodynamique, une étude de l'écoulement instationnaire incident, de la réponse structurelle et de l'écoulement aval serait nécessaire pour une analyse complète du couplage fluide/structure autour du pilote.

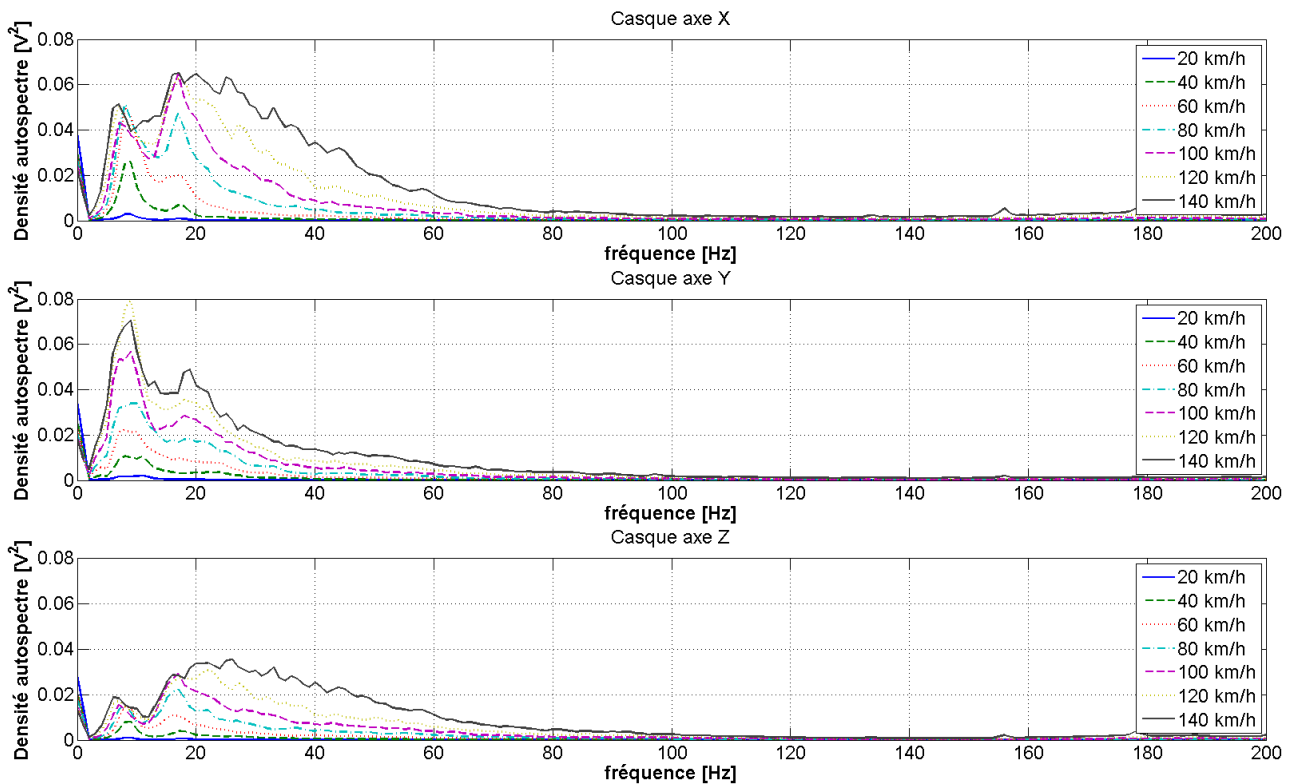


Figure 5.18 Densités auto-spectrales sur le casque fonction de la vitesse du VR.

Les accélérations sur l'aile de roue sont mesurées et traitées sur les axes X et Y, on les présente à la figure 5.19. On observe des pics de fréquence sur X à 24, 43, 62 et 77 Hz. On remarque aussi que la puissance est distribuée sur un plateau jusqu'à 250 Hz et les plus hautes fréquences sont également sollicitées. Sur l'axe Y on observe deux pics à 44 et 63 Hz ainsi qu'un plateau allant jusqu'à 140 Hz, au-delà la densité fluctue légèrement, mais la puissance se répartit jusqu'aux 1000 Hz étudiés. L'accéléromètre est placé sur l'aile de roue, le constat est donc le même que sur le casque ; on mesure la réponse de la structure à la sollicitation aérodynamique et là encore on constate que la sollicitation fluctue en fonction de la vitesse puisque la réponse évolue. Pour connaître les modes purement structuraux de l'aile de roue, on réalise une analyse modale de l'aile avec un marteau de choc et un accéléromètre replacé à la même position que pendant les essais en soufflerie. On utilise le Système LMS pour l'analyse et le traitement des données, on échantillonne jusqu'à 2048 Hz avec une résolution fréquentielle de 0.5 Hz, différents embouts de frappe sont testés pour s'assurer qu'on sollicite correctement la structure. On frappe avec un embout en caoutchouc qui permet d'avoir une puissance de la réponse impulsionnelle ne diminuant pas plus de 10 dB sur la plage 0 – 200 Hz avec une bonne cohérence. On frappe suivant les trois axes tel que dans les essais en soufflerie, sur Y (axe de l'écoulement) on frappe à côté de l'accéléromètre, sur Z (axe haut/bas) on frappe sur le haut de l'aile dans la direction Z de l'accéléromètre, sur X (direction gauche/droite) on frappe sur la partie plate à l'intérieur de l'aile. On obtient la réponse fréquentielle de la structure que l'on présente à la figure 5.20 par les fonctions de transfert du système. On précise également que l'aile a été démontée intégralement et certaines pièces ont été remplacées entre les essais en soufflerie et les essais structuraux, ce qui peut légèrement affecter les fréquences des modes observés. L'analyse fait ressortir des modes structuraux à 44, 55, 77 et 94 Hz qui correspondent aux modes observés lors des essais en soufflerie. Un mode observé en soufflerie n'est pas retrouvé dans l'analyse structurale, celui à 24 Hz traduisant une vibration importante sur l'axe X, on peut alors affirmer que ce pic de fréquence traduit une fréquence de sollicitation aérodynamique.

- Réduction de traînée liée aux jantes pleines

On installe des enjoliveurs sur les jantes du véhicule, ces enjoliveurs ont pour but de réduire la traînée générée par les roues à cause de l'écoulement à l'intérieur de la jante. L'enjoliveur bloque la quasi-totalité de l'écoulement à l'intérieur de la roue en conservant quelques ouvertures pour le refroidissement des freins, sa géométrie

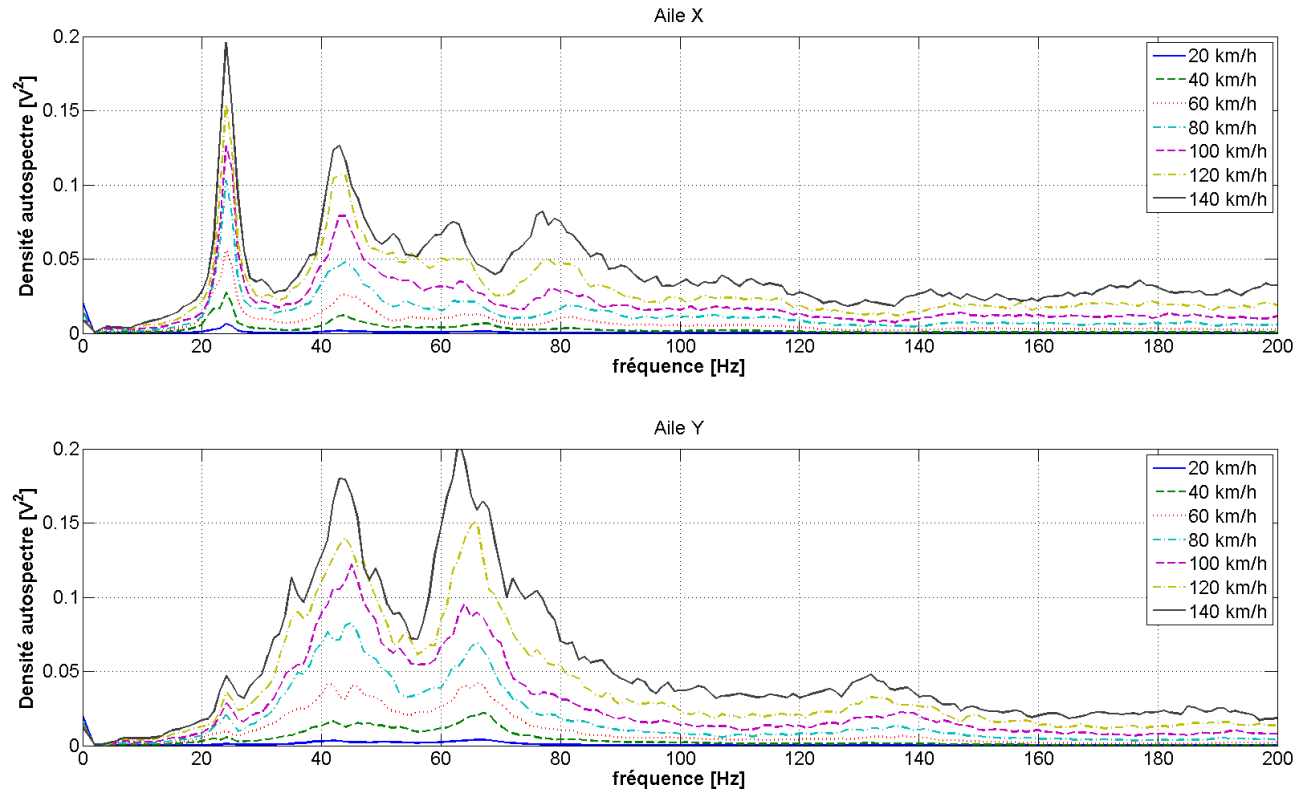


Figure 5.19 Densités auto-spectrales sur l'aile en fonction de la vitesse du VR.

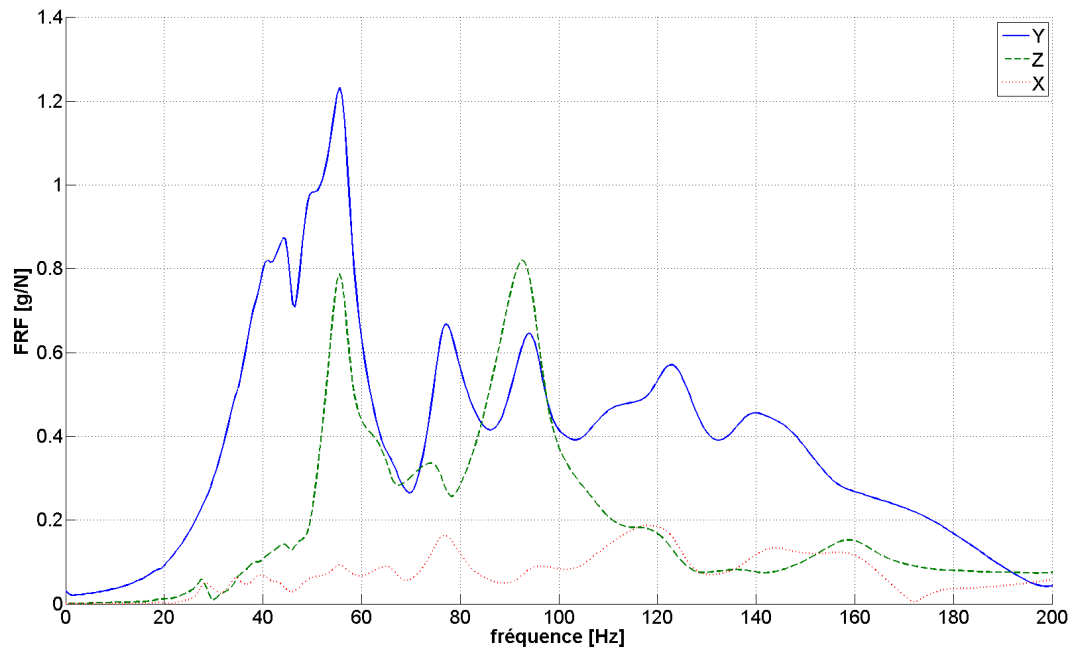


Figure 5.20 Fonction de transfert de la structure suivant les sollicitations sur les trois axes.

est présentée à la figure 5.21(a). On teste les enjoliveurs pour deux vitesses véhicule,

50 km/h et 100 km/h, les gains sur le coefficient $C_x.S_x$ sont présentés à la figure 5.21(b). Le pourcentage d'amélioration est calculé par rapport au véhicule dans la configuration testée pour la caractérisation de la courbe de $C_x.S_x$ en fonction de la vitesse sur le VR avec le pare-brise en position basse. On constate un gain significatif de 2.83 et 4.55 % du $C_x.S_x$ lié aux enjoliveurs à 50 et 100 km/h, cette amélioration est significative.



(a) Géométrie de l'enjoliveur.

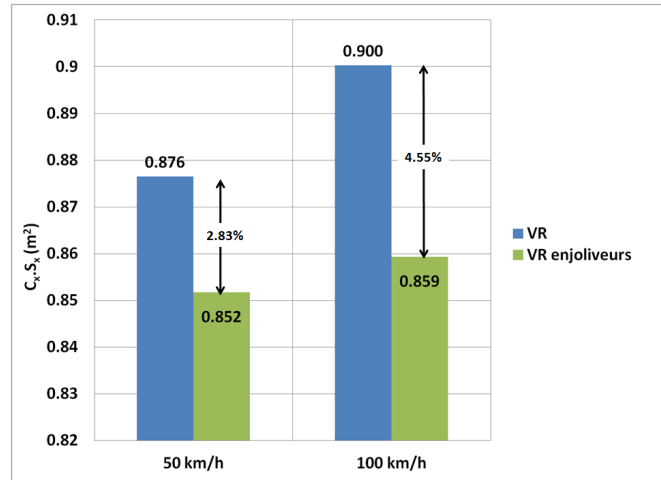
(b) Variation du $C_x.S_x$ dû à l'ajout d'enjoliveur.

Figure 5.21 Géométrie (a) et évolution du coefficient $C_x.S_x$ (b) avec un enjoliveur.

- Réduction de traînée liée aux ailes de roues couvrantes

Suite aux optimisations proposées par [Driant, 2012] sur les roues des tricycles, on a poursuivi les investigations sur la réduction du $C_x.S_x$ liée aux roues lors de la phase d'optimisation topologique comme on peut l'observer sur les géométries des configurations #2 à #6 présentées dans le chapitre 4. Les ingénieurs et concepteurs du projet ont utilisé ces concepts aérodynamiques pour concevoir une aile de roue fonctionnelle permettant l'ensemble des mouvements des suspensions et de braquage. Pour améliorer la rigidité de l'aile de roue, un attachement au moyeu central de la roue par l'extérieur est utilisé. L'attachement au moyeu central évite des raidisseurs coûteux en poids et qui augmentent la surface frontale, on réduit ainsi la surface frontale des ailes de roues au minimum en se collant au plus près du pneu. L'aile de roue couvrante est illustrée à la figure 5.6(c). La réduction du $C_x.S_x$ apportée par ces ailes de roues est présentée à la figure 5.22 et elle représente 4.9 % à 50 km/h allant jusqu'à 6.41 % à 100 km/h uniquement grâce aux ailes de roues.

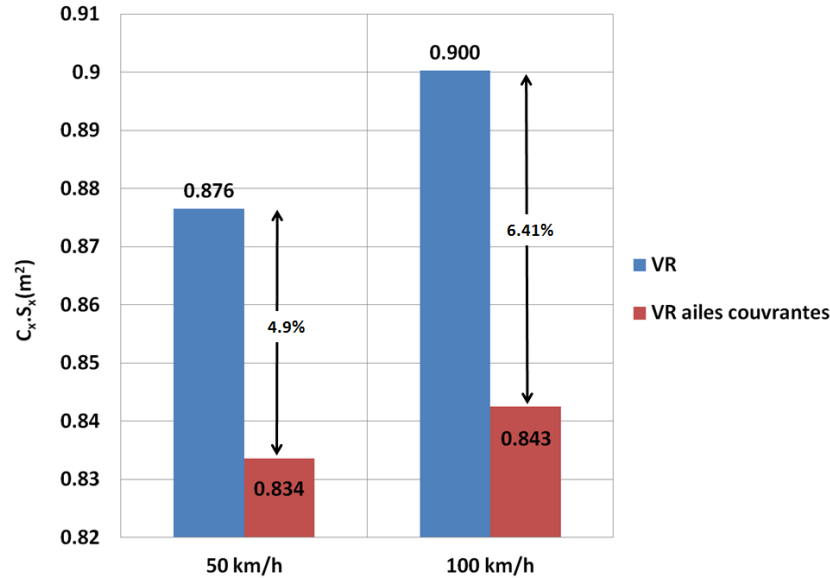


Figure 5.22 Variation du $C_x.S_x$ due à l'ajout d'ailes couvrantes.

Les améliorations liées à l'aile de roue ne s'arrêtent pas là, car les mesures d'accélération ont également permis de constater une diminution d'un facteur trois de la puissance vibratoire globale sur l'axe de l'écoulement. Les axes de l'accéléromètre sont présentés à la figure 5.6(c) et les résultats sont présentés en densité auto-spectrale à la figure 5.23. On observe dans la densité auto-spectrale des pics de fréquences à 40, 62 et 90 Hz et on remarque que le pic à 62 Hz est également présent sur l'aile de roue stock aussi bien en soufflerie que lors des essais structuraux. Le pic à 90 Hz est lui aussi présent dans les essais structuraux. Ces deux derniers modes sont donc probablement indépendants de l'aile de roue elle-même et proviennent de la structure du véhicule.

- Validation de la variation de traînée liée à la suppression des gardes-boues avants
 Pour réaliser l'optimisation topologique, on a validé le modèle CFD sur son aptitude à prédire les variations du coefficient de traînée $C_x.S_x$ entre deux configurations. Pour réaliser cette variation de traînée expérimentalement, [Hassen, 2010] avait supprimé les ailes de roues du véhicule sport. On procède de même pour le véhicule référence, les résultats obtenus permettront de valider les capacités de prédiction relative du $C_x.S_x$ des modèles CFD. Cette variation de géométrie est testée à 100 km/h et on obtient un $\Delta C_x.S_x$ de 0.4758 m² soit une variation relative de 4.89 %. On constate que l'ajout d'un enjoliveur améliore autant la traînée que de supprimer l'aile de roue. On remarque également que les ailes de roues couvrantes permettent un gain aéro-

dynamique supérieur en comparaison de la suppression des ailes de roues standards malgré l'augmentation de surface frontale qu'elles génèrent.

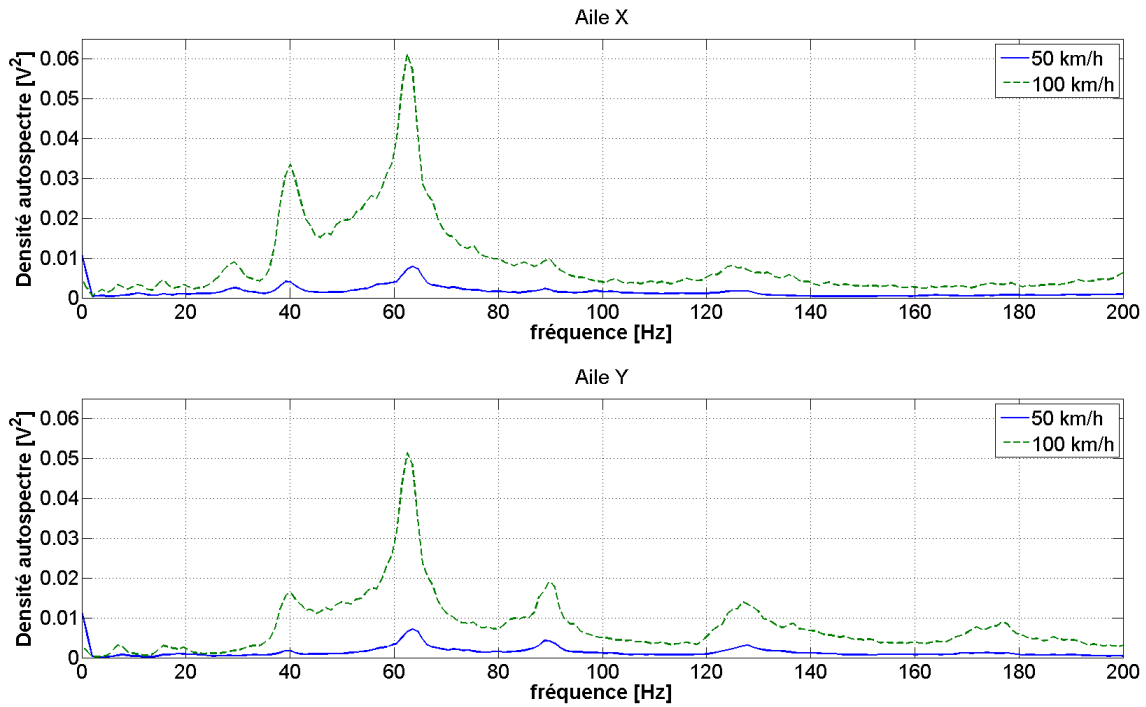


Figure 5.23 Densités auto-spectrales sur l'aile couvrante du VR à 50 et 100 km/h.

- Influence de la position du pare-brise sur l'écoulement

Pour caractériser la protection au vent du pilote et l'influence de la position du pare-brise sur le VR, on réalise un test à 100 km/h avec le pare-brise en position haute. On mesure une augmentation du $C_x \cdot S_x$ de 4.73 % entre la position basse et haute du pare-brise. On en conclut que la protection au vent du pilote se traduit par un coût important sur la traînée du véhicule. L'accéléromètre placé sur le casque montre également que l'amélioration de la protection au vent du pilote n'engendre pas de réduction des accélérations mesurées, car la puissance globale des signaux entre le pare-brise en position haute et basse est identique. On compare les densités auto-spectrales à la figure 5.24 et on constate qu'il y a peu de variations des accélérations mesurées sur le casque en fonction de la position du pare-brise.

- Influence du mannequin

L'un des objectifs des essais en soufflerie est de valider les modèles numériques le plus précisément possible. Pour se faire, on réalise un test avec le véhicule sans pi-

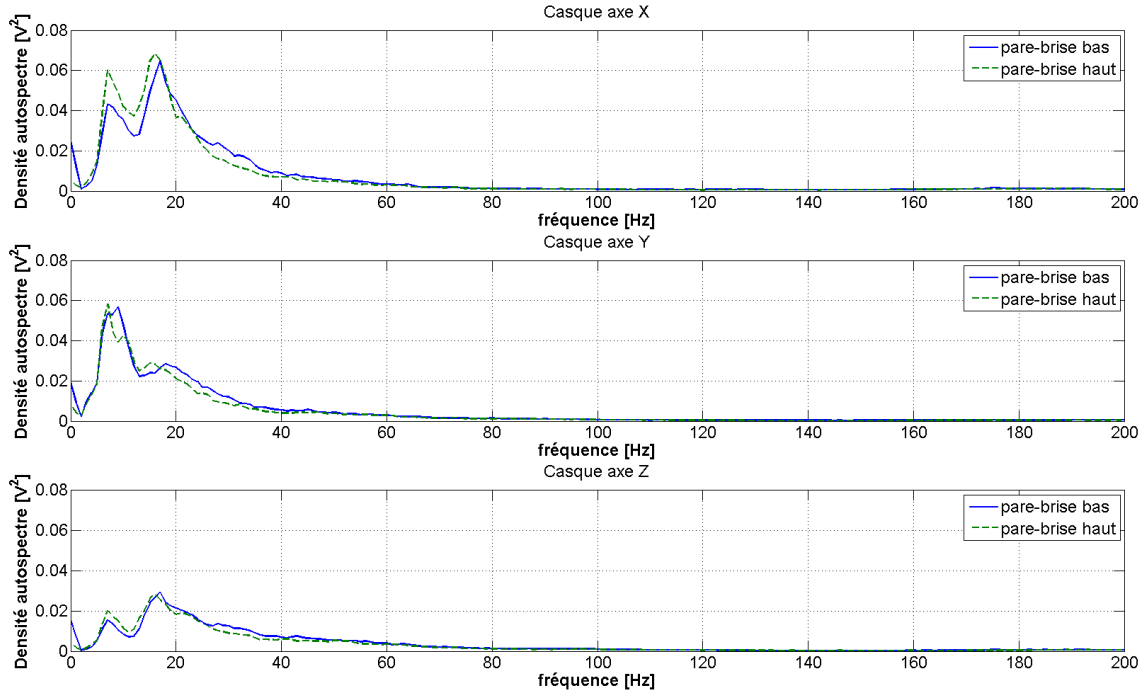


Figure 5.24 Densités auto-spectrales pour les deux positions de pare-brise à 100 km/h.

lote de 20 km/h à 140 km/h par palier de 10 km/h. Ce test permet d'éliminer toute incertitude géométrique pour la construction des modèles numériques, car la géométrie du véhicule est parfaitement définie par l'industriel en CAO. Par contre, le pilote est recréé pour représenter le mannequin au plus proche des mesures que l'on a prises mais il demeure une incertitude géométrique lorsque le pilote est présent. On constate que l'absence de pilote modifie drastiquement la forme de la courbe de $C_x.S_x$ en fonction de la vitesse, (figure 5.25). La première constatation est que le $C_x.S_x$ varie très peu, $\Delta C_x.S_x = 0.0148 \text{ m}^2$ par rapport au $\Delta C_x.S_x$ avec pilote de 0.061 m^2 . On remarque la plus importante variation de $C_x.S_x$ entre 20 et 40 km/h que l'on peut expliquer par les effets liés au régime d'écoulement. Enfin, on observe que plus la vitesse augmente moins le pilote a d'impact sur le coefficient de traînée, car les deux courbes convergent à 140 km/h.

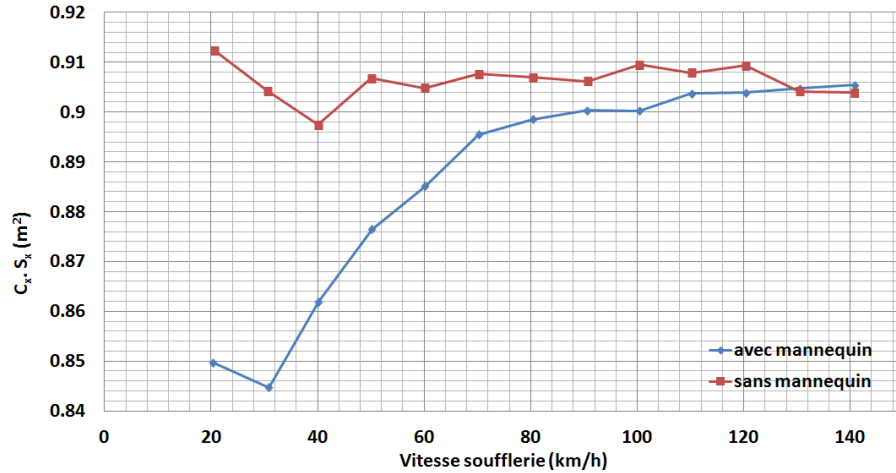


Figure 5.25 Traînée en fonction de la vitesse du VR avec et sans mannequin.

- Influence de l'angle de lacet sur les forces aérodynamiques

On caractérise l'influence de l'angle de lacet sur le coefficient de traînée du véhicule sans mannequin. On réalise un balayage de l'angle de lacet de $+30^\circ$ à -30° avec un incrément de 5° sous une vitesse constante de 100 km/h, (figure 5.26). Cet essai confirme l'une des hypothèses de base dans la construction des modèles CFD : l'écoulement autour du véhicule ne peut pas être considéré comme symétrique, car comme on l'observe à la figure 5.26, la traînée n'évolue pas de la même façon en fonction du signe de l'angle de lacet, l'écoulement est donc asymétrique.

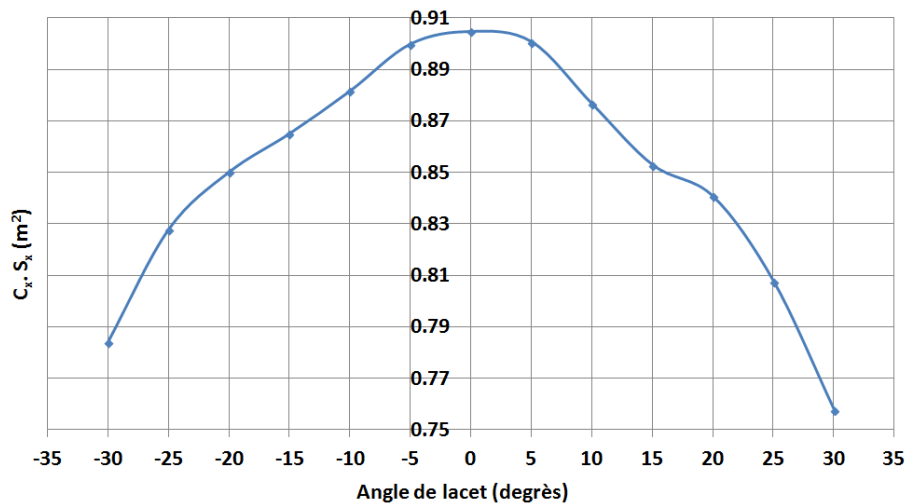


Figure 5.26 Traînée en fonction de l'angle de lacet du VR sans mannequin à 100 km/h.

5.1.4 Conclusion des essais

Les essais en soufflerie permettent d'une part de connaître l'évolution de la traînée des véhicules en fonction de la vitesse, ce qui va permettre de raffiner les modèles de prédiction de consommation grâce aux données obtenues expérimentalement. On a mesuré la réduction réelle de traînée des enjoliveurs et des ailes de roues couvrantes et on a atteint jusqu'à 6.41 % de réduction de traînée. On a mesuré l'influence de la position du pare-brise sur les vibrations perçues sur le casque du pilote et vérifié l'amélioration du confort.

D'autre part, on dispose maintenant des données de pression et de force pour la validation des modèles CFD. On a validé que l'hypothèse de symétrie n'est pas juste pour un tricycle comme le VR. On a obtenu une caractérisation du point de transparence du véhicule P09 afin de valider les modèles développés dans le chapitre 4. On poursuit l'étude par la validation des modèles numériques et la caractérisation de l'influence de certains paramètres des modèles.

5.2 Validation des modèles numériques

Les essais expérimentaux réalisés sur les véhicules P09 et VR ont apporté beaucoup d'informations sur l'aérodynamique autour de ces deux véhicules. On va maintenant chercher à confronter le modèle numérique utilisé jusque-là avec ces résultats. On commence la validation avec le véhicule de référence car sa géométrie est parfaitement connue. On validera aussi le modèle numérique sur le P09 car c'est sur ce véhicule que l'on réalise l'optimisation paramétrique.

5.2.1 Véhicule référence numérique

On débute la validation du modèle numérique avec le cas test du VR sans pilote, car le pilote est la source d'une incertitude géométrique importante. On commence par présenter la construction du modèle numérique et les hypothèses qui lui sont associées. On réalise ensuite une analyse de la sensibilité du maillage suivant les caractéristiques de résolution volumique et surfacique. On teste l'impact des modifications des propriétés de porosité sur l'écoulement global et local autour des échangeurs. On ajoute ensuite le pilote et on observe les modifications qu'il induit sur l'écoulement autour du véhicule. On caractérise

enfin les capacités du modèle numérique à prédire les variations de traînée liées aux changements de configuration sur les ailes de roues et les enjoliveurs.

Construction et hypothèses du modèle numérique

La construction du modèle suit globalement les mêmes étapes que celles présentées dans le chapitre 3. On apporte des modifications dans la simplification géométrique. On conserve plus de pièces ainsi que les câbles et gaines électriques les plus importants dimensionnellement. On obtient alors un modèle numérique avec un total de 49 surfaces dissociées. Cette augmentation du nombre de sous-ensembles permet de contrôler plus finement la discrétisation surfacique. Les conditions aux limites du modèle ne sont pas les mêmes que précédemment, car on reproduit les conditions de la soufflerie du CNRC. On modélise en CAO le tunnel de la soufflerie et on ne prend pas en compte le convergent et le divergent puisqu'on ne connaît pas les propriétés de l'écoulement dans ces deux parties du tunnel. On reproduit toutes les aspérités du sol et on divise le sol en plusieurs surfaces pour pouvoir appliquer les conditions aux limites adéquates. Le sol du domaine numérique commence par une première surface représentant les dimensions des plaques d'aspiration de la couche limite, la condition numérique pour cette zone est une condition de glissement. On fait l'hypothèse que la condition de glissement permet de reproduire l'effet de l'aspiration de la couche limite. Pour vérifier cette hypothèse, on utilise les données présentées par [Larose *et al.*, 2001] et on vérifie l'épaisseur de couche limite estimée en CFD. Pour une simulation à 140 km/h, on obtient une épaisseur de 4.5 mm de couche limite à la position de mesure présentée dans [Larose *et al.*, 2001] suivant la règle des 99% de la vitesse uniforme. Dans l'essai à 140 km/h, le système d'aspiration de couche limite tourne à 824 rpm, en interpolant dans la table de résultat fournie à la figure 7 de [Larose *et al.*, 2001], on obtient une épaisseur de couche limite d'environ 4.2 mm. On considère donc l'hypothèse de glissement sur la condition aux limites de la zone d'aspiration valable. La zone autour du véhicule permet de faire un raffinement de la couche limite pour avoir une bonne résolution des effets de sol autour du véhicule. La condition aux limites sur les autres surfaces du domaine est un mur adhérent. Les plaques de support sous les roues étant reliées à la balance, elles sont dissociées afin d'estimer les forces aérodynamiques qu'elles subissent. Les dimensions et conditions aux limites appliquées dans la section d'essai et sur le véhicule sont présentées à la figure 5.27. On ne modélise pas les barres de blocage de suspension servant à assurer le contrôle de l'assiette du véhicule et on ne modélise pas non plus le bloc métallique servant de butée à la roue arrière car il n'est pas dans l'écoulement. L'impact des deux simplifications précédentes sera quantifié par la suite. L'assiette du véhicule est prise en compte

lors de la construction du domaine représentant la soufflerie grâce aux mesures des rayons sous charges des pneus lorsque le véhicule est en place pour les essais. On estime que les bandages en caoutchouc que l'on a mis sur les roues sont suffisants pour qu'en simulation les roues soient parfaitement lisses. On crée des blocs poreux pour représenter le faisceau des échangeurs et on adapte la géométrie des réservoirs et du ventilateur pour éviter les problèmes de maillage.

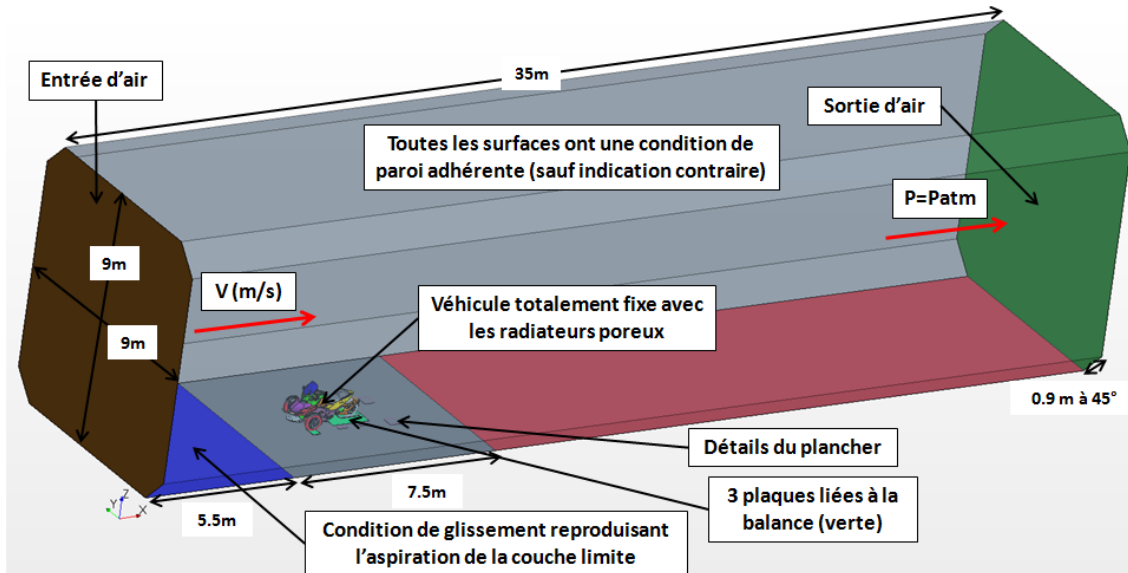


Figure 5.27 Géométrie CAO et conditions aux limites du modèle numérique.

En tenant compte de ces simplifications et hypothèses, on construit un modèle de simulation que l'on raffine en fonction des zones rencontrant des problèmes de maillage ou ayant une mauvaise définition de surface. On obtient un modèle de simulation satisfaisant numériquement, car les résidus convergent correctement, la conservation de la masse est assurée entre l'entrée et la sortie de la soufflerie et les valeurs singulières telles que la force de traînée et les débits massiques à travers les échangeurs ne varient pas entre deux itérations. On réalise alors une étude de la sensibilité du maillage sur le modèle initial du VR dans les conditions de test de la soufflerie du CNRC.

Modèle initial

Le modèle initial comprend 40.7 millions de mailles avec une dimension d'échelle globale de 700 mm sur les parois de la soufflerie et une dimension sur les surfaces les plus raffinées de 2.7 mm, ce qui correspond à une division de l'échelle globale de 2^8 pour respecter le maillage "trimmé". Les paramètres de résolution de la couche limite sont estimés par la

méthode présentée au chapitre 3 pour l'estimation de l'épaisseur de la première maille et de l'épaisseur de la couche limite. On choisit ensuite un nombre de couches de prisme en fonction de la qualité de résolution attendue et un ratio d'évolution de l'épaisseur des prismes pour rencontrer l'épaisseur de la première maille attendue. On place entre 1 et 4 prismes sur les surfaces internes du véhicule et entre 6 et 8 prismes sur les surfaces extérieures. On réalise l'étude sur le cas du tricycle VR sans pilote avec une vitesse de 140.73 km/h et une densité de l'air de 1.18 kg/m³, qui correspondent aux propriétés mesurées lors de l'essai. En utilisant les propriétés mesurées lors des essais dans les simulations CFD, on simplifie la comparaison et on évite les coefficients de correction. Dans ces conditions, on obtient une résolution de surface permettant d'avoir des valeurs de y^+ sur l'intégralité du véhicule entre 0 et 30 comme on le présente aux figures 5.28(a), 5.28(b) et 5.28(c). On constate que les valeurs de y^+ sur les panneaux de carrosserie restent inférieures à 12, ce qui assure une bonne résolution à la paroi. On remarque également sur la figure 5.28(c) que les valeurs de y^+ les plus importantes se localisent sur le sol et en dessous du véhicule (figure 5.28(a)) ; et plus particulièrement sur la plaque de protection sous la benne. L'accélération de l'écoulement était déjà présente sur le P09 et on l'a utilisée pour la configuration # 3 du chapitre 4.

On utilise les valeurs de ΔP du fournisseur d'échangeurs pour estimer les coefficients de porosité sur le radiateur à eau du VR, $P_{in} = 75 \text{ Kg/m}^4$ et $P_{visc} = 592 \text{ Kg/m}^3.\text{s}$. Pour le radiateur à huile, on ne possède pas les données fournisseur, donc on choisit une valeur arbitraire de $P_{in} = 20 \text{ Kg/m}^4$ et $P_{visc} = 200 \text{ Kg/m}^3.\text{s}$. La simulation donne une valeur de $C_x.S_x = 0.853 \text{ m}^2$ alors que la valeur mesurée expérimentalement est de 0.904 m^2 , ce qui correspond à une erreur relative sur la prédiction de la traînée de 5.6%.

On analyse également les résultats des coefficients de pression sur la surface du véhicule. Lors de ce test, un total de 43 capteurs de pression sont en fonction sur les 49 disponibles, car les capteurs de l'aile de roue ne sont pas connectés. Les résultats numériques sont comparés aux résultats expérimentaux à la figure 5.29. Les défauts d'étanchéité expérimentaux sont présentés de la façon suivante : 0, l'étanchéité est bonne ; -1, l'étanchéité présente une légère fuite ou le capteur n'était pas accessible pour la vérification (Cp19, Cp20). Les positions des capteurs sur le véhicule sont présentées en annexe A.2.3. On constate que le modèle est capable de prédire le coefficient de pression précisément sur la majorité des points de test, l'erreur quadratique moyenne est de 0.083. Cependant, les erreurs de prédiction sont plus importantes lorsqu'on est proche de zéro car ce sont des zones de transition. Il faut aussi se rappeler que la précision du scanner de pression est de $\pm 3.73 \text{ Pa}$ et

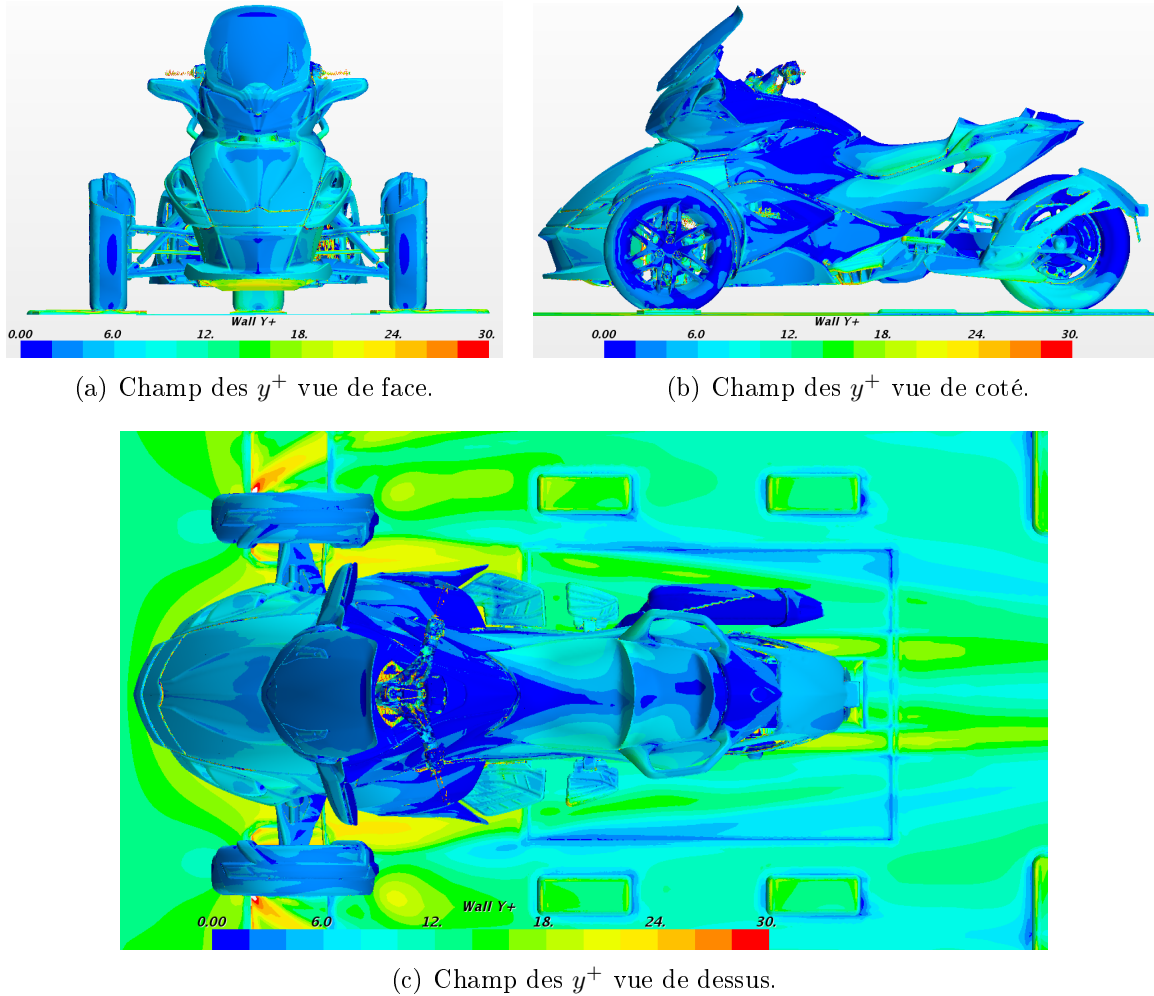


Figure 5.28 Champ d'épaisseurs à la paroi adimensionnelle y^+ sur les trois vues principales.

qu'il existe une incertitude de positionnement spatial de rayon 0-1.5mm. Ainsi, lorsqu'on regarde en détail la solution CFD, on constate dans les zones de fort gradient de pression que le coefficient de pression de la maille voisine (résolution de 2.7mm) est parfois plus proche du résultat expérimental que celui de la maille à la position théorique. Toutefois, des capteurs de pression restent problématiques pour la simulation tels que Cp16, Cp20, Cp27 et Cp34 à cause de leurs positions. Le problème principal dans la prédiction du coefficient de pression sur ces points est lié à leur proximité avec des changements brusques de géométrie. Ces changements de géométrie sont des arrêtes vives (Cp16 et Cp34) ou des jonctions de panneaux de carrosserie (Cp27) ou enfin des zones qui combinent ces deux problèmes (Cp20). Il faut aussi remarquer que l'étanchéité de Cp20 n'a pas pu être vérifiée et que celle de Cp27 présentait une fuite.

La comparaison du débit massique des anémomètres entre expérimentation et simulation est présentée au tableau 5.2. On remarque des erreurs relatives allant jusqu'à 36.4% dont on regardera la source par la suite. Pour l'instant, seule la tendance des zones de basses et hautes vitesses est respectée. Le positionnement des anémomètres sera présenté lors de leur analyse détaillée.

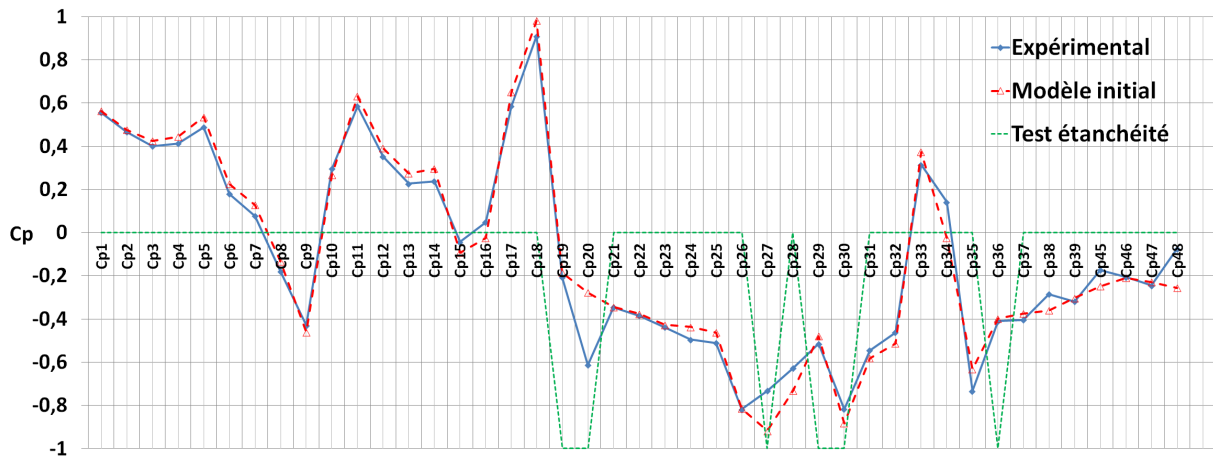


Figure 5.29 Comparaison des coefficients de pression, test étanchéité : 0 étanche ou légère fuite, -1 fuite ou non testé pour raisons d'accessibilités.

Anémomètres	1	2	3	4	5	6
Expérimental (kg/s)	3.22×10^{-2}	3.11×10^{-2}	2.70×10^{-2}	3.73×10^{-2}	3.66×10^{-2}	5.41×10^{-2}
Numérique (kg/s)	4.04×10^{-2}	3.88×10^{-2}	1.72×10^{-2}	4.12×10^{-2}	2.45×10^{-2}	6.34×10^{-2}
Erreur relative	25.1%	24.6%	36.4%	10.5%	33.2%	17.1%

Tableau 5.2 Comparaison des débits massiques des anémomètres.

On teste la capacité de prédiction du modèle initial en fonction de la vitesse du véhicule. On utilise le même modèle numérique que précédemment dans lequel on change uniquement la vitesse et la densité pour reproduire des conditions identiques à celles de la soufflerie. Ce test permet de quantifier la fiabilité du modèle en fonction de la vitesse et les résultats sont résumés dans le tableau 5.3. On observe une bonne stabilité du modèle initial en fonction de la vitesse, l'erreur sur le coefficient de traînée $C_x \cdot S_x$ ne varie que de 0.5% entre 20 et 140 Km/h. On remarque que la prédiction des coefficients de pression est plus précise à haute vitesse. Cette erreur s'explique par des erreurs locales encore plus importantes à basse vitesse sur les mêmes capteurs que ceux en erreur à haute vitesse et par une augmentation du pourcentage d'erreur expérimental. On constate que l'erreur sur le débit massique à travers les anémomètres varie en fonction de la vitesse. Les anémomètres placés dans les zones de plus bas débit (3 et 5) conservent une erreur importante,

peu importe la vitesse.

Vitesses (km/h)	20	50	70	100	140
$C_x.S_x$ Expérimental(m ²)	0.912	0.906	0.907	0.909	0.904
$C_x.S_x$ Numérique (m ²)	0.858	0.853	0.852	0.853	0.853
Erreur relative $C_x.S_x$	6.0%	5.9%	6.1%	6.2%	5.7%
C_p RMSE	0.176	0.111	0.130	0.085	0.084
Erreur anémomètre 1 (kg/s)	28.5%	3.6%	16.9%	19.1%	25.2%
Erreur anémomètre 2 (kg/s)	28.4%	5.7%	4.3%	12.1%	24.6%
Erreur anémomètre 3 (kg/s)	48.0%	46.2%	45.8%	43.4%	36.4%
Erreur anémomètre 4 (kg/s)	12.7%	4.7%	5.8%	10.4%	10.5%
Erreur anémomètre 5 (kg/s)	43.7%	31.5%	33.7%	28.1%	33.2%
Erreur anémomètre 6 (kg/s)	7.4%	14.8%	16.9%	21.2%	17.1%

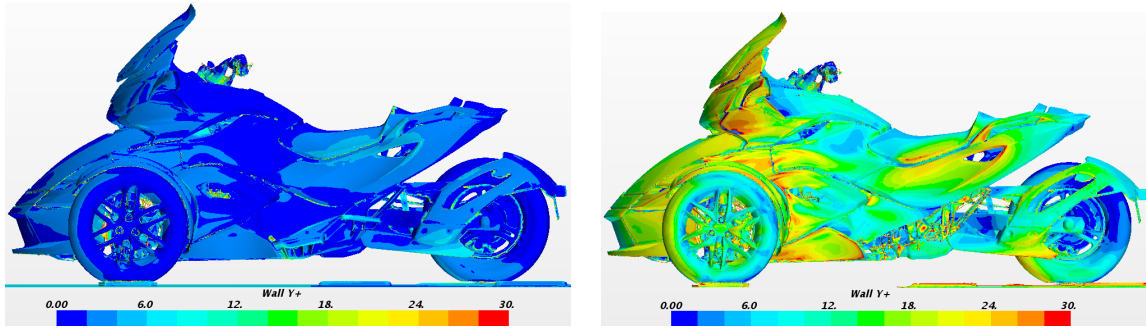
Tableau 5.3 Sensibilité du modèle initial en fonction de la vitesse.

Analyse de la sensibilité du maillage

On étudie la sensibilité du maillage du modèle initial décrit précédemment en analysant deux critères principaux : La sensibilité de la définition à la paroi y^+ (épaisseur de la première maille) et la sensibilité du modèle à l'échelle globale qui modifie la discrétisation surfacique et volumique. On fait varier chacun des critères indépendamment les uns des autres. On vérifie également l'impact de plusieurs propriétés du maillage comme la dimension et la forme des boites de raffinement ainsi que l'impact du ratio d'évolution volumique des mailles.

Pour tester la sensibilité de la définition à la paroi, on modifie le nombre de couches de prisme pour augmenter ou diminuer l'épaisseur de la première maille du modèle initial mais on ne modifie pas les paramètres d'épaisseur de couche de prisme totale et le ratio d'évolution de l'épaisseur des prismes. Le dé-raffinement correspond à une multiplication de l'épaisseur de la première maille par un facteur entre 1.5 et 2.5 selon les pièces et inversement pour le raffinement. Les modèles obtenus comportent 33.8 millions de mailles pour le modèle dé-raffiné et 44.6 millions de mailles pour le modèle raffiné. La figure 5.30(a) illustre les valeurs de y^+ obtenues sur le modèle raffiné et la figure 5.30(b) celles obtenues sur le modèle dé-raffiné. On constate que les variations d'un facteur entre 1.5 et 2.5 sont respectées. La sensibilité du modèle à l'épaisseur de la première maille sur le résultat de traînée est illustrée au tableau 5.4. On constate que le raffinement n'améliore pas la précision du modèle sur le calcul global de la traînée du véhicule. Cependant, un dé-raffinement entraîne une augmentation de l'erreur sur l'estimation de la traînée. En ce

qui concerne la prédiction des coefficients de pression (figure 5.31), on ne remarque pas de différence majeure entre les modèles raffiné, dé-raffiné et le modèle initial. Les différences se constatent localement, sur les positions des zones de décollement. L'erreur quadratique moyenne du modèle dé-raffiné et celle du modèle raffiné restent très proches de celle du modèle initial.



(a) Champ des y^+ vue de coté, modèle raffiné. (b) Champ des y^+ vue de coté, modèle dé-raffiné.

Figure 5.30 Champ d'épaisseurs à la paroi adimensionnelle y^+ en vue de coté sur les deux modèles de raffinement à la paroi.

	Expérimental	Modèle raffiné	Modèle initial	Modèle dé-raffiné
$C_x \cdot S_x$ (m ²)	0.905	0.852	0.852	0.821
Erreur relative $C_x \cdot S_x$	-	5.8%	5.8%	9.2%
Erreur RMS des C_p	-	0.096	0.083	0.077

Tableau 5.4 Sensibilité du modèle au changement d'épaisseur de la première maille.

On conclut que la discrétisation de maillage à la paroi est suffisante dans le modèle initial, car un raffinement supplémentaire n'apporte pas d'amélioration. Par contre, un dé-raffinement des parois a peu d'influence sur les coefficients de pression dans les zones mesurées mais il entraîne une augmentation de l'erreur sur la traînée de 3.4%. Pour trouver sa source, on compare les valeurs de traînée surface par surface. On remarque une variation globale de la traînée de frottement entre le modèle initial et le modèle dé-raffiné de l'ordre de 4.76%, qui s'explique par le dé-raffinement à la paroi. L'origine de l'augmentation de l'erreur sur la prédiction du $C_x \cdot S_x$ se retrouve dans une variation de 7% de la traînée de pression uniquement sur le sous-système roue, comprenant les roues, jantes et ailes de roue avant. La définition correcte de cette zone est donc vitale, car comme l'a montré [Driant, 2012] le système roue contribue pour près d'un tiers de la traînée totale du véhicule, un dé-déraffinement de ces surfaces complexes entraîne une erreur importante.

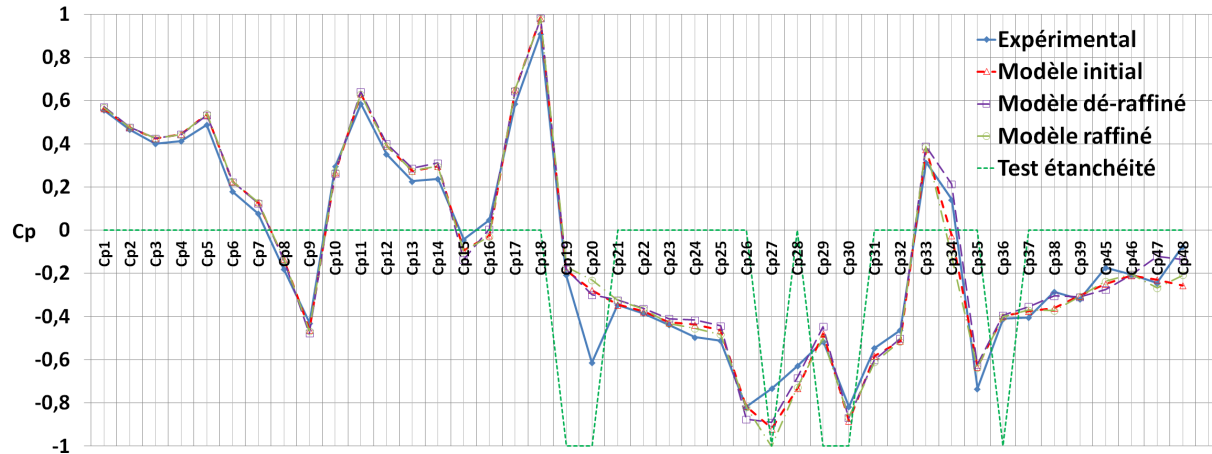


Figure 5.31 Coefficients de pression en fonction du raffinement à la paroi, test étanchéité : 0 étanche ou légère fuite, -1 fuite ou non testé pour raisons d'accessibilité.

On poursuit l'étude de la sensibilité du maillage en faisant varier l'échelle globale. La discrétisation surfacique est un pourcentage de l'échelle globale en 2^n pour respecter le maillage "trimmé". Une variation de l'échelle globale modifie donc la discrétisation surfacique et volumique, car les dimensions volumiques se basent sur les dimensions à la paroi. On teste cinq tailles d'échelle globale allant de 500 mm à 900 mm en faisant des variations de 100 mm. On obtient les résultats résumés dans le tableau 5.5 pour les coefficients de traînée. On constate qu'il n'y a pas de tendance claire qui ressort des résultats de traînée.

	Expérimental	500	600	700	800	900
Nombres de mailles (millions)	-	76.7	52.4	40.7	32.8	26.9
$C_x \cdot S_x$ (m ²)	0.905	0.852	0.856	0.853	0.855	0.855
Erreur relative $C_x \cdot S_x$	-	5.92%	5.43%	5.8%	5.55%	5.62%
Erreur RMS des C_p	-	0.084	0.088	0.083	0.145	0.141

Tableau 5.5 Sensibilité du modèle au changement d'échelle globale.

Lorsqu'on analyse l'évolution des coefficients de pression en fonction de l'échelle globale, (figure 5.32), on observe une augmentation de l'erreur de prédiction sur les points de pression dans les zones difficiles à mailler. L'augmentation des erreurs locales est due au lissage opéré par l'outil "Wrapper" de Star CCM+ qui casse les arrêtes et bouche les trous entre les panneaux de carrosserie. On constate également une augmentation de l'erreur quadratique moyenne lorsque l'échelle globale augmente, telle que présentée dans le tableau 5.5. On en conclut que la discrétisation à la paroi est bien plus importante que la discrétisation surfacique, car malgré de très grandes modifications de l'échelle globale, les résultats sur

la traînée restent stables et les coefficients de pression ne sont impactés que très localement.

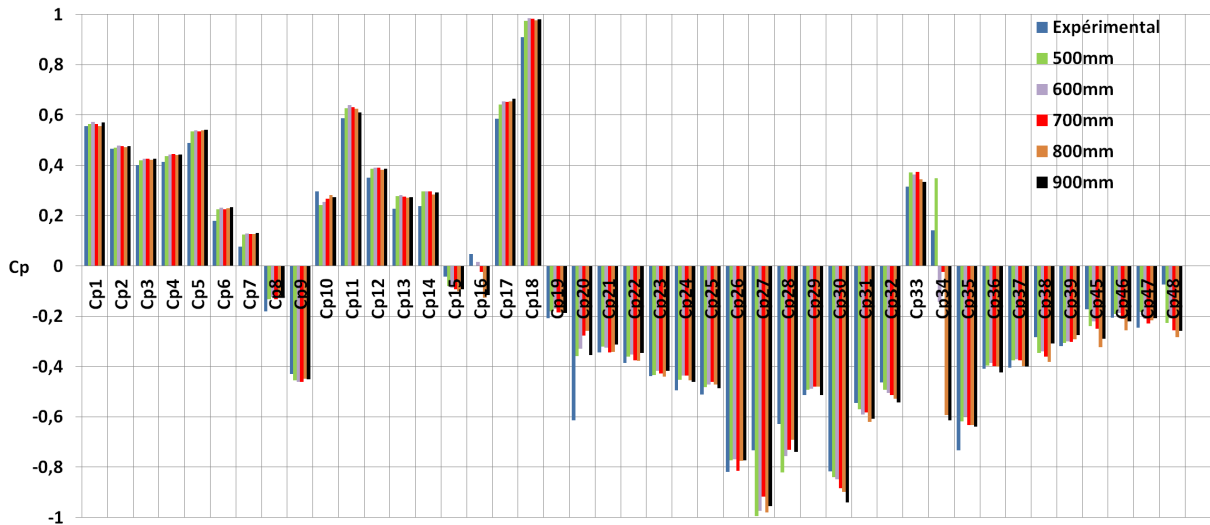
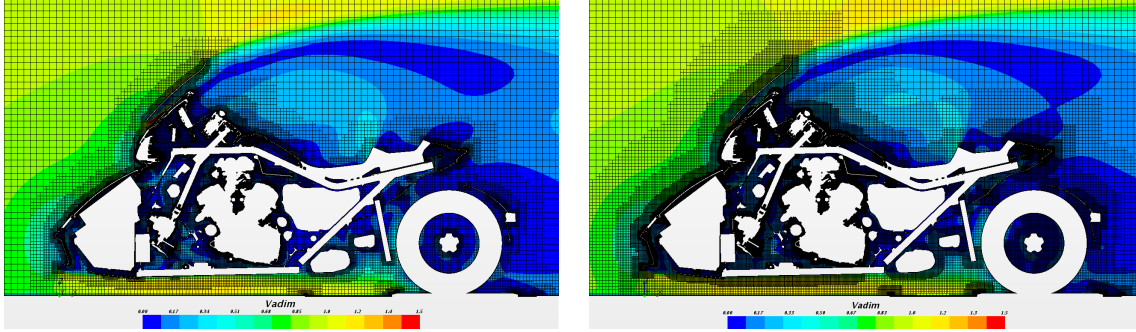


Figure 5.32 Coefficients de pression en fonction de l'échelle globale.

On teste maintenant l'influence du paramètre de ratio d'évolution volumique. On teste deux ratios d'évolution volumique prédéfinis dans le logiciel sur le modèle avec une échelle globale de 600 mm. On compare un raffinement très lent au raffinement lent utilisé jusque-là. On obtient un maillage de 78 millions de maille, un $C_x.S_x = 0.856$ et une erreur relative de 5.43%, ce résultat est le même que celui avec un raffinement lent. En ce qui concerne les coefficients de pression, l'erreur quadratique moyenne est la même. Le changement de raffinement est illustré aux figures 5.33(a) et 5.33(b) par une représentation de la vitesse adimensionnelle et du maillage dans le plan de symétrie, on constate que la topologie de l'écoulement varie peu. On en conclut que le ratio d'évolution volumique choisi est suffisant pour le modèle.

On teste l'influence des blocs de raffinement en fonction de leur forme et de leur dimension. Le bloc de raffinement utilisé dans le modèle initial est un bloc de forme sphéroïde dont les dimensions sont basées sur l'observation du sillage du véhicule. On choisit cette forme pour économiser des mailles par rapport à une forme parallélépipédique, 240000 mailles économisées, (figure 5.34). Les résultats sur le coefficient de traînée et l'erreur quadratique moyenne des coefficients de pression ne varient pas. On choisit de poursuivre l'étude avec le volume de raffinement de forme sphéroïde.



(a) Champ de vitesse dans le plan de symétrie avec une évolution volumique du maillage lente. (b) Champ de vitesse dans le plan de symétrie avec une évolution volumique du maillage très lente.

Figure 5.33 Champ de vitesses dans le plan de symétrie en fonction du ratio d'évolution volumique du maillage.

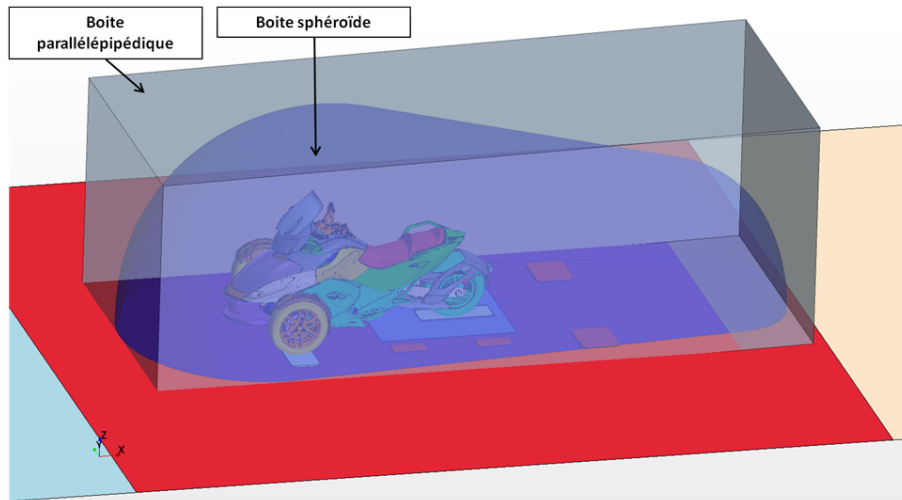


Figure 5.34 Boîtes de raffinement parallélépipédique et sphéroïde.

Les résultats de débit massique conservent les mêmes plages d'erreur dans tous les tests de sensibilité de maillage précédents. On teste alors l'influence de la porosité sur le modèle pour vérifier deux éléments : si une erreur de l'estimation de la porosité peut-être la source de l'erreur sur les mesures de débit massique ? Si l'écoulement global est sensible aux variations de porosité ? Le test est effectué et comparé aux conditions enregistrées à 100km/h, on réduit la porosité de la même façon sur les deux échangeurs par un pourcentage de la valeur utilisée dans le modèle initial. Les résultats obtenus sont résumés dans le tableau 5.6, dans lequel on observe une très faible variation du coefficient de traînée en fonction du $C_x \cdot S_x$. On en conclut que la traînée totale ne dépend pas de la porosité des échangeurs sur le véhicule référence, l'écoulement global est donc peu sensible aux variations de porosité.

% de réduction des coefficients de porosité	-10	0	10	20	30	60
$C_x.S_x$ Expérimental(m ²)	0909	0.909	0.909	0.909	0.909	0.909
$C_x.S_x$ Numérique (m ²)	0.852	0.853	0.853	0.852	0.852	0.852
Erreur relative $C_x.S_x$	6.33%	6.24%	6.26%	6.28%	6.31%	6.33%
Erreur anémomètre 1 (kg/s)	14%	19.1%	24,1%	30,5%	37,2%	65,2%
Erreur anémomètre 2 (kg/s)	8%	12.1%	17,0%	20,8%	25,6%	46,0%
Erreur anémomètre 3 (kg/s)	45%	43.4%	41,3%	37,3%	34,0%	28,1%
Erreur anémomètre 4 (kg/s)	5%	10.4%	14,0%	21,9%	28,0%	53,9%
Erreur anémomètre 5 (kg/s)	28%	28.1%	28,1%	29,4%	29,3%	28,0%
Erreur anémomètre 6 (kg/s)	18%	21.2%	24,6%	27,4%	31,6%	48,5%

Tableau 5.6 Variation du modèle initial en fonction de porosité à 100 km/h.

On constate que la modélisation physique des échangeurs a bien un sens physique puisque le débit massique varie en fonction de la porosité. On remarque qu'une diminution de la porosité de 10% a tendance à rapprocher les résultats expérimentaux et numériques ; on peut alors se poser des questions sur les erreurs de mesure des valeurs de ΔP du fournisseur. De plus, le faisceau du radiateur n'est pas continu jusqu'au réservoir (figure 5.35), cela implique que l'écoulement n'est en réalité pas face à une surface poreuse parfaitement étanche avec la carrosserie et les réservoirs des échangeurs tels que dans la simulation numérique (figure 5.36). Ces espaces entre les réservoirs et le faisceau correspondent à 3.8 % et 3 % des surfaces frontales des radiateurs du MCI et d'huile respectivement. Or, On ne connaît pas les conditions de test du fournisseur ; une validation de la porosité des échangeurs pourrait alors s'avérer utile pour l'amélioration de la prédiction des modèles. Une autre source d'incertitude vient des anémomètres, car ils sont calibrés dans un écoulement uniforme alors que l'écoulement en entrée d'un échangeur ne l'est pas (figure 5.36) ; et on ne connaît pas l'influence de la géométrie interne de l'échangeur sur les propriétés de l'écoulement en sortie. Le calcul d'échange thermique est aussi impacté par ces erreurs, car il se base sur les données numériques dans les phases de développement de véhicule, comme au chapitre 4. On observe également à la figure 5.36 que la partie haute des radiateurs est globalement moins alimentée que la partie basse. Ce déficit d'alimentation est dû aux tables de suspension et à leur angle d'incidence qui agissent comme un convergent qui oriente l'écoulement vers le bas des échangeurs.

On teste l'hypothèse de simplification géométrique sur les barres de blocage de suspension et le bloc de support de la roue arrière. On effectue une simulation en ajoutant ces pièces. On obtient une erreur de $\Delta C_x.S_x$ par rapport à l'expérimental de 5.28%, soit une très

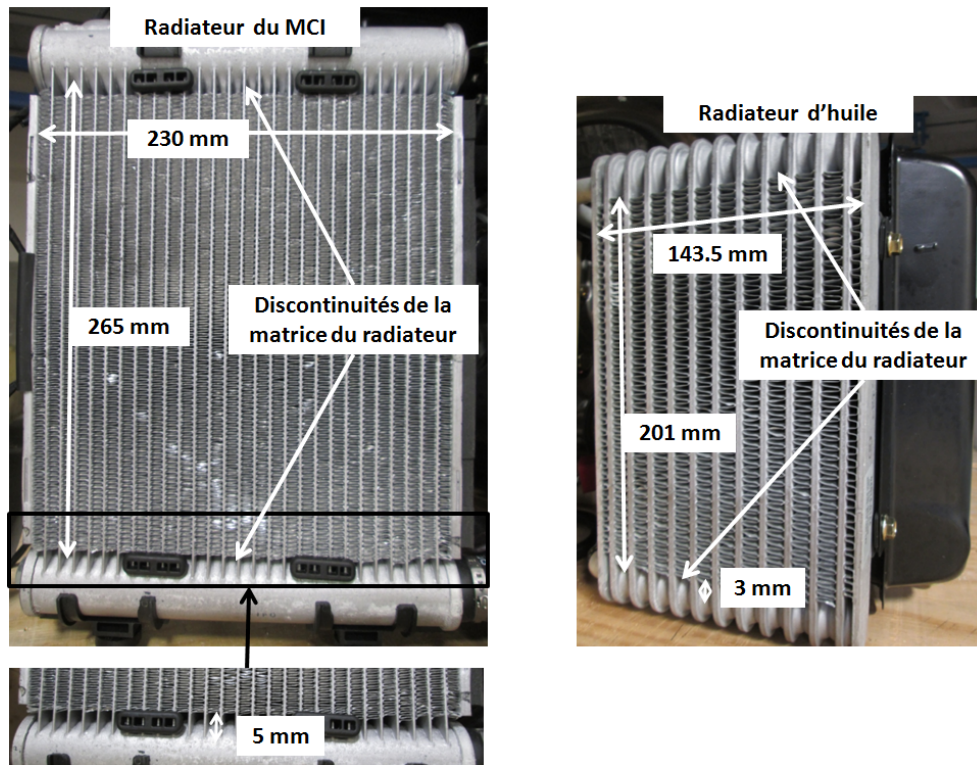


Figure 5.35 Géométrie des radiateurs VR et discontinuités des faisceaux des échangeurs.

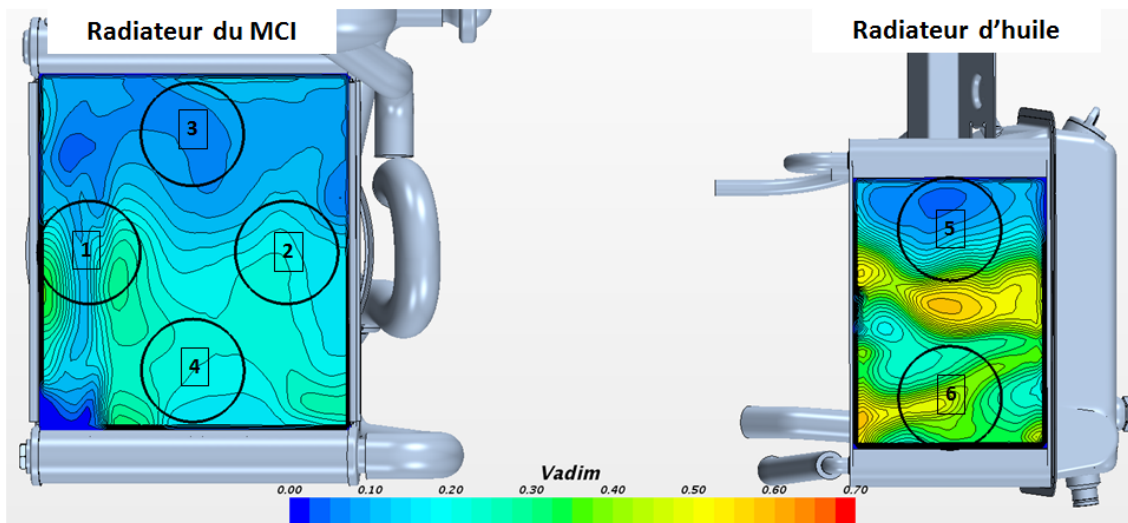


Figure 5.36 Profil de vitesse adimensionnelle en entrée des échangeurs du VR avec représentation des anémomètres sur le faisceau des échangeurs.

faible variation par rapport au $\Delta C_x \cdot S_x$ du modèle initial de 5.65 %. Aucune amélioration n'est constatée sur les débits massiques à travers les anémomètres et le profil de l'écoulement en entrée des échangeurs n'est pas modifié.

Enfin, on présente les résultats des résidus numériques de la simulation avec le maillage du modèle initial avec la norme L2 à la figure 5.37. On constate que les résidus restent dans des ordres de grandeur élevés à cause de la complexité CAO et du raffinement de maillage qui produit plus de mailles de moins bonne qualité. On a supprimé toutes les mailles ayant des volumes négatifs, un ratio de changement de volume entre mailles voisines $> 10^{-7}$ et un ratio de qualité basé sur la distance des moindres carrés entre les sommets $> 10^{-6}$.

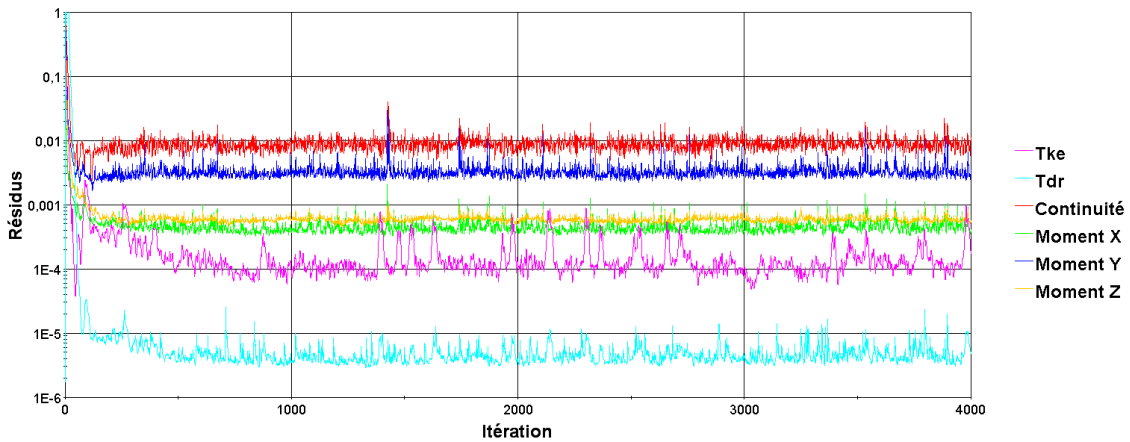


Figure 5.37 Résidus numériques suivant la norme L2 du modèle initial du VR à 70 km/h, Tke : énergie cinétique turbulente, Tdr : ratio de dissipation turbulente.

On peut conclure que le maillage du modèle initial est convenable en terme de discrétisation à la paroi et qu'il peut être dé-raffiné en terme de discrétisation surfacique. On constate également que le modèle est stable en fonction de la vitesse et que la porosité a peu d'effet sur la traînée totale du véhicule. Ce constat se retrouve également dans les essais sur la traînée interne du véhicule, car elle contribue pour moins de 1% à 100 km/h. La prédiction des coefficients de pression est correcte avec le modèle initial, seuls des capteurs présents dans des zones de fortes complexités géométriques restent problématiques. On poursuit l'étude avec le modèle initial afin de caractériser l'impact de l'ajout du pilote sur l'écoulement.

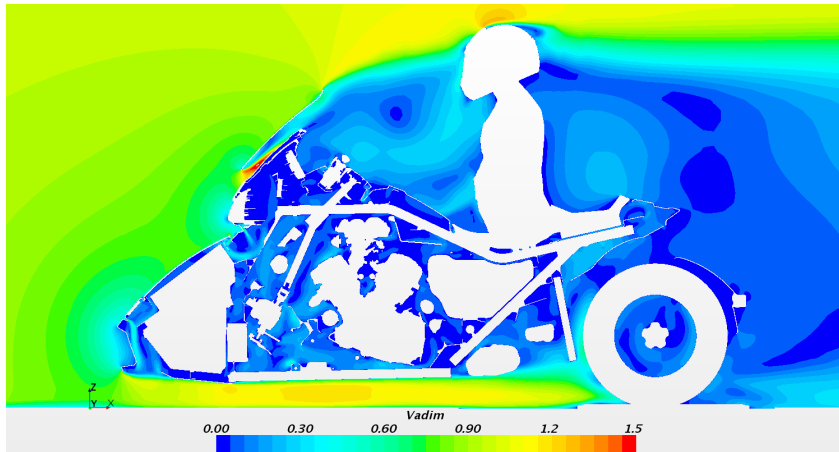
Impact de l'ajout du pilote sur l'écoulement

On reprend le modèle initial auquel on ajoute le pilote. On suit les mêmes règles que précédemment pour le maillage du pilote et du casque afin d'obtenir des valeurs de y^+ proches de celles observées sur la carrosserie. On teste le modèle pour trois vitesses véhicule de 50 (figure 5.38(a)), 100 (figure 5.38(b)) et 140 km/h (figure 5.38(c)) et on obtient les résultats résumés au tableau 5.7. On constate que le modèle CFD prédit une valeur de $C_x.S_x$ quasiment constante en fonction de la vitesse alors qu'on a observé une variation importante du $C_x.S_x$ expérimentalement, (figure 5.25). Expérimentalement, on observe que sans mannequin le coefficient $C_x.S_x$ est stable alors qu'avec mannequin il varie fortement entre 20 et 80 km/h, cette tendance ne se retrouve pas en CFD. La géométrie simplifiée du pilote en CFD a donc un impact important sur la traînée. On remarque également que la topologie de l'écoulement dans le plan de symétrie varie très peu en fonction de la vitesse, les zones de recirculation entre le pare-brise et le pilote, et en arrière du pilote restent les mêmes, (figures 5.38(a) 5.38(b) et 5.38(c)). La comparaison des coefficients de pression à 140 km/h (figure 5.39) montre les mêmes zones problématiques que dans le cas sans pilote, hormis sur les capteurs de pression 21, 22, 23, 28, 29 où l'erreur est plus importante. L'erreur de ces cinq capteurs est due à la géométrie du pilote, car ces capteurs sont proches du genou du pilote et la géométrie de pantalon du mannequin ne peut être fidèlement reproduite en CFD. On constate donc que l'erreur quadratique moyenne (RMSE) sur l'ensemble des coefficients de pression est plus importante avec le mannequin. Les erreurs sur la prédiction du débit massique à travers les anémomètres restent du même ordre qu'avec le modèle initial sans mannequin.

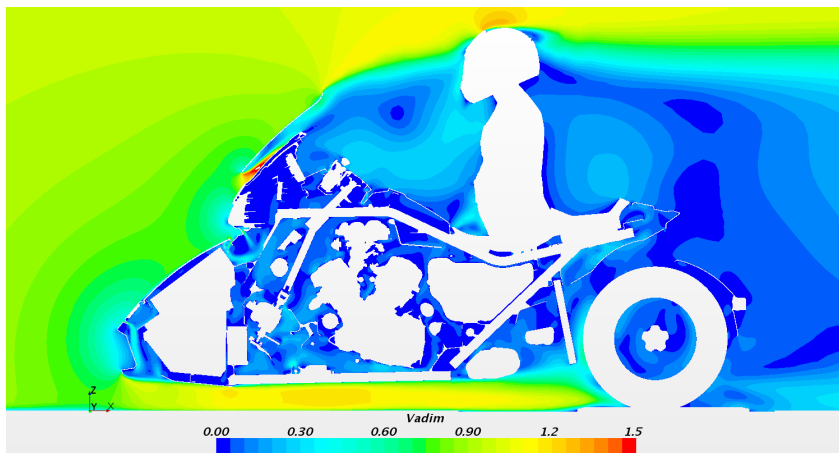
Vitesses (km/h)	50	100	140
$C_x.S_x$ Expérimental(m ²)	0.876	0.900	0.905
$C_x.S_x$ Numérique (m ²)	0.826	0.826	0.827
Erreur relative $C_x.S_x$	5.75%	8.17%	8.58%
C_p RMSE	0.139	0.127	0.126

Tableau 5.7 Sensibilité du modèle initial avec pilote en fonction de la vitesse.

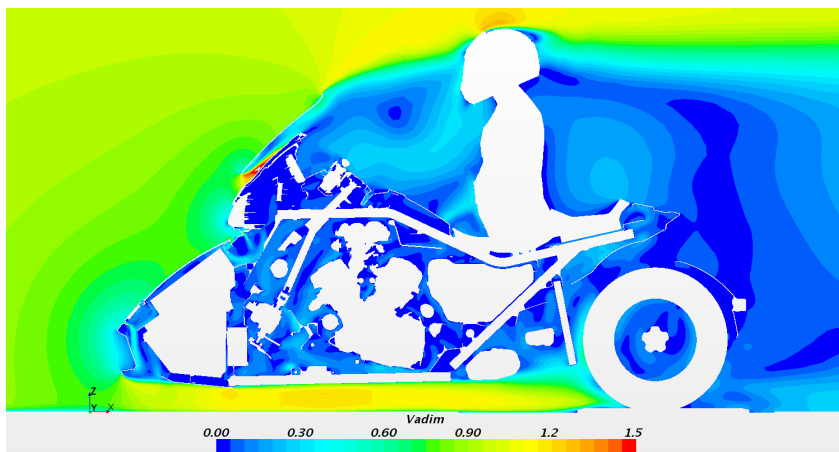
On compare le champ de vitesse dans le plan de symétrie entre le modèle sans mannequin (figure 5.40(a)) et le modèle avec mannequin (figure 5.40(b)) et on remarque que les zones de basse vitesse ne sont pas du tout les mêmes, malgré la protection au vent qu'amène le pare-brise. Au vu des résultats expérimentaux et CFD, on peut conclure que le mannequin est une source d'erreur géométrique importante. Sa présence induit probablement des changements dans la topologie de l'écoulement en fonction de la vitesse que le modèle CFD



(a) Champ de vitesse dans le plan de symétrie avec pilote à 50km/h.



(b) Champ de vitesse dans le plan de symétrie avec pilote à 100km/h.



(c) Champ de vitesse dans le plan de symétrie avec pilote à 140km/h.

Figure 5.38 Champ de vitesses dans le plan de symétrie à 50 (a), 100 (b) et 140 km/h (c).

n'est pas capable de capter, car on ne retrouve pas les variations de $C_x.S_x$ en fonction de la vitesse. Le modèle RANS $k-\epsilon$ *realizable* montre ses limites car le champ de vitesse adimensionnelle ne varie pas beaucoup avec la vitesse du véhicule. Au vu des résultats, on fait l'hypothèse que l'erreur du modèle CFD sur le coefficient de traînée $C_x.S_x$ vient majoritairement d'une erreur de prédiction des recirculations en arrière du pare-brise et du pilote.

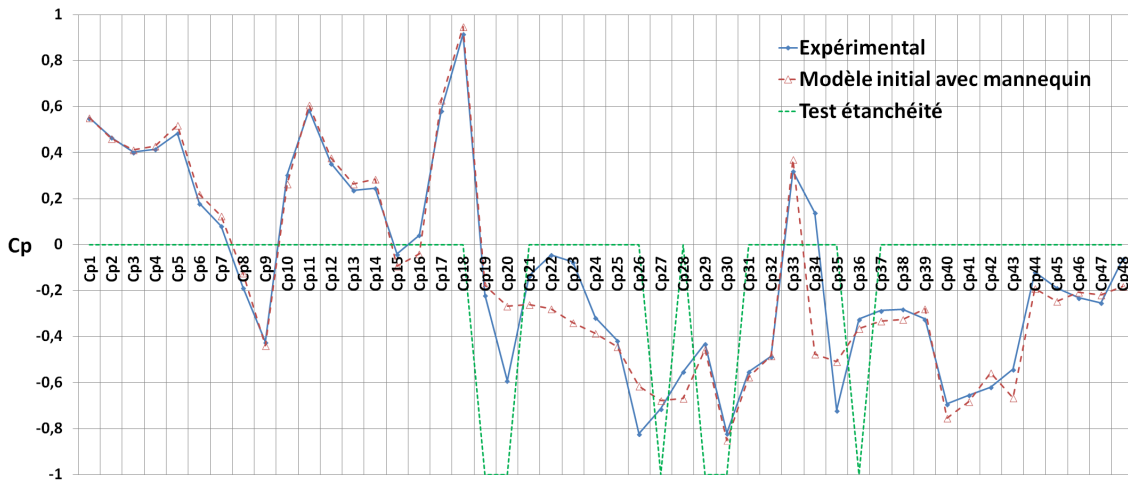
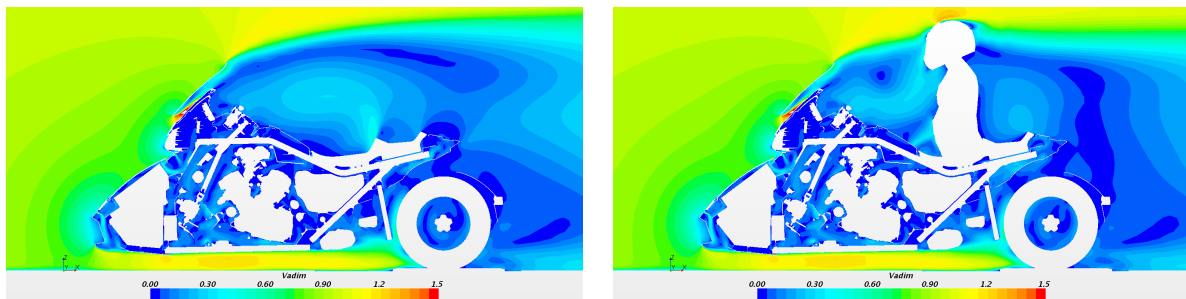


Figure 5.39 Comparaison entre les coefficients de pression sur le modèle initial avec pilote et les résultats expérimentaux, test étanchéité : 0 étanche ou légère fuite, -1 fuite ou non testé pour raisons d'accessibilités.



(a) Champ de vitesse dans le plan de symétrie sans pilote. (b) Champ de vitesse dans le plan de symétrie avec pilote.

Figure 5.40 Champ de vitesses dans le plan de symétrie sans (a) et avec pilote (b).

Validation des différentes variations géométriques

On a montré les limites du modèle CFD dans la prédiction des valeurs absolues de $C_x.S_x$. On s'intéresse maintenant à la capacité du modèle à prédire les variations de $C_x.S_x$. L'aptitude du modèle à prédire les variations de $C_x.S_x$ traduira sa fiabilité sur les prédictions

des différentes améliorations aérodynamiques développées au cours de l'étude.

On reproduit les différentes géométries testées dans le modèle CFD et on compare les résultats entre numérique et expérimental, (tableau 5.8). On constate la même tendance que précédemment, le modèle numérique ne prédit pas correctement l'évolution de la traînée en fonction de la vitesse. Il tend à donner des valeurs de coefficient de traînée constantes en fonction de la vitesse même sur les différentes configurations testées. Cependant, on remarque que les tendances sont respectées, le modèle arrive à capter les améliorations même si elles sont faibles, comme avec les enjoliveurs. Il prédit les variations de traînée avec une erreur maximale de 2.14% sur les ailes de roues couvrantes à 50 km/h. La suppression de l'aile de roue entraîne une variation expérimentale de 4.9% du $C_x.S_x$, alors que numériquement on trouve 8%. Ces 3% de sur-prédiction montrent les limites et sensibilités du modèle observées jusqu'alors. La roue a besoin d'une bonne définition et le changement de topologie en arrière des roues influence la forme globale du sillage qui est la source probable de l'erreur du modèle.

Configurations	Enjoliveurs (50 km/h)	Enjoliveurs (100 km/h)	Ailes de roues cou- vrantes (50 km/h)	Ailes de roues couvrantes (100 km/h)	Sans aile de roue (100 km/h)
$C_x.S_x$ Expérimental(m ²)	0.852	0.859	0.834	0.843	0.856
$C_x.S_x$ Numérique (m ²)	0.797	0.794	0.763	0.765	0.760
Erreur relative $C_x.S_x$	6.41%	7.55%	8.44%	9.18%	11.23%
C_p RMSE	0.131	0.130	0.139	0.149	0.140
$\Delta C_x.S_x$ Expérimental	2.83%	4.55%	4.90%	6.41%	4.89%
$\Delta C_x.S_x$ Numérique	3.51%	3.90%	7.61%	7.45%	8.06%

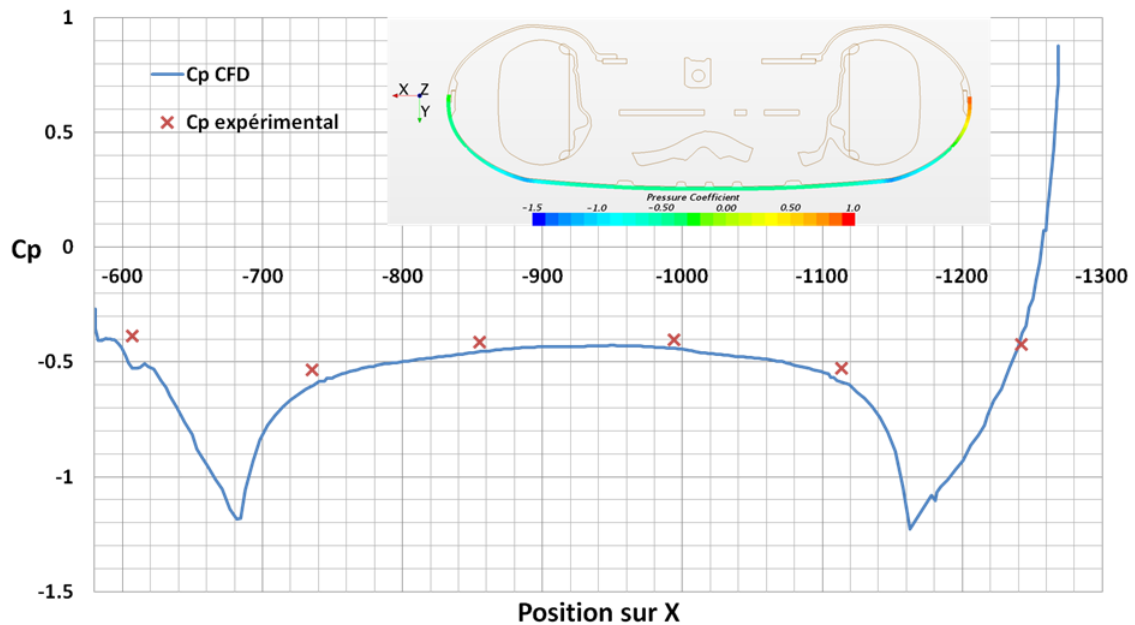
Tableau 5.8 Comparaison des résultats expérimentaux et numériques des différentes optimisations autour des roues.

Pour les coefficients de pression sur les ailes de roues couvrantes, on présente les résultats CFD comparés aux résultats sur les six capteurs de pression dans leur plan de positionnement, (figure 5.41(a)). On observe en détail le coefficient de pression autour des ailes de roues couvrantes à la figure 5.41(b). On observe des zones de forts gradients au niveau des zones de fortes courbures des ailes ainsi que l'effet de sol dans le bas des ailes de roues. Dans l'ensemble, la prédiction des coefficients de pression est bonne ; seuls les points

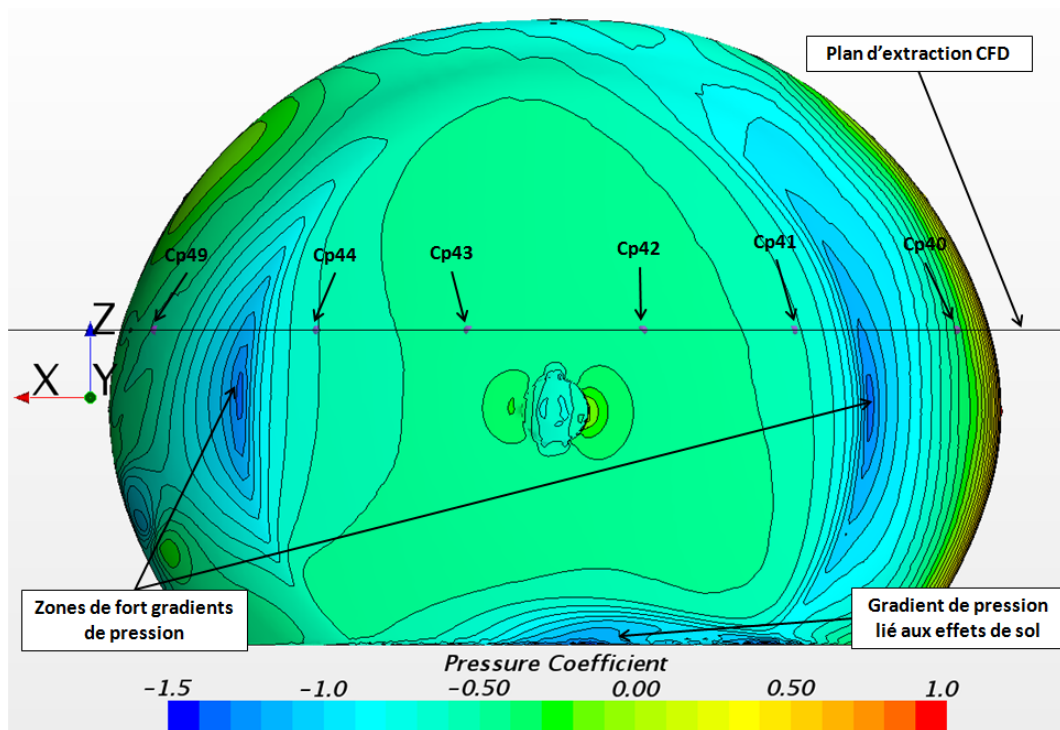
Cp41 et Cp49 montrent des erreurs légèrement plus importantes en comparaison de l'expérimental. Cela s'explique par leur proximité avec les zones de forts gradients de pression.

Conclusion sur le modèle numérique du VR

On peut conclure que le modèle numérique développé pour le VR est sensible à certaines variations et plus particulièrement autour des roues avant. Les problèmes potentiels associés à l'utilisation des modèles de turbulence à deux équations présentés dans le chapitre 3 semblent se confirmer. On voit les limites de ces modèles dans les prédictions des zones de recirculation et de décollement. La sensibilité du maillage a été poussée au maximum de ces possibilités, car malgré une augmentation de raffinement, aucune amélioration de la précision n'est constatée. On a vu également que la précision et les simplifications géométriques sont une source d'erreur importante. Le modèle numérique du VR permet de prédire la valeur absolue $C_x.S_x$ entre 5 et 10% d'erreur relative, en étant toujours inférieure aux valeurs expérimentales mesurées. Pour une estimation de variation relative du $C_x.S_x$, le modèle est plus précis et permet de capter convenablement ces variations dans un intervalle de confiance maximum de 5%. Toutefois, les variations réalisées dans l'étude se sont concentrées exclusivement sur les roues avant. Du point de vue de la prédiction des coefficients de pression, le modèle numérique présente toujours de faibles erreurs, les seules zones sensibles sont encore une fois les zones de décollement et de recirculation. Pour le cas de l'aile couvrante, le modèle numérique prédit très bien les pressions mesurées expérimentalement, on pourra donc utiliser le modèle numérique pour poursuivre les améliorations. Enfin, du point de vue de la modélisation, des difficultés ont été rencontrées avec le pilote, car sa géométrie exacte n'est pas connue. L'utilisation d'un pilote standardisé parfaitement défini aussi bien géométriquement que structurellement permettra d'améliorer sensiblement la qualité des mesures aérodynamique et vibratoire. Les anémomètres sont aussi sensibles dans leurs prédictions, le modèle numérique capte correctement les zones de basses et hautes vitesses mais les erreurs sont plutôt susceptibles de provenir de la méthode expérimentale et des valeurs de porosité du fournisseur. Pour éviter ces problèmes sur les anémomètres il faudra s'assurer de reproduire parfaitement les conditions de simulation dans l'expérimental et vérifier la fiabilité de la prédiction des instruments dans un écoulement non uniforme.



(a) Comparaison des coefficients de pression dans le plan de coupe sur Z selon l'axe X.



(b) Coefficient de pression sur les ailes couvrantes.

Figure 5.41 Comparaison expérimental/numérique des coefficients de pression sur l'aile couvrante(a) et représentation du coefficient de pression sur l'ensemble de l'aile couvrante (b).

5.2.2 Véhicule P09 numérique

On poursuit la validation du modèle numérique sur le véhicule P09, car c'est ce véhicule que l'on a conçu dans le chapitre 4 et c'est sur ce véhicule que l'on va réaliser l'optimisation paramétrique. La validation du modèle numérique va se diviser en deux étapes : on commence par réutiliser le modèle initial développé sur le VR et on compare les résultats numériques aux résultats expérimentaux. Ensuite, on présente le modèle numérique du P09 simplifié que l'on utilisera dans le chapitre 6. On caractérise l'erreur du modèle simplifié du véhicule P09 en comparaison des résultats expérimentaux afin d'avoir une connaissance des limites du modèle utilisé pour l'optimisation.

P09 modèle initial

On utilise les mêmes hypothèses que dans le modèle initial du véhicule référence et les conditions aux limites sont identiques. La géométrie du P09 n'est pas totalement définie dans le modèle CAO du modèle, car c'est un prototype en développement. On conserve un maximum de détails de la CAO, mais des éléments tels que les câbles électriques et les tuyaux de refroidissement ne sont pas présents dans la simulation numérique. De plus, l'assemblage des panneaux de carrosserie est de moins bonne qualité comparativement au véhicule référence. On s'attend donc à des erreurs plus importantes que sur le VR entre les résultats expérimentaux et les résultats de simulations numériques. De plus, on observe des résidus numériques suivant la norme L2 stables, mais qui restent avec des ordres de grandeur élevés à cause de la complexité de la CAO, (figure 5.42). Les détails présents dans la géométrie génèrent plus de mailles de mauvaise qualité que lorsque le modèle CAO est complètement nettoyé et lissé ; cela oblige à supprimer les mailles de mauvaise qualité, (Volume négatif, ratio de changement de volume entre mailles voisines $> 10^{-7}$, ratio de qualité basé sur la distance des moindres carrés entre les sommets $> 10^{-6}$).

Le modèle initial du P09 comprend 39.6 millions d'éléments, il est particulièrement raffiné sur la face avant du véhicule pour prédire au mieux la topologie de l'écoulement entrant dans les échangeurs et sur la batterie qui comprend des ailettes de refroidissement. La résolution du maillage à la paroi est illustrée aux figures 5.43(a), 5.43(b), 5.43(c) par la représentation de la distance à la paroi adimensionnelle (y^+). On observe un raffinement comparable à celui du véhicule référence sur les pièces de carrosserie, cependant la géométrie des pièces internes est plus complexe à raffiner sans trop augmenter le nombre de

mailles (ailette de la batterie, chargeur, onduleur, moteur électrique, ...).

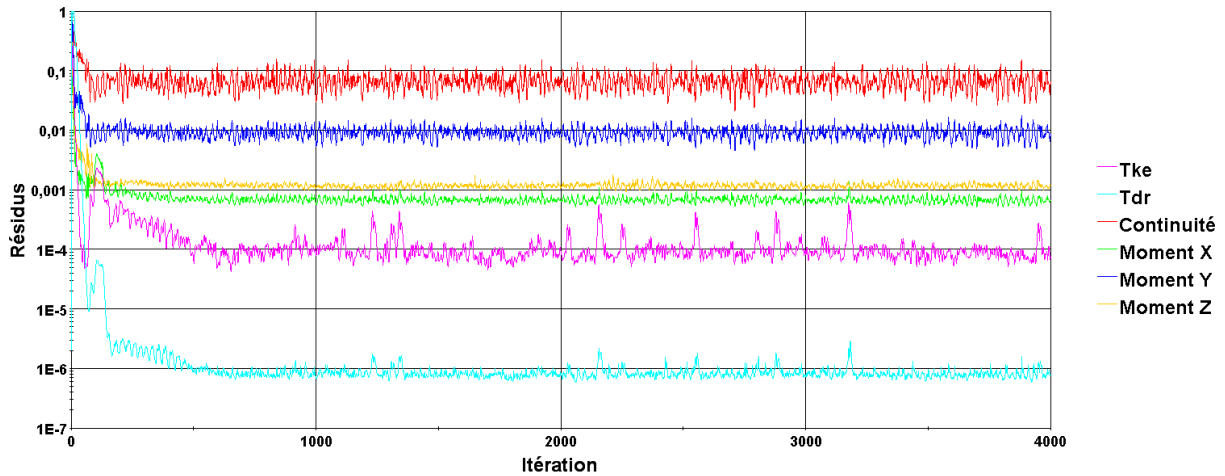


Figure 5.42 Résidus numériques suivant la norme L2 du modèle initial du P09 à 140km/h, Tke : énergie cinétique turbulente , Tdr : ratio de dissipation turbulente.

On réalise les simulations du modèle initial du P09 en utilisant les conditions mesurées lors des essais avec le ventilateur à l'arrêt pour pouvoir faire une comparaison directe des résultats numériques et expérimentaux. Les résultats de coefficient de traînée $C_x \cdot S_x$, les erreurs relatives de $C_x \cdot S_x$, l'erreur quadratique moyenne des coefficients de pression et l'erreur de débit massique sur les anémomètres sont résumés au tableau 5.9. Comme attendu, on observe des erreurs relatives du $C_x \cdot S_x$ légèrement supérieures à celles du VR (de l'ordre de 1 à 2 %). La tendance et l'erreur quadratique moyenne sur la prédiction des coefficients de pression est la même, elle diminue avec la vitesse et atteint 0.083 à 140km/h. Pour les anémomètres on constate une diminution des erreurs sur le P09 en comparaison du VR ; à 140km/h l'erreur sur le débit massique est inférieure à 10% sur les 3 anémomètres. On remarque que l'erreur sur le débit massique augmente lorsqu'on décélère, cela s'explique par le manque de précision des anémomètres à basse vitesse, car entre 0 et 2m/s l'erreur est entre 8 et 10% (cf : calibration anémomètre en annexe A.1.5) sachant que la vitesse estimée numériquement dans les anémomètres varie entre 0.7m/s et 13.5m/s à 20 et 140 km/h respectivement. Le modèle numérique peut également contribuer à ces erreurs à basse vitesse, car on a vu qu'il ne prédisait pas correctement les variations de $C_x \cdot S_x$ en fonction de la vitesse ; la topologie de l'écoulement à basse vitesse connaît donc plus d'erreur. L'anémomètre du radiateur de gauche présente le plus d'erreur sur le débit massique, car c'est ce radiateur qui est équipé par un ventilateur que l'on ne simule pas numériquement ; seule la structure du ventilateur est représentée dans la simulation, les pales sont coupées

dans le modèle numérique. Ainsi, cette différence de géométrie peut expliquer en partie l'erreur plus importante sur l'anémomètre du côté gauche. Sur le P09, on apporte un soin particulier à la préparation des échangeurs, l'interface entre les radiateurs et la conduite de la face avant est scellée avec du papier collant afin d'éviter les fuites. On reproduit cette configuration dans la simulation en éliminant les jeux entre les conduites et les échangeurs.

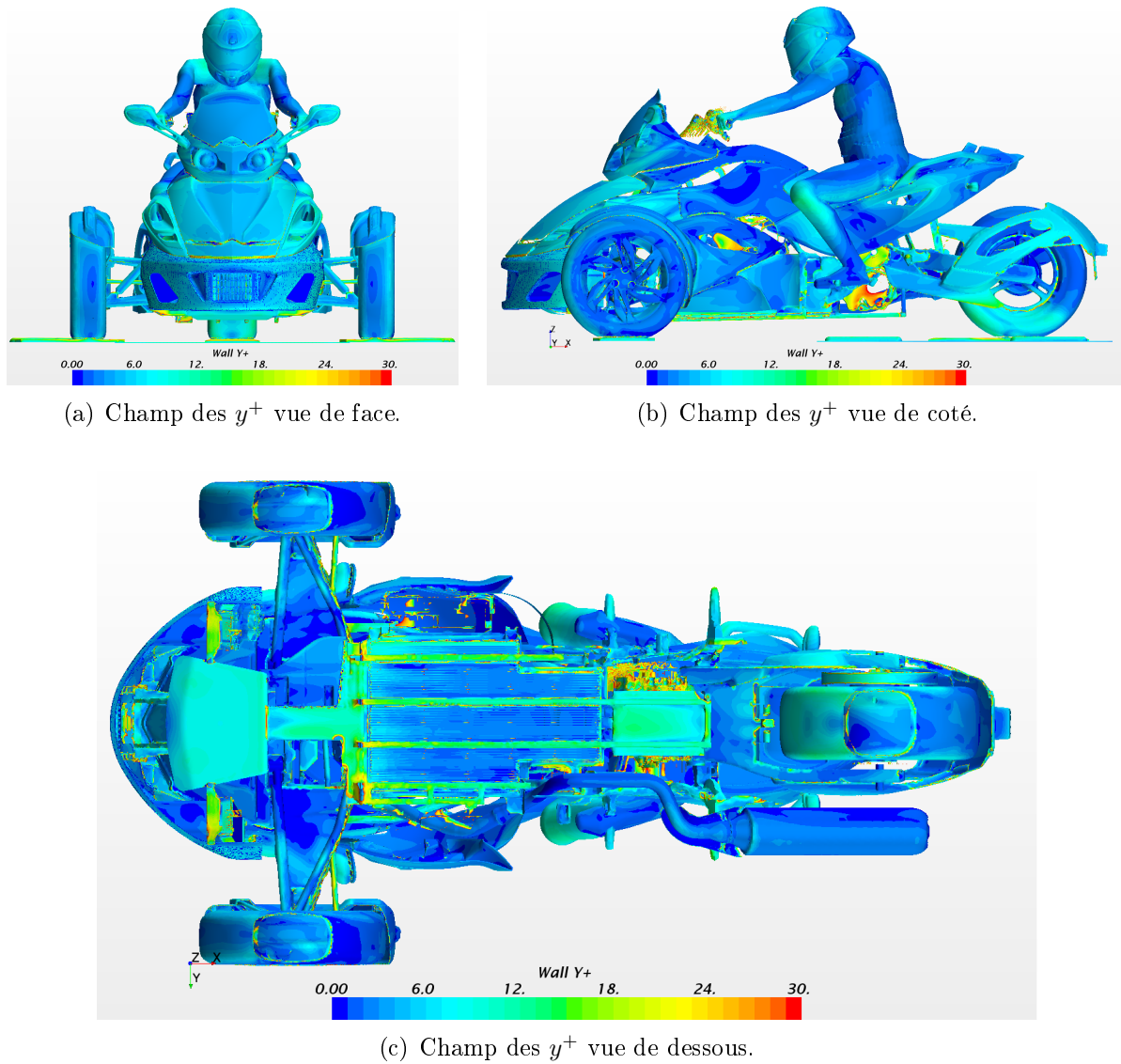


Figure 5.43 Champ d'épaisseur à la paroi adimensionnelle y^+ sur les trois vues principales du véhicule P09.

Le P09 est équipé de 39 points de mesure de pression que l'on compare à la simulation numérique à 140km/h (figure 5.44). La prédiction des coefficients de pression est globalement correcte, les zones les plus sensibles sont dans la conduite d'alimentation du radiateur

gauche (Cp16 à Cp23), sur la face avant (Cp24 et Cp25) et à l'intérieur du support du ventilateur (Cp32 et Cp34). Les positions de l'ensemble des capteurs de pression sont présentées à l'annexe A.2.1. On observe globalement les mêmes tendances que sur le VR. Les erreurs de prédiction des coefficients de pression les plus importantes se situent dans les zones de fort gradient de pression, détachement ou ré-attachement de l'écoulement. On avait observé au chapitre 4 un décollement dans la conduite d'alimentation des échangeurs du MCI (figure 4.25(b)). On va analyser ce phénomène plus en détail.

Vitesses (km/h)	20	50	70	100	140
$C_x.S_x$ Expérimental(m ²)	0.805	0.778	0.783	0.790	0.798
$C_x.S_x$ Numérique (m ²)	0.719	0.720	0.719	0.719	0.722
Erreur relative $C_x.S_x$	10.7%	7.5%	8.2%	9.0%	9.6%
C_p RMSE	0.134	0.124	0.123	0.120	0.083
Erreur débit massique anémomètre droit (kg/s)	27.4%	3.2%	4.0%	2.1%	8.2%
Erreur débit massique anémomètre gauche (kg/s)	44.8%	20.4%	22.8%	19.4%	7.4%
Erreur débit massique anémomètre centre (kg/s)	19.6%	7.7%	12.1%	12.3%	5.3%

Tableau 5.9 Sensibilité du modèle initial du P09 en fonction de la vitesse.

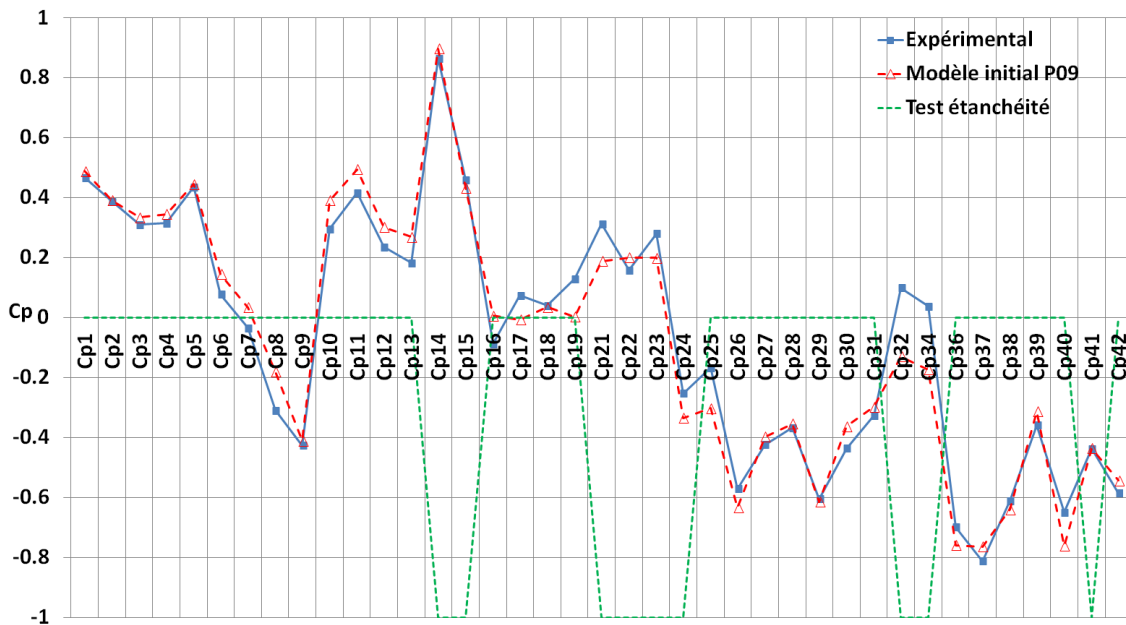


Figure 5.44 Comparaison entre le coefficient de pression sur le modèle initial du P09 et les résultats expérimentaux à 140km/h, test étanchéité : 0 étanche ou légère fuite, -1 fuite ou non testé pour raisons d'accessibilités.

Le champ de coefficient de pression dans les zones difficiles est illustré à la figure 5.45. On constate que Cp24 et Cp25 sont situés en amont et en aval d'une zone de fort gradient de pression sur la face avant du P09. Pour les capteurs dans la conduite, on observe sur le champ de pression l'effet de la zone de décollement. On détaille l'écoulement dans la conduite de gauche à la figure 5.46(a) qui présente le champ de vitesse adimensionnelle dans le plan horizontal dans le repère associé à l'échangeur de gauche. On observe un large décollement qui se produit dès l'entrée dans la conduite et des décollements moins importants du côté extérieur liés à la géométrie de celle-ci et à la jonction entre la conduite et la face avant. On visualise également l'écoulement dans le plan vertical dans le repère de l'échangeur à la figure 5.46(b). On observe la position des points de pression placés sur la structure du ventilateur, entre la sortie du radiateur et la partie rotor du ventilateur ; ce sont ces points qui ont permis d'analyser le point de transparence expérimentalement. Numériquement, on ne retrouve pas le même coefficient de pression qu'expérimentalement, car les pales du ventilateur ne sont pas représentées. On observe également des décollements liés à la géométrie du conduit et à sa forme.

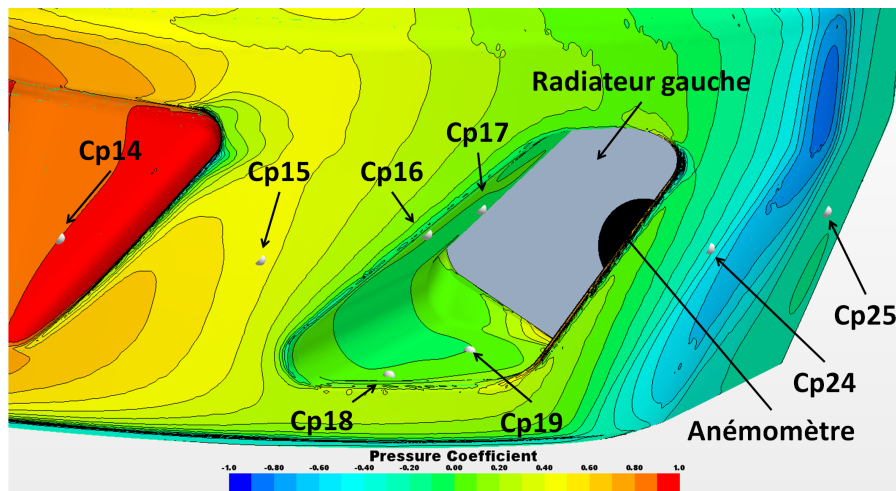
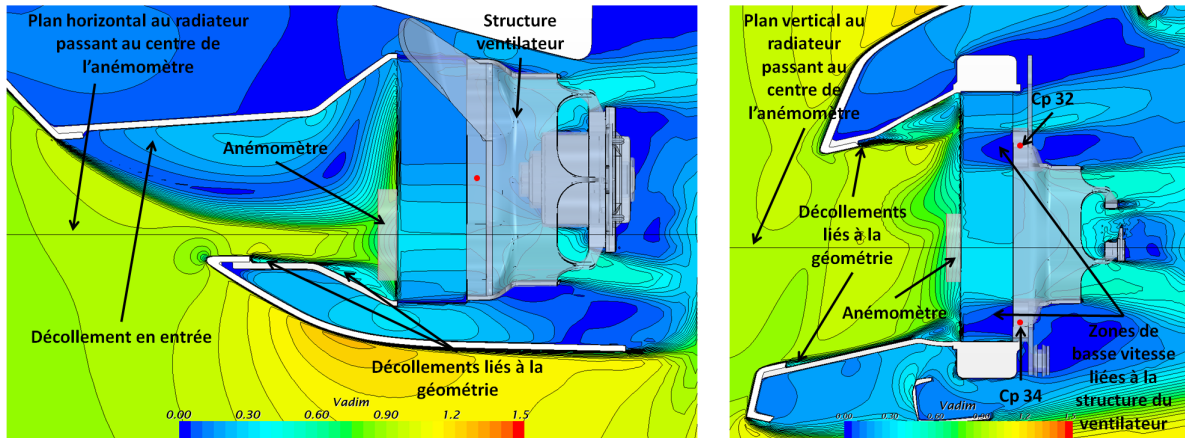


Figure 5.45 Coefficient de pression sur la face avant et dans la conduite du radiateur gauche avec positionnement des points de mesure de pression

Lorsqu'on analyse le profil de vitesse adimensionnelle dans le plan de symétrie du véhicule (figure 5.47), on remarque le changement de la forme de la recirculation en arrière du véhicule et du pilote. La zone de recirculation se réduit rapidement dans le dos du pilote et se combine à la zone de recirculation en arrière du véhicule, le sillage observé est plus court sur le véhicule P09 que sur le véhicule référence. Le pilote est plus exposé à l'écoulement, la totalité du casque est dans l'écoulement et on observe une petite zone de recirculation en arrière de celui-ci. La topologie de l'écoulement entre le pare-brise et le



(a) Champ de vitesse adimensionnelle dans le plan horizontal dans le repère du radiateur passant par le centre de l'anémomètre.

(b) Champ de vitesse adimensionnelle dans le plan vertical dans le repère du radiateur passant par le centre de l'anémomètre.

Figure 5.46 Champ de vitesse adimensionnelle dans le plan horizontal (a) et vertical (b) dans le repère du radiateur passant par le centre de l'anémomètre.

pilote est complètement différente de celle du VR car le pare-brise est plus court et on remarque que l'espace entre la console et le pare-brise ne laisse pas passer l'écoulement comme sur le VR où on observait des vitesses importantes dans cet interstice. La courbure du pilote due à la position de conduite semble être favorable à la réduction de la bulle de recirculation dans son dos et en arrière du véhicule.

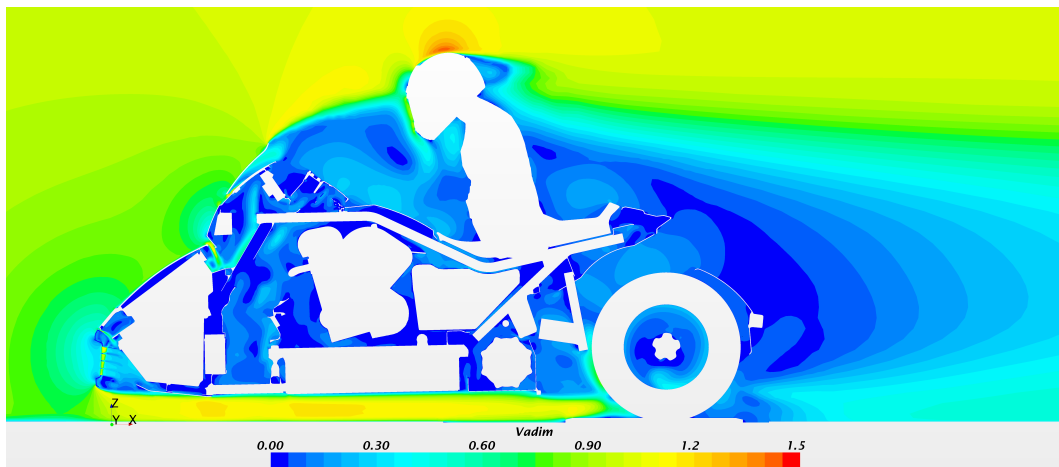


Figure 5.47 Vitesse adimensionnelle dans le plan de symétrie du véhicule P09.

Le véhicule P09 a été testé sur route pour d'autres tests que ceux de l'étude et il n'a jamais présenté de défaillance au niveau thermique. La stratégie de contrôle utilisée dans

le chapitre 4 a évolué au cours des réglages du véhicule et permet désormais d'estimer les puissances à refroidir sur les deux boucles de refroidissement. La nouvelle stratégie hybride sera détaillée dans le chapitre 6, car elle est utilisée dans la définition des conditions aux limites de la simulation et dans la définitions des objectifs à atteindre. La simulation numérique permet de trouver la vitesse à travers les échangeurs et on a vu que la prédiction à travers les anémomètres est en accord avec les résultats expérimentaux. On présente les résultats de refroidissement sur le P09 calculés avec le modèle d'Incropera présenté au chapitre 3. On estime la vitesse de l'écoulement dans les radiateurs thermiques à 2.4m/s, à partir des courbes de performance du ventilateur (figure 3.3(a)) et de ΔP de l'échangeur (figure 3.1(a)) lorsque le véhicule est à l'arrêt. On utilisera la vitesse de 2.4m/s lorsque la vitesse véhicule n'est pas suffisante pour atteindre cette vitesse dans l'échangeur sans ventilateur. L'apport de débit lié au ventilateur observé sur le test du point de transparence n'est pas pris en compte, car on n'a pas les données de vitesse sur la surface totale de l'échangeur et on n'a pas simulé le ventilateur numériquement. On obtient alors les résultats de refroidissement en fonction des vitesses du véhicule P09 simulé avec le modèle initial au tableau 5.10. On constate que le véhicule P09 est convenablement refroidi à toutes les vitesses, les modifications de la stratégie de contrôle réalisées par [Denis, 2014] ont permis d'éviter les surchauffes potentielles, identifiées au chapitre 4. Toutefois, on observe qu'à 20 km/h la boucle électrique n'est pas suffisamment refroidie. Lors de la conception (chapitre 4), on ne connaissait pas les propriétés de refroidissement des composants électriques. On a deux solutions possibles pour résoudre ce problème : modifier la face avant du véhicule et augmenter la section de la grille de restriction en amont du radiateur jusqu'à atteindre un débit suffisant à travers l'échangeur à 20km/h ou ajouter un ventilateur sur le radiateur, ce qui porte le refroidissement de l'échangeur électrique à 1.22 kW.

On conclut que le modèle initial du P09 donne de bons résultats, car les coefficients de pression et les débits massiques des anémomètres rencontrent les valeurs mesurées expérimentalement. Cependant, la valeur de traînée globale reste sous-estimée avec une erreur relative proche de celle du VR. On fait l'hypothèse que les sources de cette erreur sont l'incertitude géométrique sur le véhicule et le pilote ainsi que les problèmes de prédiction des zones de décollement, recollement et recirculation liés au modèle de turbulence $k-\epsilon$ *realizable*. Enfin, les prédictions de refroidissement avec la nouvelle stratégie hybride sont bonnes et sont validées à froid par les résultats comparatifs entre les débits des anémomètres en expérimental et en numérique.

Vitesse véhicule (km/h)	20	50	70	100	140
Débit refroidissement (l/min)	15.27	40	34.32	31.69	54.54
Puissance refroidissement MCI (kW)	1.57	6.05	6.07	5.58	11.28
Puissance refroidissement électrique (kW)	0.75	0.46	1.05	1.12	0.89
Solution sous $T_{ambient} 40^{\circ}C$					
Vitesse échangeur électrique (m/s)	0.57	2.4	3.86	6.09	9.09
Vitesse échangeur thermique (m/s)	0.42 ($V_{vent} = 2.4$)	2.05	3.41	5.61	8.65
Puissance refroidie échangeur électrique (kW)	0.56	1.3	1.43	1.89	2.25
Puissance refroidie échangeurs MCI (kW)	7.8	9.94	9.52	12.08	19.12

Tableau 5.10 Résultats de refroidissement du P09 sur les vitesses testées avec le modèle initial.

P09 pour l'optimisation paramétrique

On développe un modèle CFD du véhicule P09 pour l'optimisation paramétrique qui sera utilisée dans le chapitre 6, ce modèle a une géométrie très simplifiée tel que présenté dans le chapitre 3. En plus des simplifications géométriques, on simplifie les zones d'interactions entre les pièces pour éviter la génération de mailles à volume négatif, à ratio de changement de volume entre mailles voisines important ou ratio de qualité basé sur la distance des moindres carrés entre les sommets importants. L'outil de suppression des mailles indésirables n'est pas utilisé pour l'optimisation paramétrique, la préparation de la géométrie est donc une étape clé dans l'optimisation paramétrique. Le modèle paramétrique est utilisé au chapitre 6 pour reproduire les conditions routières. Les conditions aux limites évoluent en fonction de la vitesse du véhicule (vitesses des roues, débit massique admission et échappement). On cherche ici à caractériser la précision du modèle paramétrique et pour se faire, on reproduit les conditions de test dans la simulation et on les compare aux résultats expérimentaux.

Le travail sur la géométrie du modèle paramétrique montre son intérêt de par la qualité du maillage, on constate ainsi une meilleure convergence et des valeurs de résidus plus faibles qu'avec le modèle initial, (figure 5.48). Cependant, la non suppression des mailles de mauvaise qualité a un impact local et peut générer des instabilités dans la résolution, on voit apparaître des pics dans les courbes de résidus. Toutefois, ces instabilités numériques n'apparaissent pas sur les grandeurs physiques que l'on suit telles que la traînée, les débits

massiques, la conservation de la masse entre l'entrée et la sortie, etc. Le maillage utilisé comprend 28.9 millions de mailles, soit 10 millions de mailles de moins que le modèle initial. L'un des objectifs du modèle paramétrique est de trouver un compromis entre la précision de la prédiction et le temps de résolution du modèle, ainsi le modèle paramétrique se résout en 4 heures environ alors que le modèle initial se résout en 9 heures et 40 minutes environ (sur deux noeuds Qfat de 48 processeurs et 256 gigabytes de mémoire vive du calculateur mammouth parallèle 2). Le temps de résolution est donc plus que divisé par deux grâce à ce modèle simplifié.

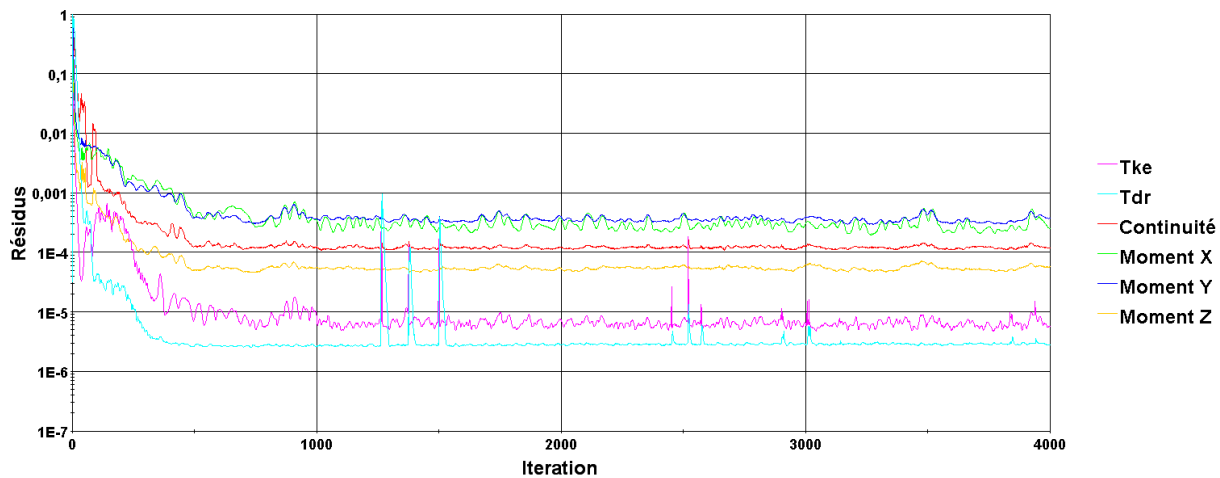


Figure 5.48 Résidus numériques suivant la norme L2 du modèle initial du P09 paramétrique 140km/h, Tke : énergie cinétique turbulente, Tdr : ratio de dissipation turbulente.

De même que pour le modèle initial, on compare les résultats obtenus aux résultats expérimentaux au tableau 5.11. L'erreur relative sur le coefficient de traînée est encore plus importante qu'avec le modèle initial, car la géométrie du modèle est très simplifiée. La structure du ventilateur n'est pas présente dans les simulations, car il n'y a pas de ventilateur dans l'optimisation paramétrique, mais on remarque que la prédiction sur les anémomètres de droite et du centre reste correcte. La prédiction des coefficients de pression est également comparable à celle du modèle initial comme on peut le voir à la figure 5.49. La prédiction des zones de décollement et recollement dans les conduites d'alimentation des échangeurs reste difficile, mais on conserve un débit à travers les anémomètres qui rejoint les résultats expérimentaux.

Vitesses (km/h)	20	50	70	100	140
$C_x.S_x$ Expérimental(m ²)	0.805	0.778	0.783	0.790	0.798
$C_x.S_x$ Numérique (m ²)	0.720	0.712	0.701	0.696	0.695
Erreur relative $C_x.S_x$	10.6%	8.6%	10.6%	11.9%	12.9%
C_p RMSE	0.096	0.062	0.079	0.069	0.070
Erreur débit massique anémomètre droit (kg/s)	19.4%	9.5%	13.7%	13.8%	12.6%
Erreur débit massique anémomètre gauche (kg/s)	43.3%	13.8%	27.4%	0.9%	3.5%
Erreur débit massique anémomètre centre (kg/s)	17.7%	4.3%	29.3%	0.8%	1.0%

Tableau 5.11 Sensibilité du modèle paramétrique du P09 en fonction de la vitesse.

On peut en conclure que le modèle paramétrique reste précis en comparaison du modèle initial. Le modèle paramétrique remplit ses objectifs en permettant une résolution plus rapide du modèle numérique initial en maintenant un bon niveau de précision dans la zone étudiée (la face avant) lors de l'optimisation paramétrique. La précision sur la traînée globale diminue légèrement mais pour l'optimisation paramétrique les résultats sont utilisés en relatif avec un modèle paramétrique où seules la vitesse et la géométrie changent.

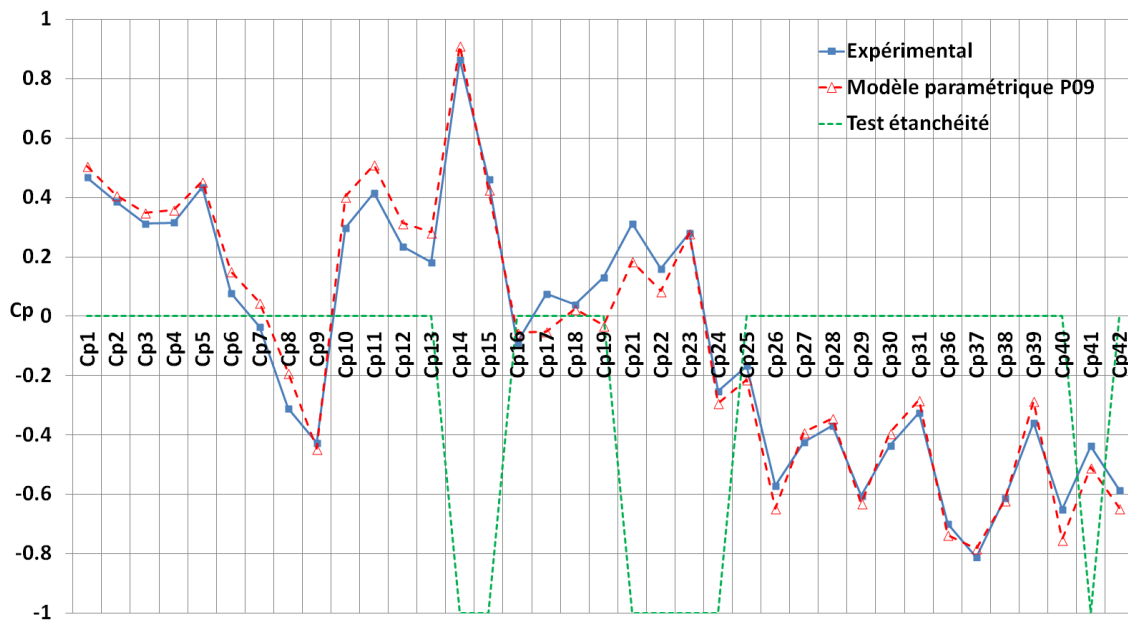


Figure 5.49 Comparaison entre le coefficient de pression sur le modèle paramétrique du P09 et les résultats expérimentaux à 140km/h, test étanchéité :0 étanche ou légère fuite, -1 fuite ou non testé pour raisons d'accessibilités.

5.2.3 Conclusion sur les aptitudes de la simulation

On peut conclure de cette validation numérique des deux tricycles testés en soufflerie que les modèles développés sont capables d'approcher la valeur absolue de $C_x.S_x$ mesurée entre 5 et 6% d'erreur lorsqu'on limite les simplifications géométriques au minimum. En fonction des simplifications que l'on opère, l'erreur sur la prédiction du coefficient de traînée évolue également. Leurs aptitudes de prédiction en relatif donnent des erreurs inférieures à 5 %. On obtient une bonne prédiction des coefficients de pression et on observe les limites du modèle sur la prédiction avec précision des zones de décollement et recirculation. On formule l'hypothèse que les erreurs et problèmes de prédiction dans les zones de décollements et recirculations sont le fait des limites du modèle de turbulence utilisé *k - ε realizable*. En ce qui concerne les échangeurs, on arrive à prédire l'écoulement qui les traverse de façon précise et on constate que le soin apporté à la façon de modéliser l'échangeur ainsi qu'à la préparation des essais est primordial. On conclut également que la conception du prototype P09 réalisée au chapitre 4 s'est avérée juste et a fourni un véhicule hybride dont l'intégrité thermique est sûre, tout en apportant une légère réduction de 2.2% du $C_x.S_x$ en comparaison avec des tests effectués dans la même soufflerie par l'industriel sur le véhicule sport. Le travail sur les roues a également prouvé son intérêt sur le VR car les améliorations conçues uniquement grâce aux modèles numériques ce sont vérifiées expérimentalement en atteignant des réductions de 6.4% du $C_x.S_x$.

Les modèles numériques développés dans l'étude sont donc capables de prédire le $C_x.S_x$ dans un intervalle de confiance connu, ils permettent également de classer relativement les variations de géométrie. Leur utilisation a fait ses preuves autant par la conception et la validation d'amélioration géométrique que par la validation du tricycle hybride P09. On les utilise maintenant pour la recherche d'un optimum global avec les méthodes d'optimisation paramétrique multi-disciplinaire.

CHAPITRE 6

Optimisation Paramétrique

Dans ce chapitre, on présente tout d’abord le développement du bouclage paramétrique sur un cas de validation, le corps d’Ahmed. On utilise ce cas de validation pour gagner du temps sur le développement de l’optimisation paramétrique, car le modèle numérique du tricycle nécessite environ 8h pour le maillage et la résolution. Ce cas de validation est également très bien documenté et permet de valider les résultats des modèles numériques sur des résultats expérimentaux. Effectuer le développement du bouclage avec le modèle du tricycle dès le début serait très coûteux en temps, car on doit assurer la génération automatique de la CAO, les transferts de données entre les différents logiciels, l’automatisation de la CFD et la résolution thermique des échangeurs. Toutes ces étapes sont gérées à haut niveau avec le logiciel I-Sight Simulia. L’ensemble de la méthodologie et des codes sera développé pour le cas du corps d’Ahmed ; on quantifiera également la sensibilité des paramètres à différents niveaux de l’optimisation paramétrique. Ensuite, on transférera la méthodologie développée sur le cas de validation au véhicule complet afin de trouver le meilleur compromis entre traînée aérodynamique et refroidissement.

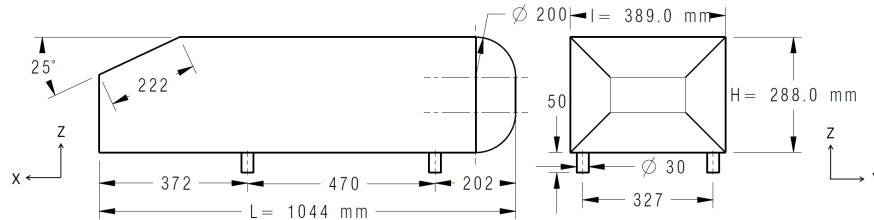
6.1 Cas de validation, corps d’Ahmed

Pour le cas de validation, le corps d’Ahmed a été choisi, car il est très bien documenté, il est sujet à de sérieuses variations de la topologie de l’écoulement et il est facilement paramétrable.

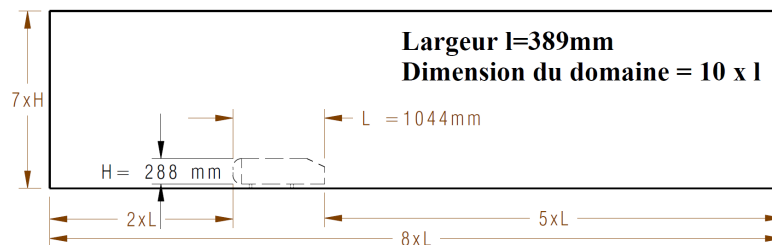
6.1.1 Présentation du cas

Pour l’étude, on se base sur l’article fondateur de [Ahmed *et al.*, 1984]. Ce corps, proposé par [Ahmed *et al.*, 1984] a pour but de permettre l’étude de la topologie de l’écoulement autour d’un véhicule automobile tel que présenté dans le chapitre 2. On reproduit en simulation numérique les dimensions et conditions du test présentées dans l’article. Les dimensions du véhicule et du domaine d’étude sont présentées aux figures 6.1(a) et 6.1(b). On réalise la validation sur deux paramètres : la vitesse et l’angle de la lunette du corps. La validation se fera sur la prédiction du coefficient de traînée C_x en fonction de l’angle de lunette arrière, en comparaison avec les valeurs expérimentales obtenues par [Ahmed *et al.*,

1984] et présentées à la figure 6.2. Les valeurs correspondantes aux C_x sont celles indiquées C_w , les autres valeurs correspondent à : C_k la traînée de la partie avant ; C_s la traînée de la lunette arrière ; C_b la traînée de la face arrière. La majorité des études se font sur le corps d'Ahmed à un angle de lunette arrière de 25° , car il se produit à cet angle un décollement et un ré-attachement de l'écoulement sur la lunette, cela permet de tester la fiabilité des modèles numériques. Au delà de 25° et jusqu'à 30° , ce phénomène de détachement et ré-attachement se produit, mais devient de plus en plus instable expérimentalement [Williams et Boyd, 2001] et numériquement [Bruneau *et al.*, 2011]. On peut observer ce changement de comportement de l'écoulement sur la figure 6.2, où la traînée change de façon discontinue à 30° . Les mesures réalisées par [Ahmed *et al.*, 1984] ont une erreur de seulement ± 0.2 N sur la mesure de traînée, ce qui se traduit par des variations de C_x de $\pm 4.10^{-4}$. Pour cet angle de 30° , le phénomène de changement de topologie d'écoulement a été présenté par [Williams et Boyd, 2001]. On observe à la figure 6.3(a) le mode traînée haute, car l'écoulement reste attaché sur le début de la lunette et décolle ensuite. La figure 6.3(b) illustre le mode traînée basse et on observe que l'écoulement décolle dès le début de la lunette arrière.



(a) Dimensions du corps d'Ahmed, identique à celui de [Ahmed *et al.*, 1984].



(b) Dimensions du domaine numérique pour la simulation du corps d'Ahmed.

Figure 6.1 Dimensions du corps d'Ahmed (a) et du domaine numérique (b).

Ensuite, pour les angles supérieurs à 30° , l'écoulement décolle totalement dès le début de la lunette arrière et certaines études [Kapadia *et al.*, 2004] [Gilliéron et Chometon, 1999] se font sur l'angle de 35° afin de vérifier les prédictions de recirculation et vorticités en arrière du corps. Pour l'étude, on réalise une validation du modèle numérique en se limitant aux

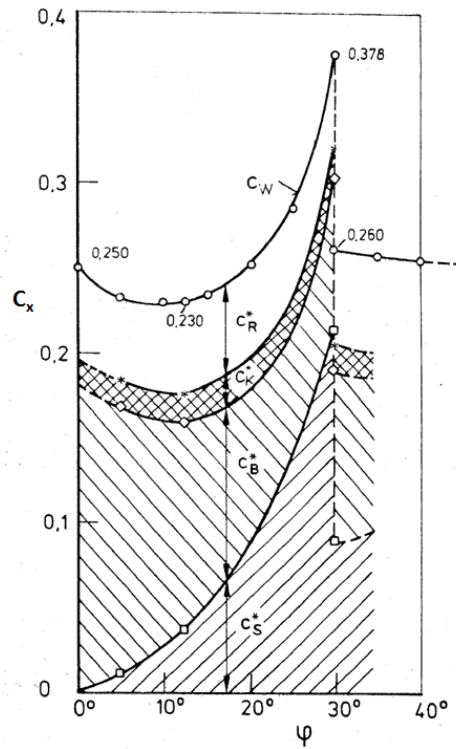


Figure 6.2 Courbe du C_x obtenue et présentée par [Ahmed *et al.*, 1984].

modèles RANS, car l'objectif est de tester le développement du bouclage paramétrique et non la fiabilité des modèles numériques.



(a) Visualisation de fumée du mode traînée haute pour un angle de 30° [Williams et Boyd, 2001].



(b) Visualisation de fumée du mode traînée basse pour un angle de 30° [Williams et Boyd, 2001].

Figure 6.3 Visualisation de fumée des modes de traînée haute(a) et basse (b) pour une angle de lunette arrière de 30° .

6.1.2 Construction du modèle CFD et domaine de validité du modèle

Pour la construction du modèle CFD, on utilise la même méthodologie que celle utilisée sur le véhicule (présenté au chapitre 3). On choisit des conditions de vitesse uniforme en entrée du domaine et une condition de pression en sortie, toutes les autres surfaces sont considérées comme des murs sans glissement. On fixe une échelle globale de maillage. On utilise les approximations d'épaisseur de couche limite (cf Chapitre 3) sur plaque plane pour estimer l'épaisseur totale de prisme et l'épaisseur de la première maille, sachant que le nombre de Reynolds basé sur la longueur caractéristique du corps (1044 mm) est de 4.29 millions. On utilise un maillage trimmé et on obtient une topologie de maillage telle que présentée à la figure 6.4. Le ratio d'évolution volumique est lent et les pourcentages de l'échelle globale sont 2^4 , 2^5 , 2^7 pour la boîte de raffinement moyen, fin et la surface respectivement. Pour la résolution à la paroi, on utilise entre 7 et 20 prismes sur une épaisseur totale de 6 mm. On effectue une étude de maillage sur le cas du corps avec un angle à 25° sur le même principe que la validation numérique du modèle du tricycle au chapitre 5. On fait varier l'échelle globale entre 80 et 300 mm avec des conditions de maillage à la paroi constantes, le y^+ cible est de 5. Ensuite, on fixe l'échelle globale à 200 mm et on fait varier le nombre de prismes afin d'obtenir les valeurs de y^+ attendues. Les propriétés de maillage à la paroi sont basées sur les valeurs de y^+ observées au niveau de l'arrêt de lunette arrière et vise une valeur cible $y^+ = 1, 5, 20, 50$. On fait un dernier test sur l'échelle globale avec un y^+ maximal de 1.

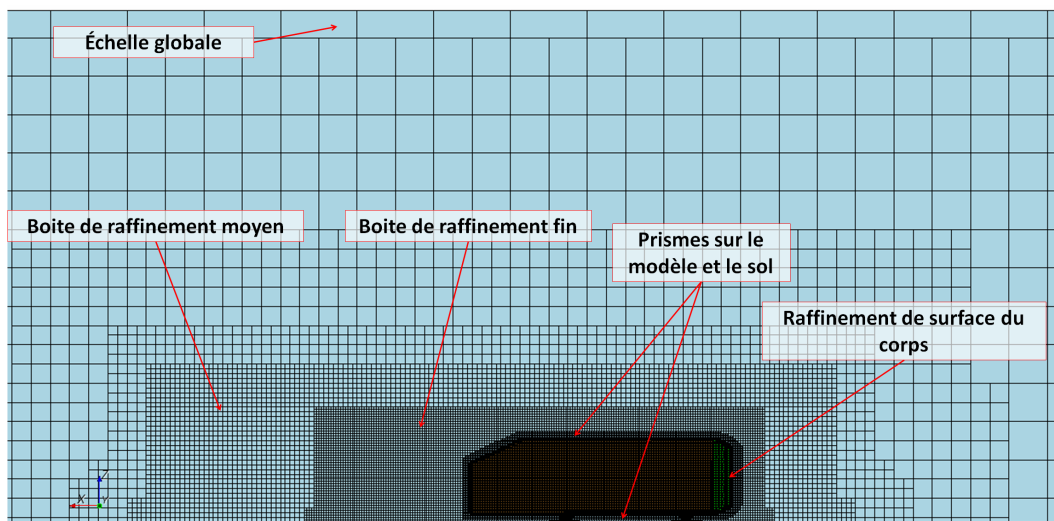


Figure 6.4 Topologie du maillage sur le corps d'Ahmed.

Les résultats de l'étude de maillage sont résumés dans le tableau 6.1. Pour la première analyse de l'échelle globale, avec une valeur de y^+ cible de 5, on ne constate pas de variation importante du coefficient de traînée C_x du corps. Cependant, lorsqu'on analyse la convergence du coefficient de traînée, on constate que plus on dé-raffine l'échelle globale plus la valeur de C_x oscille entre les itérations et plus on raffine, plus le modèle est long à converger : 1250 itérations pour l'échelle de 300 mm et 5000 itérations pour l'échelle de 80 mm. L'analyse de l'influence de la résolution à la paroi (y^+) montre qu'avec un y^+ cible de 50 l'erreur commence à se faire plus importante. Les valeurs de y^+ maximales sont toujours localisées sur l'arrête entre le haut du corps et la lunette arrière du corps. Pour le y^+ cible de 50, on atteint une valeur maximale de y^+ de 64, ce qui peut expliquer l'écart plus important sur la traînée, car la position du décollement initial sur la lunette arrière est moins bien prédite. La tendance sur la convergence montre également que plus on dé-raffine à la paroi, plus la valeur de traînée oscille autour d'une valeur moyenne entre les itérations. Enfin, lorsqu'on utilise un y^+ cible de 1 en faisant varier l'échelle de base, on retrouve la même tendance qu'avec un y^+ cible de 5. On a fait ce dernier essai pour s'assurer que la résolution à la paroi sur l'ensemble du corps se ferait dans la sous-couche visqueuse de la couche limite ($y^+ < 5$).

Variable étudiée	Nombre de mailles (millions)	Échelle globale	y^+ cible	y^+ maximum	C_x	Erreur relative
Échelle globale	51.9	80	5	7.8	0.279	2.07%
	29.7	100	5	7.9	0.278	2.42%
	11.4	150	5	8.7	0.280	1.72%
	5.9	200	5	7.9	0.283	0.63%
	2.6	300	5	7.6	0.283	0.84%
y^+	6.9	200	1	1.9	0.279	1.96%
	5.9	200	5	7.9	0.283	0.80%
	5.4	200	20	28	0.283	0.77%
	4.7	200	50	64	0.292	2.56%
Échelle globale	57.7	80	1	2.8	0.279	1.96%
	33.6	100	1	2.4	0.280	1.93%
	13.1	150	1	2.9	0.293	2.91%
	6.9	200	1	1.9	0.279	1.96%
	3.1	300	1	1.6	0.295	3.33%

Tableau 6.1 Résultats de l'étude du maillage autour du corps d'Ahmed

On remarque également que le nombre d'éléments varie entre 57.7 et 2.6 millions de mailles. Il faut trouver un compromis pour que le cas de validation se résolve dans un temps acceptable. On choisit de poursuivre l'étude avec une échelle globale de 150 mm et un y^+

cible de 1. Pour rappel, on utilise un modèle RANS à deux équations de fermeture $k - \epsilon$ dans la formulation *realizable*. On utilise un solveur découplé avec un schéma numérique du second ordre sur la discrétisation spatiale et du premier ordre sur la discrétisation temporelle, l'algorithme SIMPLE est utilisé pour la résolution. On teste le modèle CFD sélectionné pour 9 angles d'incidence de lunette arrière différents, pour $\gamma \in [0\ 35]^\circ$. Les résultats de traînées sont présentés à la figure 6.5.

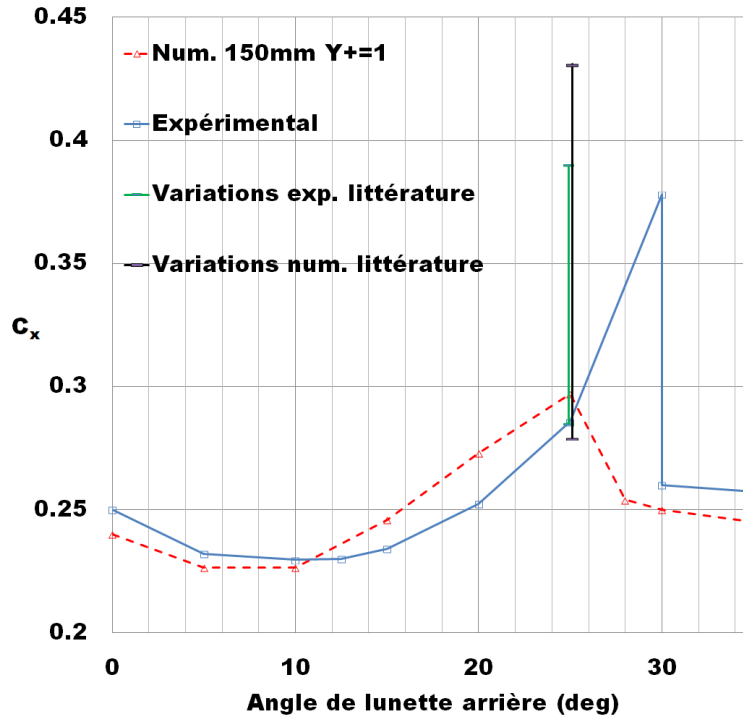


Figure 6.5 Comparaison des données de C_x de [Ahmed *et al.*, 1984] et du modèle CFD sélectionné

On peut conclure que le modèle RANS est capable de prédire correctement la traînée jusqu'à 25° . Mais au delà, le modèle décroche et prédit un décollement complet de l'écoulement à partir de la lunette arrière alors que ce phénomène ne se produit qu'à 30° expérimentalement. Le modèle RANS ne capte que la topologie de l'écoulement pour le mode de traînée basse. Pour des angles supérieurs à 30° le modèle est de nouveau apte à prédire la traînée du corps. Pour améliorer la prédiction du coefficient de traînée entre 25 et 30° , il faudrait utiliser un modèle instationnaire et/ou investiguer d'autres modèles de turbulence ou d'autres modèles physiques telle que la simulation LES. [Gilliéron et Chometon, 1999] ont réalisé une simulation comme celle de l'étude et ont obtenu des résultats encore plus éloignés des valeurs expérimentales de [Ahmed *et al.*, 1984]. De nombreuses études ont été réalisées et on peut voir un résumé de la littérature sur les valeurs de C_x à 25° d'angle de

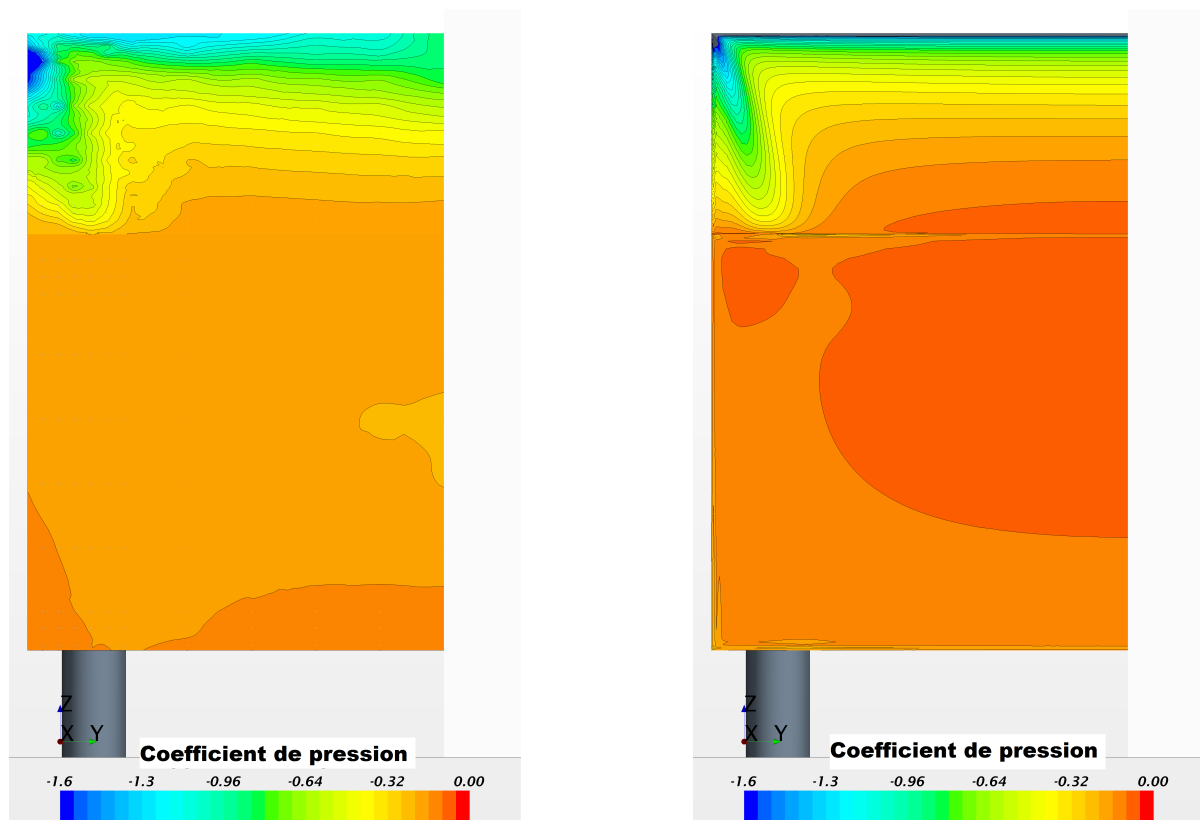
lunette arrière au tableau 6.2 pour lesquelles le nombre de Reynolds est calculé à partir de la longueur du corps ($L = 1044$ mm). Une multitude de valeurs de C_x a été trouvée, aussi bien numériquement qu'expérimentalement. Certains ont également caractérisé l'influence du nombre de Reynolds sur le coefficient de traînée pour des angles de 25° et 30° [Bruneau *et al.*, 2011], [Leclerc, 2008], [Pierric, 2012] et [Vino *et al.*, 2005].

Auteurs	Nombre de Reynolds	C_x	Type d'étude
[Ahmed <i>et al.</i> , 1984]	$4.29 \cdot 10^6$	0.285	expérimentale
[Fares, 2006]	$2.87 \cdot 10^6$	0.279	numérique Boltzmann sur réseau (VLES))
[Krajnovic et Davidson, 2005]	$0.725 \cdot 10^6$	0.292	numérique LES
[Roumeas, 2006]	$2.87 \cdot 10^6$	0.31	numérique Boltzmann sur réseau (RNG $K - \epsilon$)
[Leclerc, 2008]	1.7 à $2.8 \cdot 10^6$	0.34 à 0.32	numérique Boltzmann sur réseau (RNG $K - \epsilon$)
[Leclerc, 2008]	1 à $1.9 \cdot 10^6$	0.39	expérimentale
[Pierric, 2012]	1.4 à $2.78 \cdot 10^6$	0.335 à 0.312	expérimentale
[Kapadia <i>et al.</i> , 2004]	$2.78 \cdot 10^6$	0.281 et 0.338	numérique SA-DES et SA-RANS
[Gilliéron et Chometon, 1999]	$4.29 \cdot 10^6$	0.33	numérique RANS
[Serre <i>et al.</i> , 2013]	$2.87 \cdot 10^6$	0.343-0.346 0.317-0.431	numérique DES-SST LES-NWR LES-NWM LES-SVV
[Fourrié <i>et al.</i> , 2011]	3.1 à $7.7 \cdot 10^5$	0.32-0.290	expérimentale
[Bruneau <i>et al.</i> , 2011]	8.275	0.292	numérique DNS
Présente étude	$4.29 \cdot 10^6$	0.293	numérique $k - \epsilon$ <i>realizable</i>

Tableau 6.2 Résumé des valeurs de C_x présentes dans la littérature pour un angle de 25° .

On compare également les résultats du modèle numérique avec les résultats de [Lienhart *et al.*, 2002] qui sont disponibles dans la base de données ERCOFTAC. Les résultats expérimentaux sont obtenus pour un nombre de Reynolds de $2.78 \cdot 10^6$. À la figure 6.6(a), on observe le champ de coefficient de pression interpolé sur la grille de maillage du modèle numérique. On voit également la position de chacun des points de mesure afin de comprendre les fluctuations observées dans le champ. À la figure 6.6(b), on observe le champ de coefficient de pression obtenu par la simulation numérique. On constate que la simulation est capable de prédire convenablement le début du "C pillar vortex" sur la lunette arrière,

observé expérimentalement et décrit par [Ahmed *et al.*, 1984]. On observe un champ de pression comparable en expérimental et en numérique sur la lunette arrière. Cependant, sur l'arrière du véhicule on constate que la forme du champ et son amplitude ne sont pas correctement captés numériquement. Les erreurs de coefficient de pression sur l'arrière du véhicule sont liées à des erreurs de prédiction de recirculation et d'interaction entre les vortex, car on n'observe pas les deux vortex dans la bulle de recirculation présentée par [Ahmed *et al.*, 1984].



(a) Champ de coefficients de pression expérimentaux ([Lienhart *et al.*, 2002]) interpolé sur le maillage du modèle numérique.

(b) Champ de coefficients de pression obtenu avec le modèle numérique.

Figure 6.6 Comparaison des coefficients de pression expérimentaux (a) et numériques (b).

On compare ensuite les vitesses moyennes entre les mesures par anémométrie laser Doppler (LDA) et la simulation dans le plan de symétrie et dans deux plans transverses, l'un à 80 mm en arrière du corps et un à 88 mm en avant de la face arrière du corps. On visualise ainsi l'écoulement sur la lunette arrière et dans la zone de recirculation en arrière. Pour comparer les données expérimentales et numériques, on extrait les données du modèle nu-

mérique sur les mêmes lignes d'extraction qu'expérimentalement et on adimensionne les vitesses par rapport à la vitesse (U_{ref} en entrée du tunnel). Dans le plan de symétrie, la figure 6.7 montre la vitesse dans la direction de l'écoulement. On constate globalement une bonne adéquation entre les résultats expérimentaux et numériques. Les zones concentrant le maximum de différences sont dans l'écoulement issu de la lunette arrière et dans l'écoulement issu du dessous du véhicule. On observait déjà à la figure 6.6(b) que le modèle numérique ne fait pas apparaître la seconde bulle de recirculation dans la partie basse du culot du corps. Cette différence dans les écoulements proches du sol trouve probablement sa source dans l'erreur de prédiction de la zone de recirculation du modèle RANS, la recirculation n'étant pas prédite correctement, son interaction avec l'écoulement du dessous du véhicule ne l'ai pas non plus.

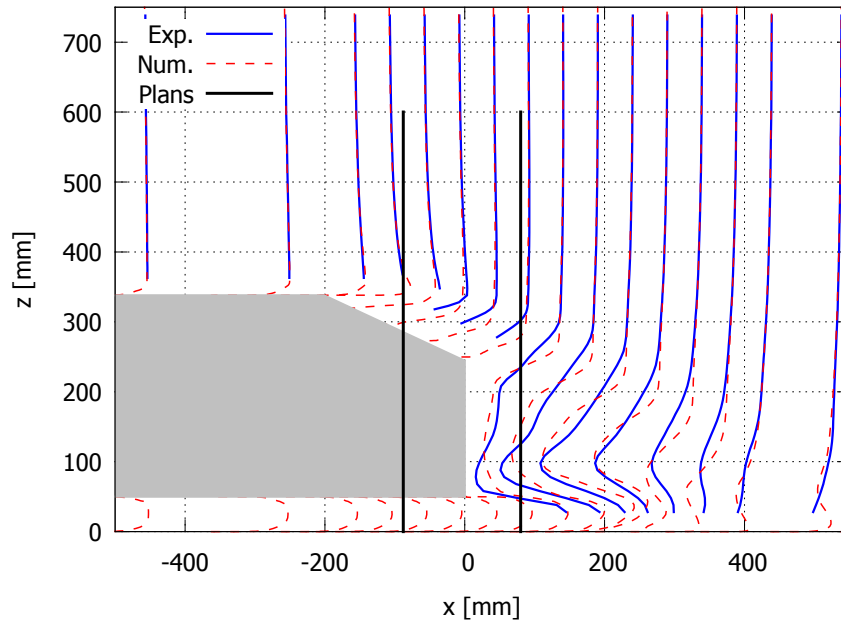
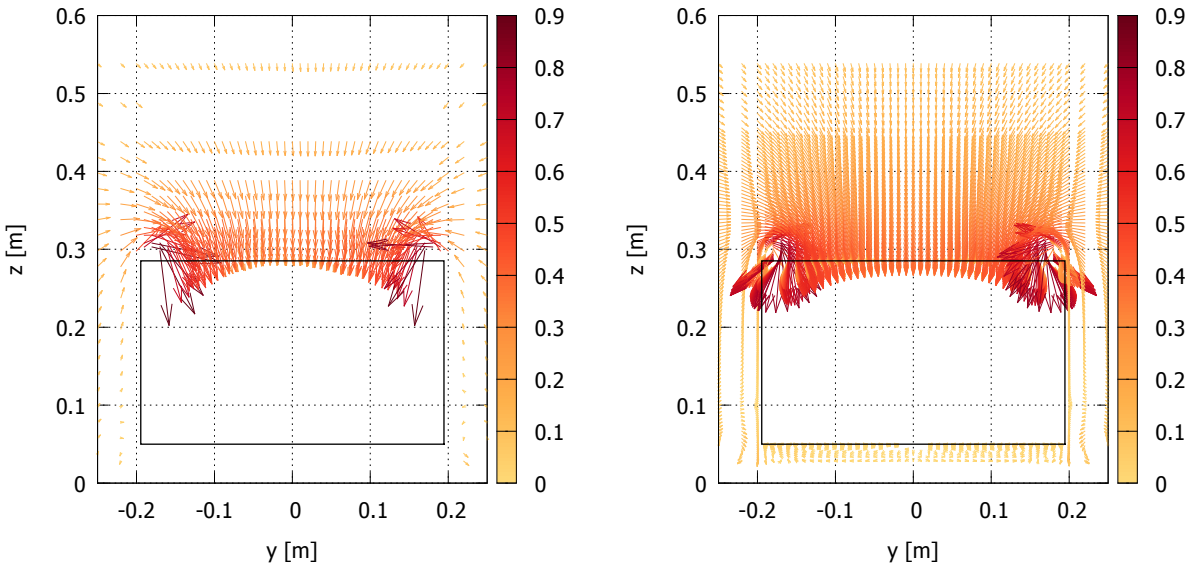


Figure 6.7 Comparaison des vitesses adimensionnelles (U/U_{ref}) dans le plan de symétrie et représentation de la position des plans $x = -88$ mm et $x = 80$ mm.

Dans le plan en $x = 88$ mm, coupant la lunette arrière, les figures 6.8(a) 6.8(b) présentent les vecteurs de vitesse moyenne adimensionnée par la vitesse de référence (U_{ref} en entrée du tunnel) sur les directions V et W. On observe que les champs sont comparables et surtout que la position du vortex est la même entre les résultats expérimentaux et numériques.



(a) Champ de vecteurs vitesse adimensionnée mesuré par ([Lienhart *et al.*, 2002]).

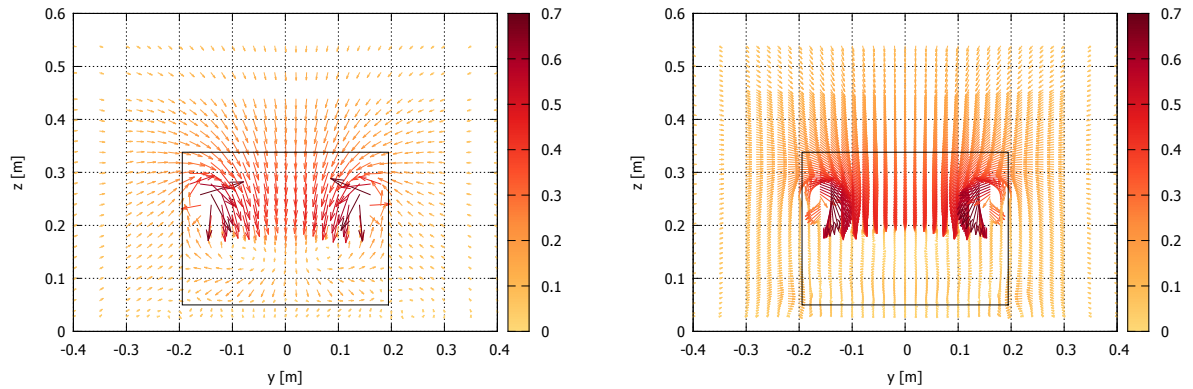
(b) Champ de vecteurs vitesse adimensionnée obtenu avec le modèle numérique.

Figure 6.8 Comparaison des champs de vecteurs vitesse adimensionnée (U/U_{ref}) expérimentale (a) et numérique (b) dans un plan à 88 mm en amont de la face arrière du corps.

Les figures 6.9(a) et 6.9(b) comparent enfin les vecteurs vitesse moyenne adimensionnée expérimentaux et numériques sur les directions V et W dans le plan en $x = 80$ mm en arrière du corps. Les deux vortex provenant des bords de la lunette arrière sont toujours prédits correctement en terme de position et d'amplitude. Cependant, on constate que la seconde zone de recirculation présente dans le bas du corps et illustrée par [Ahmed *et al.*, 1984] n'est pas présente dans la simulation. Le modèle numérique ne capte qu'une seule et unique bulle de recirculation pour les raisons évoquées ci-dessus.

Cette validation du modèle CFD permet de connaître ses limites de validité et les erreurs qu'il peut fournir en fonction des différents phénomènes aérodynamiques. Ainsi, on constate que le modèle RANS $k - \epsilon$ *realizable* rencontre des difficultés dans la prédiction des zones de décollement et de ré-attachement avec des erreurs dans la prédiction des zones de recirculation. Ces conclusions rejoignent celles de [Leclerc, 2008] qui explique les limites des résultats obtenus avec des modèles RANS stationnaires sur le corps d'Ahmed. Les simulations instationnaires permettent de mieux prédire la topologie de l'écoulement et les résultats des différents auteurs présentés précédemment tendent à montrer que la simulation LES permet de retrouver une topologie de l'écoulement plus proche des observations expérimentales. Ces conclusions rejoignent les hypothèses sur les sources d'erreur

du modèle initial sur les véhicules référence et P09 dans le chapitre 5. Pour poursuivre l'amélioration de la simulation du tricycle, il faudra s'orienter vers des modèles numériques instationnaires et explorer le potentiel des simulations LES ou hybride RANS-LES.



(a) Champ de vecteurs vitesse adimensionnée mesuré par ([Lienhart *et al.*, 2002]).

(b) Champ de vecteurs vitesse adimensionnée obtenu avec le modèle numérique.

Figure 6.9 Comparaison des champs de vecteurs vitesse adimensionnée (U/U_{ref}) expérimentale (a) et numérique (b) dans un plan à 80 mm en aval du corps.

6.1.3 Construction de l'architecture d'optimisation

Pour réaliser une optimisation paramétrique dans un délai raisonnable, il faut que l'ensemble des étapes allant de la génération de la CAO au résultat final se fasse de façon automatique. Le logiciel Simulia I-sight est utilisé pour faire les liens entre les différents logiciels, pour la génération du plan d'expériences, la construction de la surface de réponse et l'optimisation. Pour chaque itération i du plan d'expérience, on utilise l'indice i de l'itération dans tous les logiciels ou code utilisés pour l'indexation. Pour chaque étape, un code ou un fichier logiciel générique est préparé afin que les étapes s'indexent et modifient leurs paramètres à chaque itération i du plan d'expérience. Le principal problème est d'assurer la robustesse de l'architecture pour permettre de parcourir tout le domaine d'étude sans erreur. L'architecture utilisée pour le corps d'Ahmed est présentée à la figure 6.10. La partie construction de surface de réponse et optimisation est réalisée par la suite pour tester les différentes méthodes.

Pour le cas de validation, on souhaite résoudre le problème d'optimisation représenté par l'équation 6.1. On remarque que seuls deux paramètres vont être utilisés, l'angle de lunette

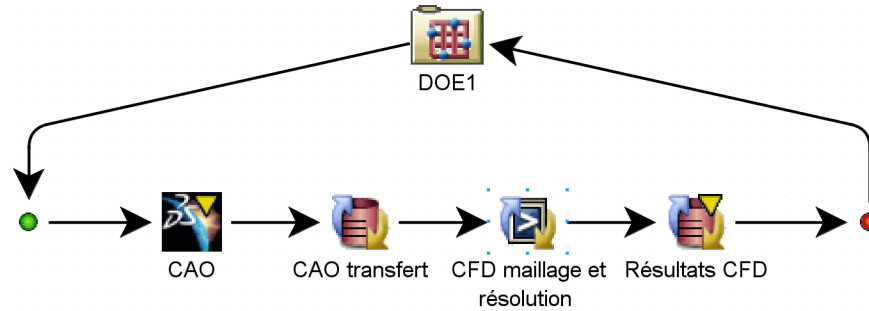


Figure 6.10 Architecture d'optimisation pour le corps d'Ahmed

arrière α et la vitesse uniforme en entrée du tunnel U_{ref} . Ces paramètres vont être modifiés dans le plan d'expérience pour chaque itération i .

$$P_{ahmed} = \text{minimiser } C_x(X) \quad \text{avec } X = (\alpha, U_{ref}) \quad (6.1)$$

On commence par la construction du modèle CAO paramétrique. Comme on l'a vu au chapitre 3, pour que la géométrie soit lue par Star-CCM+, on a deux possibilités pour créer les surfaces CAO : exporter chaque surface au format STL ou exporter un fichier CATIA surfacique avec l'ensemble des découpages surfaciques réalisés dans la pièce. La seconde solution est choisie, car on peut générer des fichiers CATIA de façon automatique en identifiant les paramètres dans la pièce CATIA générative directement dans le module de I-sight. Pour la robustesse du modèle, le nombre de surfaces doit rester identique peu importe la combinaison de paramètres choisie. Pour le corps d'Ahmed, la paramétrisation géométrique est simple, car on utilise uniquement le paramètre d'angle de lunette arrière. La dissociation des surfaces doit également être anticipée dans la CAO pour les étapes de maillage de la partie CFD. Ainsi, le modèle CAO du corps d'Ahmed génératif est réalisé en 10 surfaces : 4 pour le domaine fluide et 6 pour le corps lui-même. A chaque itération i , le modèle génératif CAO change l'angle de la lunette, met à jour les surfaces et enregistre le fichier CAO i . Le découpage des surfaces en CAO doit anticiper les problèmes potentiels de la CFD, aussi bien pour le maillage que pour la résolution et le post-traitement.

Star-CCM+ permet la réalisation d'automatisation par des macros JAVA. On programme une macro générative dans laquelle le numéro d'indice de l'itération i est utilisé comme paramètre. Cette macro transfère le fichier CAO i , modifie le paramètre physique de vitesse dans les conditions aux limites et initiales de la simulation, re-maillle le corps avec la géométrie i , le résout jusqu'au critère de convergence fixé et exporte les informations

attendues (C_x) dans un fichier résultat i . Le fichier résultat est ensuite lu par I-sight qui en extrait le C_x et remplit la matrice de solution du plan d'expériences. Il faut donc anticiper tous les paramètres et variables qui doivent être communiqués entre les logiciels, aussi bien pour la résolution que pour le bon fonctionnement de l'ensemble de l'architecture d'optimisation. Obtenir une architecture d'optimisation robuste même sur un corps simple tel que le corps d'Ahmed n'est pas aisé. On réalise un plan d'expériences de 30 itérations de type carré latin optimal (cf chapitre 2) pour des valeurs de α allant de 0 à 30° et une vitesse U_{ref} allant de 20 m/s à 60 m/s (soit $Re_l = 1.39 - 4.17 \cdot 10^6$). Le nombre d'itérations a été choisi arbitrairement de manière à obtenir un très bon remplissage du domaine d'étude, car le nombre minimal d'itérations pour cette étude à deux paramètres en considérant trois niveaux par paramètre pourrait se limiter à 8 avec un plan factoriel complet. Cependant, réaliser une approximation sur 3 points ne permet pas de connaître précisément ce qui se passe entre les points et on comprend aisément le problème lié au remplissage du domaine d'étude. Si un domaine d'étude est très peu rempli, le résultat de l'optimisation est fortement dépendant du type d'interpolation choisi.

6.1.4 Tests des différentes méthodes de reconstruction des surfaces de réponse

On obtient les résultats du plan d'expériences sur le problème de prédiction du C_x dans le domaine borné par $\alpha = [0 \ 30]^\circ$; $U_{ref} = [20 \ 60]$ m/s. Pour effectuer une comparaison des différents types d'approximation, on commence par extraire les résultats des différentes méthodes de reconstruction de surfaces de réponse à une vitesse fixe de 60 m/s afin de pouvoir les comparer aux résultats de [Ahmed *et al.*, 1984]. On compare les méthodes de reconstruction suivantes :

- Fonctions à base radiale et elliptique (présentée au Chapitre 2, la définition complète et l'implémentation des fonctions sont présentée dans [SIMULIA, 2013]).
- Krigeage avec une fonction gaussienne et une fonction cubique (présenté au Chapitre 2, la définition complète et l'implémentation du modèle de krigeage sont présentées dans [SIMULIA, 2013] avec les quatre fonctions de corrélations disponibles.).

On obtient alors les réponses de chacune des méthodes de reconstruction présentées à la figure 6.11. On constate que l'erreur de prédiction du modèle numérique au delà de 25° a un impact très important sur la réponse puisque les zones où le modèle numérique est le moins précis peuvent être amplifiées par l'opération de construction de surface de réponse.

On observe les meilleurs résultats pour la méthode utilisant les fonctions à base radiale ou elliptique alors que le plus mauvais résultat est obtenu avec le krigeage par fonction cubique avec une erreur des moindres carrés par rapport aux données d'origine inférieure à 0.9. Les erreurs des moindres carrés de chacune des méthodes de reconstruction sont résumées au tableau 6.3.

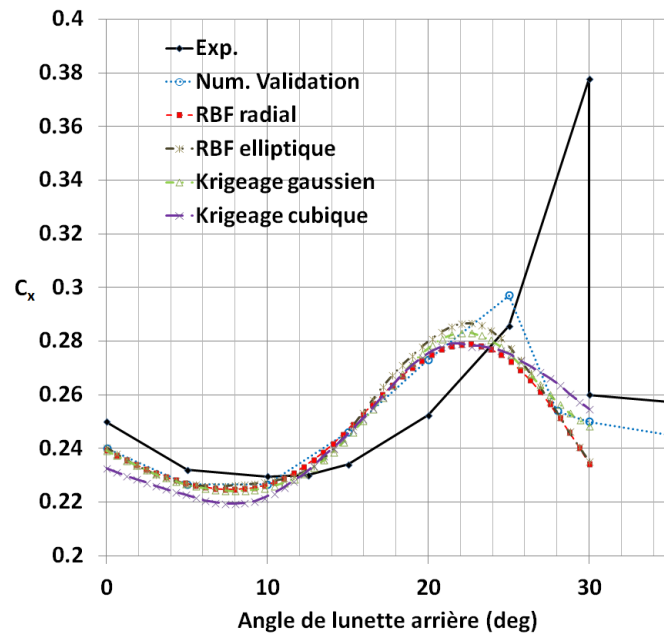


Figure 6.11 Comparaison des méthodes de reconstruction sur la plage $\alpha \in [0 \ 30]^\circ$

	RBF radial	RBF elliptic	Krigeage gaussien	Krigeage cubic
r^2	0.952	0.980	0.969	0.875

Tableau 6.3 Résumé des erreurs des moindres carrés (r^2) pour les différentes méthodes de reconstruction.

Pour observer l'influence de l'erreur de prédiction du modèle numérique, on applique une nouvelle fois les méthodes de reconstruction mais en enlevant les itérations pour lesquelles $\alpha > 25^\circ$. Cela revient à n'utiliser que 25 points du plan d'expériences. On obtient alors les résultats de la figure 6.12. On constate une amélioration globale quelque soit la méthode de reconstruction, le krigeage par fonction cubique reste le plus mauvais avec une erreur RMS de 0.94. On remarque également un changement du profil de courbe, particulièrement pour la méthode RBF, qui retrouve le résultat numérique à 25° . Il faudra donc toujours faire attention à la sensibilité du résultat dans les zones optimales que l'on trouve. Une analyse de sensibilité des surfaces de réponse peut être utilisée pour caractériser la surface

de réponse, mais aussi à des fins d'enrichissement du plan d'expériences.

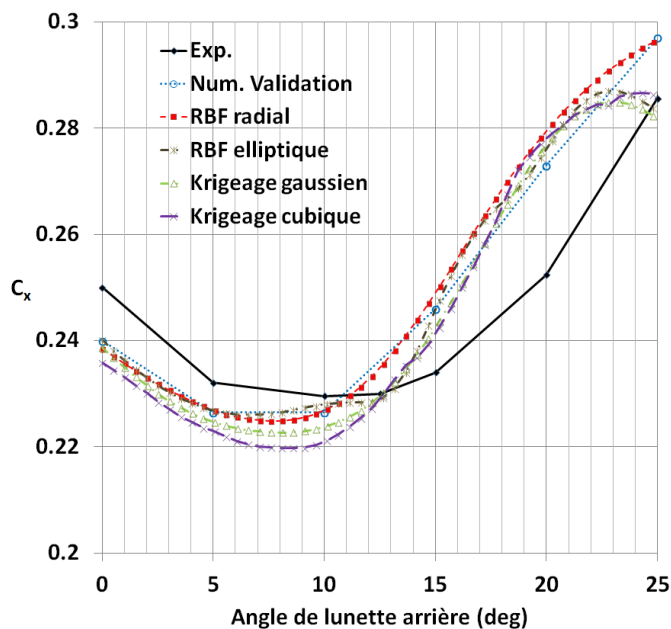


Figure 6.12 Comparaisons des méthodes de reconstruction sur la plage $\alpha \in [0 \ 25]^\circ$

Globalement, on constate que les deux méthodes de reconstruction testées donnent de bons résultats, avec une préférence pour les fonctions à base radiale. La déformation de surface liée à l'erreur d'interpolation nulle au point de test imposé par le krigeage force la réponse à des déformations de surface excessives et plus particulièrement avec les fonctions cubiques. L'étude permet également d'observer l'influence du nombre de Reynolds sur le coefficient de traînée ; cependant aucun résultat expérimental sur le coefficient de traînée n'est disponible pour caractériser le modèle numérique à d'autres régimes d'écoulement que celui de [Ahmed *et al.*, 1984]. On présente donc à la figure 6.13 les résultats après reconstruction par méthode RBF pour $\alpha \in [0 \ 25]^\circ$ et $U_{ref} \in [20 \ 60]$ m/s en gardant en tête les limites de prédiction du modèle numérique. On constate des effets liés à la vitesse en fonction de l'angle. Globalement, le coefficient de traînée diminue avec l'augmentation de la vitesse. Pour les faibles angles ($0 - 10^\circ$), on observe une diminution du C_x régulière avec l'augmentation de vitesse ; mais pour des angles entre 20 et 25° on constate que la tendance de la courbe change. Plus la vitesse est faible, plus la transition prédite par le modèle s'opère pour des angles faibles et inversement. Enfin, on constate que le minimum du coefficient de traînée varie en fonction de la vitesse pour des angles entre 6.8° et 9.8° .

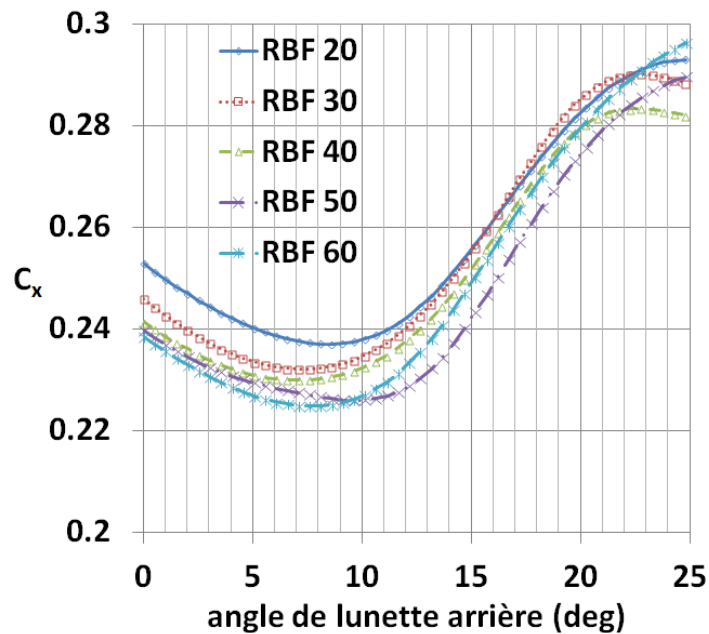


Figure 6.13 Comparaisons du C_x en fonction de la vitesse avec la méthode RBF sur la plage $\alpha \in [0\ 25]^\circ$ et $U_{ref} \in [20\ 60]$ m/s

6.1.5 Optimisation

Le corps d'Ahmed ne se prête pas à l'optimisation multi-objectifs, car il est mono-objectif avec une réponse moyenne continue pour $\alpha \in [0\ 30]^\circ$. Ainsi, toutes les méthodes d'optimisation fonctionnent sans souci et donnent le même résultat aux erreurs d'approximation près pour le problème suivant :

$$P_{Ahmed} = \text{minimiser } C_{x,60}(\alpha) \quad (6.2)$$

L'optimisation étant mono-objectif avec une réponse continue, il est intéressant de noter que les méthodes de gradients sont bien plus efficaces pour cette optimisation "simple" que les méthodes utilisant les algorithmes génétiques. Les méthodes de gradients nécessitent moins de 10 itérations pour parvenir à l'optimum, soit entre 2 et 3 secondes pour parvenir au résultat. La méthode NSGA-II avec une population de 12 individus et 20 itérations nécessite 27 secondes pour sa résolution et l'optimum n'est atteint qu'à partir de la 4^{ème} génération. Toutefois, les méthodes de gradients et d'algorithmes génétiques parviennent aux mêmes résultats ; un angle de 7.7° pour un C_x minimal de 0.225 que l'on compare au C_x minimal expérimental de 0.228 fourni par [Ahmed *et al.*, 1984] à un angle de 8° . Si on résout le problème à deux paramètres libres de l'équation 6.1, on obtient un C_x optimum de 0.224 pour une vitesse de 57.7 m/s, soit un nombre de Reynolds de $4.015 \cdot 10^6$.

6.1.6 Conclusions sur le cas de validation

L'étude numérique du corps d'Ahmed permet d'appuyer les conclusions faites lors de la validation des modèles numériques (chapitre 5) et met en lumière les forces et les faiblesses du modèle numérique RANS $k - \epsilon$ *realizable*. On a observé les limites du modèle numérique sur la prédiction des zones de décollement et recollement ainsi que sur l'interaction entre les vortex. On a également constaté la stabilité du modèle dans l'étude de maillage et sa capacité de prédiction avec une faible résolution dimensionnelle permettant ainsi l'obtention de résultats dans des délais acceptables industriellement.

On a mis en évidence les difficultés de la construction de l'architecture d'optimisation avec les différentes étapes qui la composent, ainsi que les problèmes d'anticipation entre les différents logiciels dans ce qui a trait à la préparation et à la division des surfaces.

Enfin, on a mis en évidence les problèmes liés à l'utilisation des plans d'expériences et aux méthodes de reconstruction sur le cas du corps d'Ahmed. On constate que les problèmes potentiels soulevés dans le chapitre 2 sont une réalité. Le plan d'expériences doit avoir un remplissage suffisant et les méthodes de reconstruction doivent être utilisées avec la plus grande prudence dans leur analyse sur des zones très localisées.

6.2 Architecture d'optimisation du P09

On présente dans les paragraphes suivants les différentes étapes constituant l'architecture d'optimisation du P09, allant du paramétrage de la géométrie jusqu'aux résultats des coefficients $C_x S_x$ et des puissances de refroidissement des boucles électrique et thermique. Les étapes de l'architecture sont présentées à la figure 6.14.

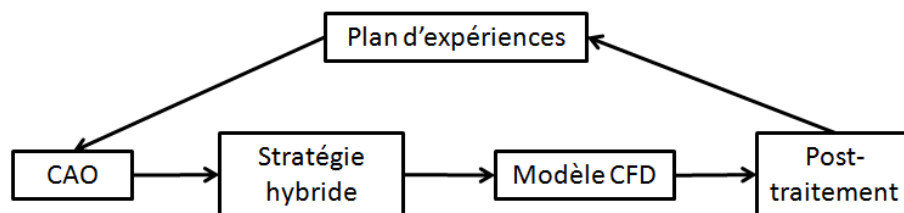


Figure 6.14 Schéma de l'architecture d'optimisation du P09

6.2.1 Construction CAO

Le modèle CAO paramétrique doit permettre de faire varier les dimensions des échangeurs en longueur et largeur. Ensuite, il faut proposer une paramétrisation la plus robuste possible permettant le maximum de déformation afin d'avoir un domaine d'étude le plus grand possible tout en minimisant le nombre de paramètres pour limiter la taille du plan d'expériences. On va donc commencer par limiter la mobilité des échangeurs, car le but de l'optimisation est de trouver une meilleure solution que celle obtenue au chapitre 4 en conservant les positions des échangeurs. De plus, les contraintes esthétiques et dimensionnelles énoncées dans le chapitre 4 restent valides : on ne doit pas allonger le véhicule ; on doit conserver la garde au sol et s'adapter aux pièces de carrosserie environnantes. Les radiateurs sont donc fixés dans leurs positions suivant la normale à la direction de l'écoulement ; le seul degré de liberté est une rotation autour de l'axe de la direction de l'écoulement pour les radiateurs du MCI. La paramétrisation est uniquement réalisée sur une moitié de véhicule, car la forme doit être symétrique. Une attention particulière est portée aux tangences dans le plan de symétrie pour éviter les points de rebroussement ou les défauts de connexités de surfaces. En suivant ces contraintes et règles de CAO, on obtient l'esquisse du radiateur gauche du MCI et celle du radiateur frontal qui peuvent varier suivant les trois paramètres déjà utilisés. On conserve l'épaisseur du radiateur utilisé sur les P09, soit 36 mm et on re-crée des réservoirs dont les dimensions évoluent avec celles des radiateurs. On obtient alors les radiateurs et réservoirs dans les positions extrêmes de leurs trois paramètres associés, illustrés aux figures 6.15(a) et 6.15(b).

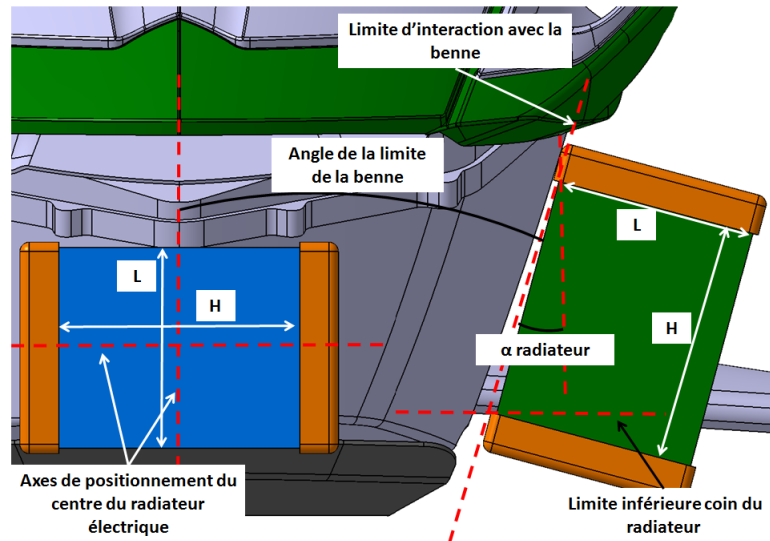
On conçoit ensuite la surface extérieure de la face avant qui va englober les radiateurs en imposant les décalages nécessaires à l'épaisseur de plastique de la face avant. Pour définir la surface extérieure en la contrôlant, on utilise quatre courbes guide. La première courbe guide assure une certaine continuité de carrosserie entre les pièces existantes et la nouvelle face avant, c'est la courbe de contrôle haute de la surface extérieure. On crée la courbe de contrôle avant dans le plan de symétrie en avant du véhicule qui définit la forme du nez. On crée ensuite la courbe de contrôle arrière, qui se base sur le radiateur, ainsi lorsque le radiateur s'incline la surface extérieure le suit. Cette courbe doit également permettre les changements de tangentes sans générer d'erreur, car la rotation de α radiateur se fait entre $+15$ et -15° ce qui a pour effet de changer le signe de la tangente de la courbe de contrôle. Enfin, la courbe de contrôle basse définit la forme de la surface extérieure, car la courbe haute est fixe pour la continuité de carrosserie. Cette courbe nécessite un paramétrage, car elle doit éviter les courbures fortes aux extrémités avant et arrière afin

de ne pas interférer avec les échangeurs ou leurs réservoirs. On utilise donc un point de contrôle dont la position est paramétrée latéralement et les limites du paramètre seront définies par le seuil d'interférence. Les courbes de contrôle et la surface extérieure dans les limites maximales et minimales des paramètres sur les échangeurs et la courbe de contrôle basse sont illustrées aux figures 6.16(a) et 6.16(b).

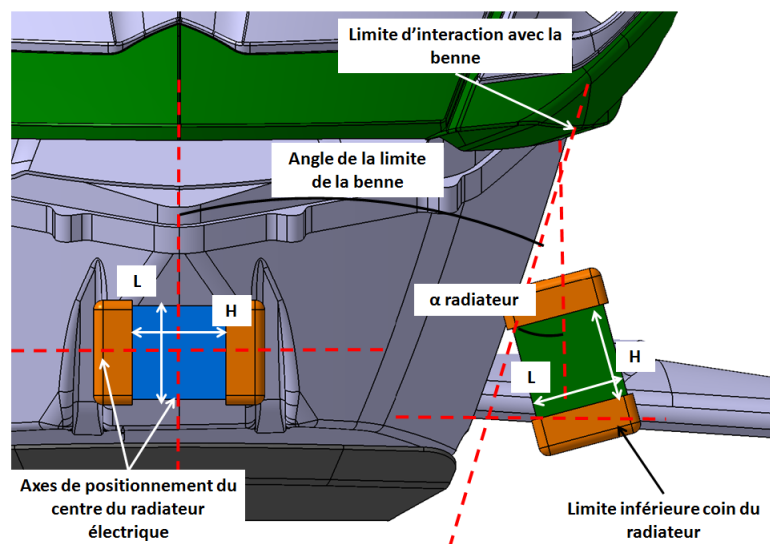
La dernière étape de la construction de la surface paramétrée de la face avant consiste à créer les conduits d'alimentation des échangeurs du MCI et l'ouverture de l'échangeur électrique. On cherche à réaliser une paramétrisation ayant un sens physique pour l'écoulement dans l'échangeur. Le refroidissement dépend du débit d'air à travers le radiateur. Pour contrôler le débit il suffit de faire varier la section. On crée un paramètre de ratio de section entre la section du radiateur et la section en entrée de conduite variant entre 0.5 et 1.5. Tout au long de l'étude, on a observé l'importance de la courbure des surfaces dans les conduites d'alimentation afin de limiter les décollements et on a observé que l'arrête vive en entrée des conduites du P09 entraînait une recirculation dans la conduite. On crée un paramètre qui contrôle la tangence entre la surface extérieure et la conduite. Enfin, un dernier paramètre est créé pour contrôler ou percer la conduite dans la surface extérieure, soit très en avant du véhicule soit proche du radiateur. Ce paramètre est un ratio basé sur la longueur au niveau de la surface extérieure entre le radiateur du MCI et l'ouverture du radiateur électrique variant entre 0.3 et 0.7. L'ouverture du radiateur électrique a également été paramétrée par un ratio d'ouverture et une tangence d'entrée, mais ces paramètres ne sont pas utilisés dans l'optimisation pour limiter le plan d'expériences à 8 paramètres. On obtient une face avant paramétrique contrôlée par 7 paramètres géométriques dont les positions extrêmes sont illustrées pour les valeurs maximales à la figure 6.17(a) et minimales à la figure 6.17(b).

On termine la construction CAO en assemblant les surfaces, en créant l'épaisseur de plastique et en réalisant la symétrie. On obtient un modèle volumique de la face avant. Le passage de surfacique à volumique permet de vérifier que l'assemblage des surfaces est fait correctement. On re-convertis ensuite le volume avec le découpage de surfaces souhaité pour l'importation dans le modèle CFD. À partir de ce modèle CAO génératif, on obtient la face avant du véhicule, les trois radiateurs et les réservoirs, et on génère également des volumes de contrôle qui serviront au raffinement du maillage dans le modèle CFD. Enfin, on génère le système de coordonnées associé à chaque radiateur pour assurer l'orientation du maillage dans les échangeurs. Le module CAO dans l'architecture d'optimisation de

la figure 6.14 se résume schématiquement par la figure 6.18. Malgré les règles de CAO précédemment citées, la principale difficulté de l'architecture d'optimisation réside dans la construction d'un modèle CAO robuste, permettant des variations suffisantes des paramètres. L'anticipation des problèmes potentiels de maillage et de résolution CFD nécessite également de choisir un découpage des surfaces adéquat pour assurer la robustesse de l'ensemble de l'architecture d'optimisation.

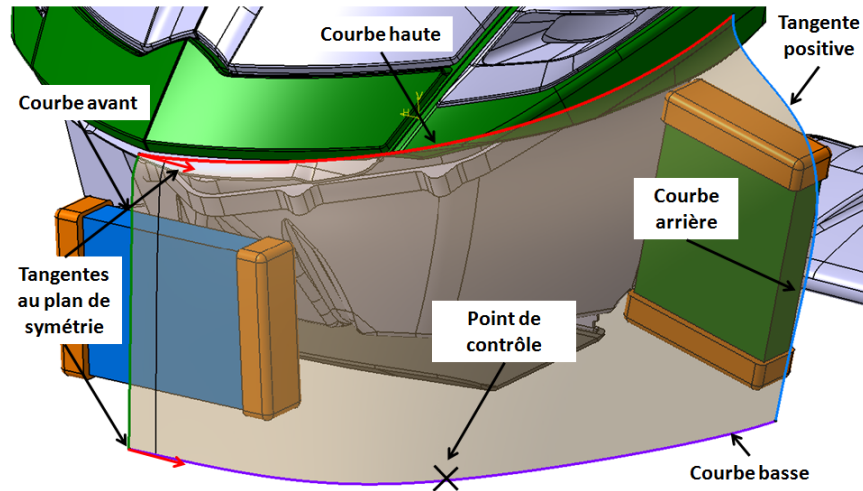


(a) CAO des radiateurs à la limite maximale des trois paramètres propres aux radiateurs.

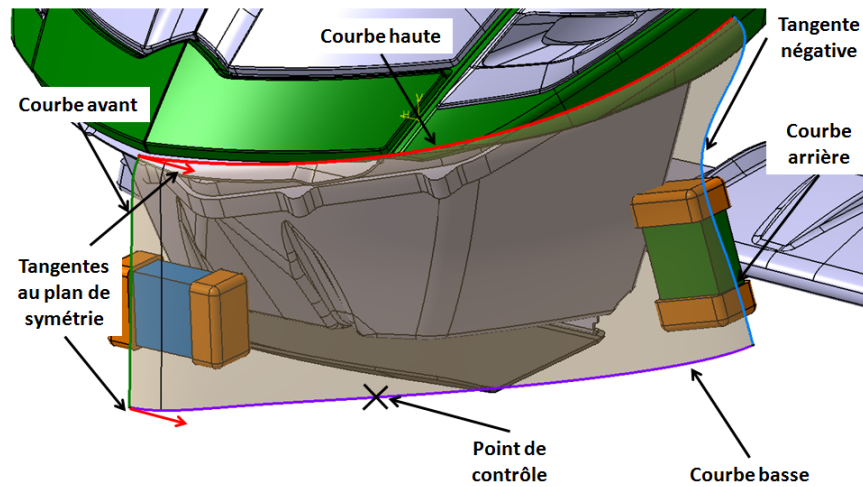


(b) CAO des radiateurs à la limite minimale des trois paramètres propres aux radiateurs.

Figure 6.15 CAO des radiateurs avec les contraintes associées aux limites maximales (a) et minimales (b) des paramètres propres aux radiateurs.

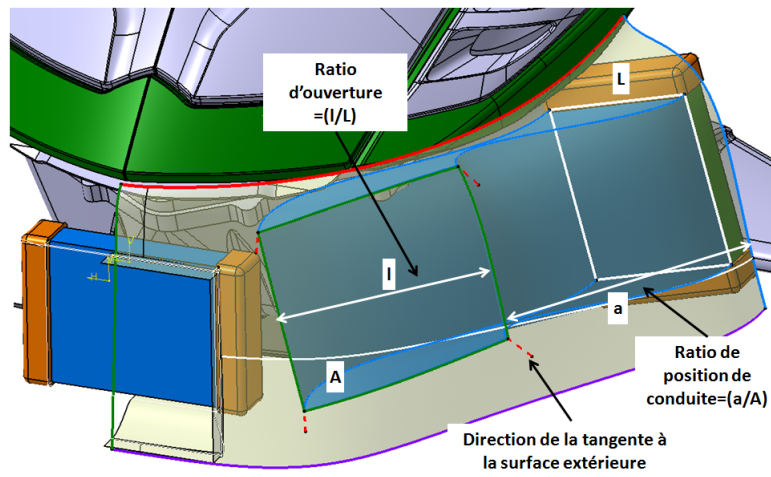


(a) CAO de la surface extérieure à la limite maximale des quatre paramètres.

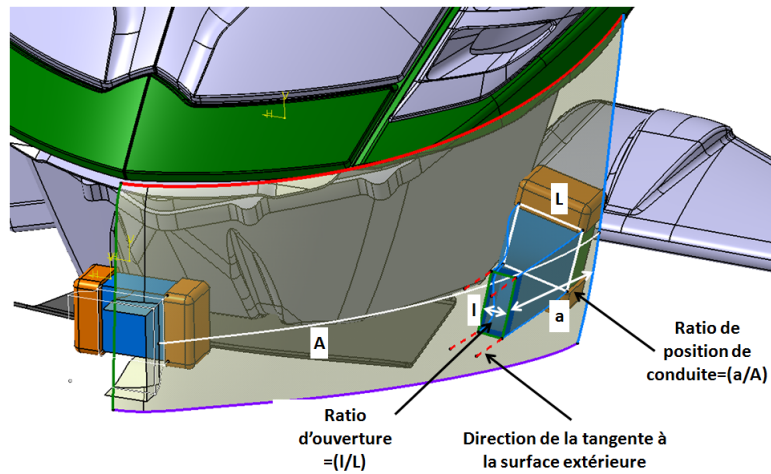


(b) CAO de la surface extérieure à la limite minimale des quatre paramètres.

Figure 6.16 CAO de la surface extérieure avec les contraintes associées aux courbes de contrôle aux limites maximales (a) et minimales (b) des quatre paramètres.



(a) CAO de la conduite à la limite maximale des sept paramètres.



(b) CAO de la conduite à la limite minimale des sept paramètres.

Figure 6.17 CAO de la conduite avec les contraintes associées aux 7 paramètres géométriques à leurs limites maximales (a) et minimales (b).

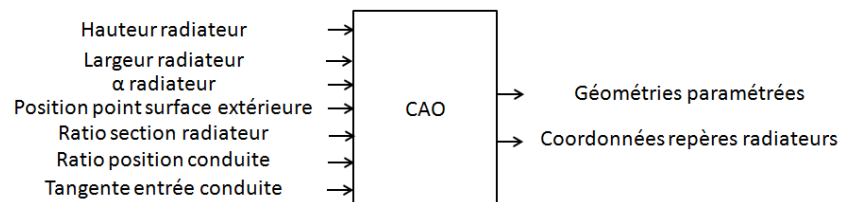


Figure 6.18 Schéma du module CAO

6.2.2 Identification des limites thermiques en fonction de la stratégie de contrôle

Le module de stratégie hybride doit fournir les limites thermiques sur les boucles électrique et MCI pour n'importe quelle vitesse en se basant sur la stratégie de contrôle. La stratégie de contrôle présentée dans le chapitre 4 a évolué parallèlement à l'étude (cf [Denis, 2014]). La stratégie de contrôle hybride s'adapte en temps réel à l'état de charge, au type de route et de comportement du conducteur. Cependant, l'étude est stationnaire, le temps n'est pas pris en compte. Pour obtenir la réponse de la stratégie de contrôle, on réalise des tests avec des vitesses constantes et un état de charge faible. On obtient la réponse thermique et le débit du MCI présentés à la figure 6.19.

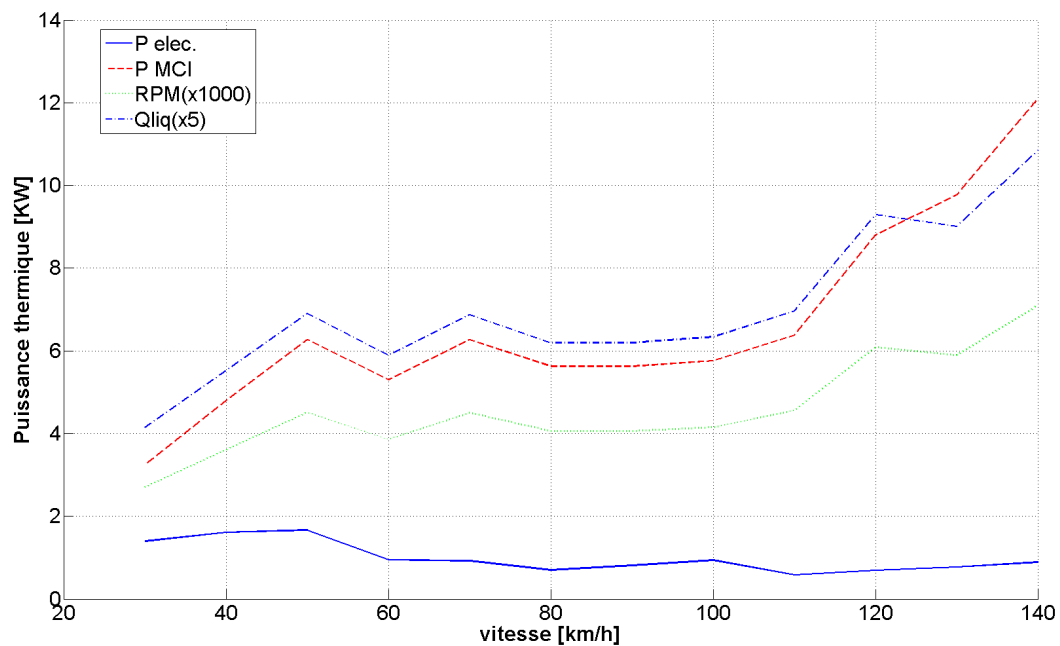


Figure 6.19 Résultat de la stratégie de contrôle hybride pour une évolution de vitesse constante

Le module de stratégie hybride utilisé dans I-sight, fait appel à Matlab et réalise une interpolation d'ordre 3 pour obtenir les propriétés thermiques pour n'importe quelle valeur du paramètre de vitesse en entrée. Un schéma du module de stratégie hybride est présenté à la figure 6.20.

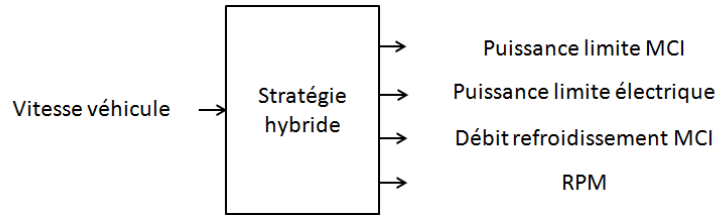


Figure 6.20 Schéma du module stratégie hybride

6.2.3 Résolution CFD

Le module du modèle CFD permet de réaliser la simulation à froid du véhicule dans la configuration i du plan d'expériences. La simulation reproduit les conditions routières telles que présentées au chapitre 3. À partir de la vitesse du véhicule, on fait varier les conditions aux limites du domaine et la vitesse des roues. Le RPM permet de calculer le débit massique d'aspiration moteur et d'échappement. Les coefficients de porosité des échangeurs sont considérés constants, car on ne change pas le faisceau de l'échangeur mais uniquement ses dimensions. La géométrie paramétrée de l'itération i est chargée avec le volume de raffinement des conduites et les repères des échangeurs sont modifiés en fonction des coordonnées des repères véhicule issues du module CAO. Une fois tous ces changements opérés, on maille et on résout le modèle numérique duquel on extrait le débit massique à travers les radiateurs, le $C_x S_x$ et la non-uniformité de l'écoulement en entrée des radiateurs. Les entrées/sorties du module CFD sont illustrées à la figure 6.21.

Dans le module CFD, on extrait également des variables de contrôle telles que les résidus de chaque itération et la variation du débit massique entre les entrées et les sorties de la simulation. Des visualisations des champs de vitesse adimensionnés dans des plans horizontaux traversant les échangeurs à différentes hauteurs et dans le plan de symétrie permettent d'observer l'impact des variations géométriques sur la topologie de l'écoulement.

Enfin, on reproduit la simulation du modèle paramétrique présenté et étudié au chapitre 5, mais cette fois avec les conditions aux limites et le domaine d'étude reproduisant les conditions routières telles que dans l'optimisation. Les résultats du modèle paramétrique sur le P09 en fonction de la vitesse sont résumés au tableau 6.4. Ces résultats vont servir de base de comparaison pour les améliorations potentielles que l'on trouvera avec la MDO. On constate qu'en condition routière, la traînée du véhicule prédite par le modèle paramétrique augmente de 7.72 % à 100 km/h. Cette augmentation de traînée est due à

la rotation des roues et à l'absence de couche limite en condition routière.

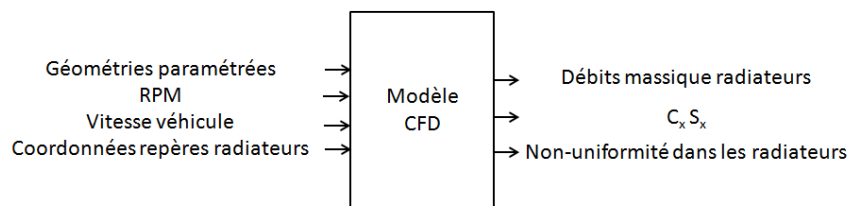


Figure 6.21 Schéma du module modèle CFD

Vitesses (km/h)	30	50	70	100	130
$C_x.S_x$ Numérique (m ²)	0.739	0.725	0.723	0.737	0.733

Tableau 6.4 Évolution du $C_x.S_x$ en fonction de la vitesse prédit par le modèle paramétrique du P09 en condition routière.

6.2.4 Calcul de la puissance thermique rejetée par les radiateurs

Le calcul de la puissance thermique rejetée par les radiateurs est réalisé dans le module de post-traitement. Les conversions de données sont également réalisées dans ce module. On utilise le débit massique d'air à travers les échangeurs et le débit de liquide de refroidissement pour obtenir la dissipation spécifique de chaque radiateur (équation 3.22). On utilise ensuite les températures maximales permises sur chaque échangeur pour connaître la puissance thermique rejetée. On a également rajouté la correction de la dissipation spécifique en se basant sur les travaux de [Ng *et al.*, 2004] afin de corriger la dissipation spécifique en fonction de la non-uniformité de chaque échangeur (équation 3.23 chapitre 3). La corrélation du pourcentage de réduction de la dissipation spécifique $R_{\%SD}$ en fonction de la non-uniformité U_{non} s'exprime par : $R_{\%SD} = 31.253 \times U_{non}^2 - 1.059 \times U_{non}$.

La résolution des échangeurs se fait avec les équations présentées dans le modèle de [Ng *et al.*, 2005] au chapitre 3. La résolution des échangeurs utilise les paramètres de hauteur, largeur du radiateur, débit d'air et de liquide de refroidissement et non-uniformité de l'écoulement en entrée de radiateur. Chaque radiateur est résolu séparément et on effectue ensuite la somme des puissances des deux échangeurs du MCI. Aucun ventilateur n'est considéré dans le calcul des échangeurs, même si on atteint de très basses vitesses. On calcule également la masse du radiateur, car c'est un indicatif indirect du coût de l'échangeur. La masse initiale de l'échangeur pesée avec une balance Explorer Pro de OHAUS avec une précision de 0.01 g est de 547.22 g. Alors que la masse de l'échangeur paramétré pour les

dimensions de l'échangeur P09 prédite par le modèle est de 531.9 g, soit une erreur de 2.7 %. Le calcul de la masse de l'échangeur ne prend pas en compte la matière apportée par la brasure, qui est probablement la source d'erreur principale. On obtient ainsi le module de post-traitement tel qu'illustré à la figure 6.22.

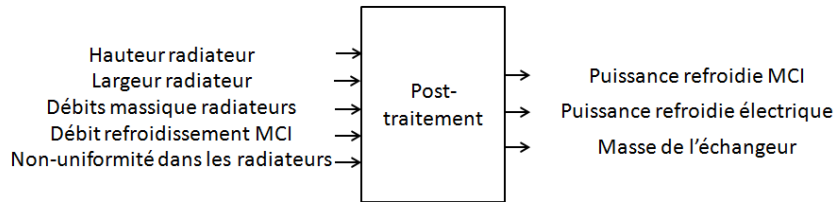


Figure 6.22 Schéma du module de post-traitement

6.3 MDO

L'architecture d'optimisation est maintenant fonctionnelle, on l'utilise pour répondre aux objectifs de l'étude. Pour l'utilisation de cet outil MDO, on doit définir dans un premier temps les limites du domaine et son échantillonnage par un plan d'expériences. On analysera ensuite les résultats obtenus à travers l'architecture d'optimisation afin d'observer si des tendances ressortent avant l'opération de reconstruction des surfaces de réponse. On utilise ensuite les méthodes de reconstruction RBF et de krigeage afin d'obtenir une réponse continue sur le domaine d'étude. On terminera l'étude MDO par l'analyse des résultats d'optimisation en fonction de la formulation du problème d'optimisation.

6.3.1 Plan d'expériences et résultats

Avant d'échantillonner le domaine d'étude et de rechercher un résultat, on commence par le définir.

Définition des limites du domaine d'étude

La définition des limites du domaine d'étude est réalisée par les limites de chacun des modules de l'architecture d'optimisation. On a 8 paramètres en entrée de l'architecture qui se présentent dans le vecteur \vec{X} .

$$\vec{X} = V_{veh}, H_{rad}, L_{rad}, \alpha_{rad}, x_{ptcont}, r_{sec}, r_{pos}, \beta_{in} \quad (6.3)$$

Avec :

V_{veh} : vitesse véhicule (m/s)

H_{rad} : hauteur des échangeurs (m)

L_{rad} : largeur des échangeurs (m)

α_{rad} : angle des échangeurs (deg)

x_{ptcont} : abscisse du point de contrôle de la surface extérieure (m)

r_{sec} : ratio d'ouverture de la section de la conduite par rapport à L_{rad}

r_{pos} : ratio de positionnement de l'ouverture de la conduite par rapport à la longueur sur la surface extérieure

β_{in} : angle de la tangente en entrée de conduite (deg)

La limite inférieure de la vitesse V_{veh} est définie par la stratégie hybride, car le MCI n'est plus en fonction en dessous de 30 km/h. La limite maximale de la stratégie hybride est de 140 km/h mais il ne fait aucun sens de se rendre à cette vitesse aux yeux de la vocation écologique du véhicule et des limites autoroutières nord-américaines. On choisit donc de fixer la limite maximale à 130 km/h.

Les limites de hauteur (H_{rad}) et de largeur (L_{rad}) de l'échangeur sont fixées pour être proches des dimensions du radiateur du prototype P09 qui sont de 0.173×0.127 m. Les bornes des paramètres sont également fixées en fonction des limites permises par le modèle CAO paramétrique et les limites d'interactions avec les pièces environnantes. Ainsi, la hauteur (H_{rad}) varie entre 0.07 et 0.18 m et la largeur (L_{rad}) varie entre 0.07 et 0.15 m.

Les limites de α_{rad} sont définies par la limite d'interaction avec la benne qui a un angle de 15° (cf figure 6.15(a)). On choisit d'avoir une variation de α_{rad} symétrique ce qui donne : $\alpha_{rad} \in [-15 \ 15]^\circ$.

Les limites du point de contrôle x_{ptcont} sont fixées principalement par une limite d'interaction avec la benne (qui est le rôle de ce paramètre) pour la limite inférieure -0.02 m. La limite supérieure est fixée pour éviter les déformations trop importantes et les erreurs de reconstruction du modèle CAO paramétrique.

Pour les paramètres r_{sec} , r_{pos} et β_{in} , ce sont les limites du modèle CAO qui ont défini les limites des paramètres. Pour les vérifier, on réalise un plan d'expériences factoriel complet à deux niveaux, ce qui revient à rechercher tous les sommets du domaine d'étude. Lorsque toutes les géométries sont générées sans erreur, on considère les limites des paramètres

comme les limites valables et robustes du domaine d'étude.

L'ensemble des limites des paramètres est résumé au tableau 6.5.

	V_{veh} (km/h)	H_{rad} (m)	L_{rad} (m)	α_{rad} (°)	x_{ptcont} (m)	r_{sec} (m)	r_{pos} (m)	β_{in} (°)
Limite inf.	30	0.07	0.07	-15	-0.02	0.3	0.5	20
Limite sup.	130	0.18	0.15	15	-0.13	0.7	1.5	90

Tableau 6.5 Résumé des limites des paramètres du domaine.

Plan d'expériences

Comme on l'a vu au chapitre 2, il existe de nombreuses méthodes de plan d'expériences. Pour l'étude, on recherche un plan d'expériences qui permet d'obtenir un maximum d'informations avec un minimum de tirs. On choisit un plan d'expériences de type OLH avec le minimum de tirs pour un remplissage correct. Pour ce type de plan d'expériences, le nombre de tirs minimal N dépend du nombre de paramètres n , $N = n^2 + 1$. On réalise donc un plan d'expériences de 65 tirs avec les paramètres et limites présentés précédemment, les valeurs du plan d'expériences sont données en annexe A.2.4.

Résultats et analyse

On utilise l'architecture d'optimisation pour obtenir les réponses du plan d'expériences défini précédemment. Étant donné la complexité de l'architecture d'optimisation, on a résolu chaque module séparément afin de contrôler et de s'assurer de la justesse et de la robustesse de chacun. On obtient les résultats pour les 65 tirs présentés en annexe A.2.4. Il est ardu de voir des tendances ressortir en regardant directement les résultats, ainsi que d'avoir une vision de la zone du domaine couverte par le plan d'expériences. On représente à la figure 6.23 les 65 tirs suivant les deux objectifs du problème d'optimisation défini au paragraphe 6.3.3 et on constate que 26 des 65 tirs ne respectent pas au moins une des deux contraintes thermique. On constate également que 4 des tirs permettent une amélioration sur la traînée du véhicule dépendant de la vitesse de l'essai, comparativement au P09.

Toutefois, on ne peut visualiser l'influence de chaque paramètres dans le DOE à la figure 6.23, on utilise donc la représentation par carte SOM (Self-Organizing Map) qui permet de visualiser chaque paramètre d'entrée et chaque réponse dans une représentation fixe. Les cartes SOM sont basées sur des réseaux de neurones, telle que la méthode de re-

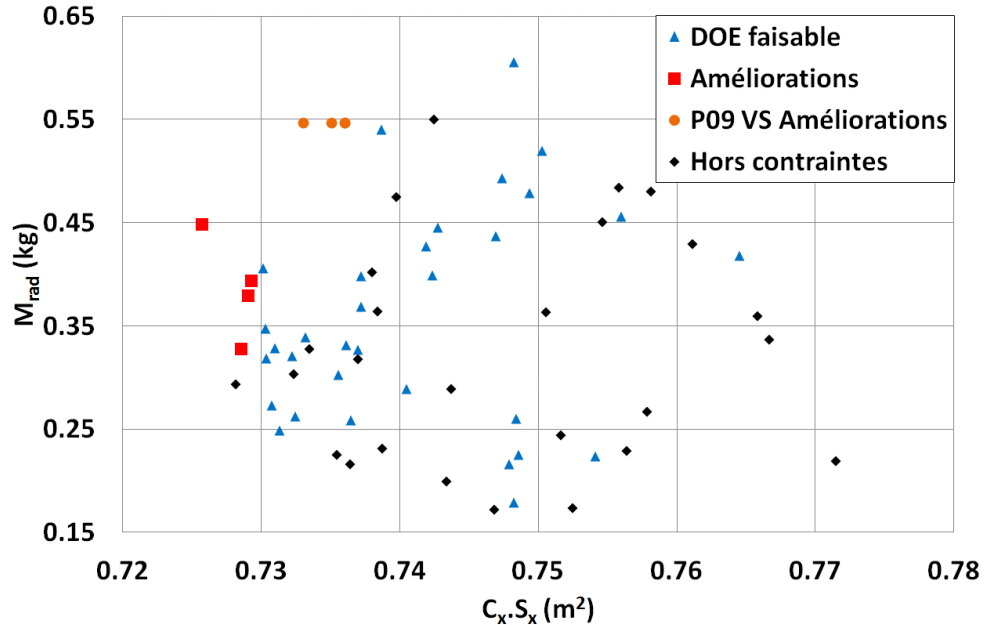


Figure 6.23 Répartition des 65 tirs du DOE en fonction des deux objectifs de l'optimisation

construction RBF. Elles définissent une grille fixe sur le domaine d'étude et fournissent la valeur de chaque paramètre dans la grille. Cette grille permet de fixer la position de chaque tir. Seule la représentation par un champ de couleurs sur cette grille permet de faire des comparaisons entre les paramètres et les réponses. Pour l'étude, on utilise l'outil SOM de I-sight qui permet uniquement de définir la dimension des cartes et la convergence du réseau de neurones. Une fois ces paramètres choisis, ils sont maintenus constants pour que la comparaison entre les résultats représente la même grille de répartition des points de tir. La visualisation permet également d'avoir une estimation du nombre de points de tir dans chaque maille de la grille par un point dont le diamètre dépend du nombre de tirs qu'il contient. On choisit une grille de 8×8 et 100 itérations pour la résolution du réseau de neurones. Les SOM des paramètres d'entrées sont présentées aux figures 6.24(a) 6.24(b) 6.24(c) 6.24(d) 6.25(a) 6.25(b) 6.25(c) 6.25(d) et celles des réponses fournies par l'architecture d'optimisation aux figures 6.26(a) 6.26(b) 6.27(a) 6.27(b) 6.27(c) 6.27(d). Ces cartes montrent la répartition du domaine d'étude parcouru par le plan d'expériences. On constate une densité homogène de la répartition des tirs. On observe aussi d'importantes discontinuités sur les paramètres d'entrées α_{rad} , x_{ptcont} et β_{in} , mais les réponses sont toutes continues d'après les représentations SOM.

Lorsqu'on observe les tirs ayant des valeurs de $C_x.S_x$ apportant une amélioration par rapport au P09, on constate qu'il n'y a pas d'amélioration majeure de la traînée (cf : tableau 6.4), seuls les tirs 11, 24, 54, 59 apportent une réduction de traînée par rapport au P09 en fonction de la vitesse, tout en assurant le refroidissement. Les améliorations des 4 points de tirs sont comparées et résumées au tableau 6.6. On peut d'ores et déjà conclure que l'optimisation n'apportera pas un gain très important sur la traînée, mais que le gain sur la masse de l'échangeur peut, lui, être très important. Si on analyse la tendance des 4 tirs apportant une amélioration, on constate qu'il faut une vitesse véhicule telle que $V_{veh} > 100$ km/h, une hauteur d'échangeur telle que $100 < H_{rad} < 150$ mm, une largeur d'échangeur telle que $115 < L_{rad} < 135$ mm, un angle d'entrée dans la conduite tel que $\beta_{in} > 72^\circ$ et le ratio de position de l'ouverture tel que $0.3 < r_{pos} < 0.56$. On ne peut rien conclure sur les paramètres α_{rad} , x_{ptcont} et r_{sec} , car ils évoluent sur la quasi totalité de leur plage de variation pour les 4 tirs.

	$C_x.S_x$ P09	$C_x.S_x$	m_{rad}	% $C_x.S_x$	% m_{rad}
Tirs 11	0.7359	0.7257	0.448	1.4	18.1
Tirs 24	0.7345	0.7291	0.380	0.7	30.5
Tirs 54	0.7364	0.7285	0.328	1.1	40
Tirs 59	0.7334	0.7293	0.394	0.6	28

Tableau 6.6 Comparaison des tirs apportant des améliorations sur la traînée et la masse par rapport aux valeurs du P09 pour chaque vitesse de tir considérée.

On constate également que la réponse de la masse de l'échangeur a une SOM symétrique par rapport à un axe horizontal à celle du $C_x.S_x$; ces deux paramètres seront donc en partie antagonistes et les résultats optimaux dépendront totalement de la pondération qu'on leur associe. Enfin, on constate que les SOM de puissances électrique et thermique vont s'entrecroiser avec leurs puissances limites de refroidissement. Ce croisement des cartes SOM va rendre certaines parties du domaine d'étude non acceptables du point des contraintes thermiques sur les deux boucles de refroidissement. D'ailleurs 26 des 65 tirs du DOE ne respectent par les contraintes thermiques du MCI et/ou de la boucle électrique, tel qu'illustré en annexe A.2.4.

On peut maintenant tester les méthodes de reconstruction afin d'obtenir une réponse continue sur le domaine d'étude présenté et réaliser ensuite la recherche d'un optimum

multi-objectif.

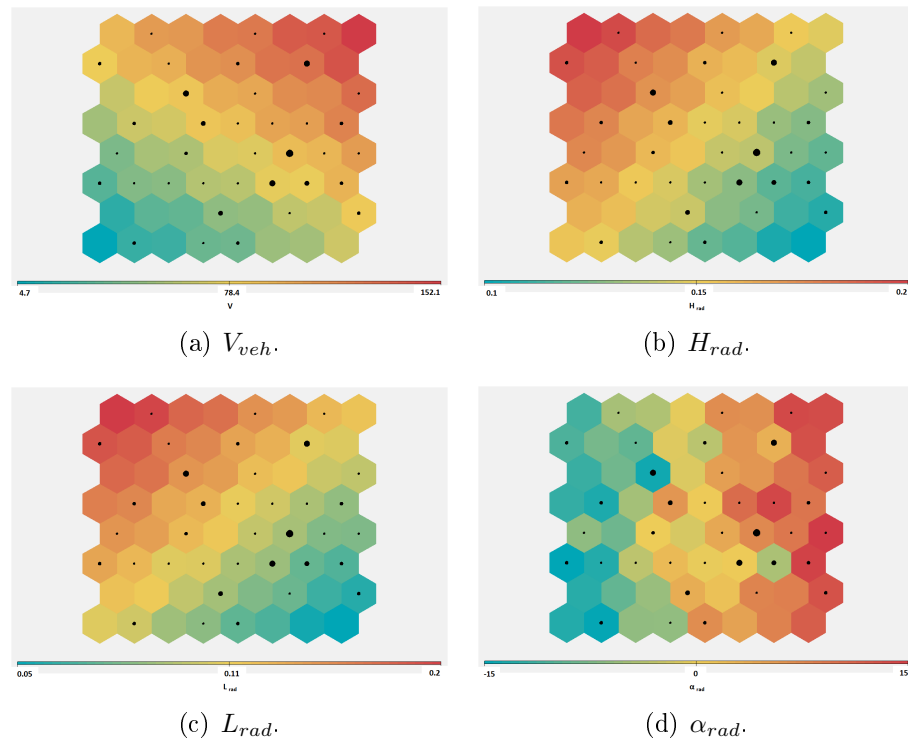


Figure 6.24 SOM du plan d'expériences sur les paramètres d'entrée, V_{veh} (a), H_{rad} (b), L_{rad} (c), α_{rad} (d).

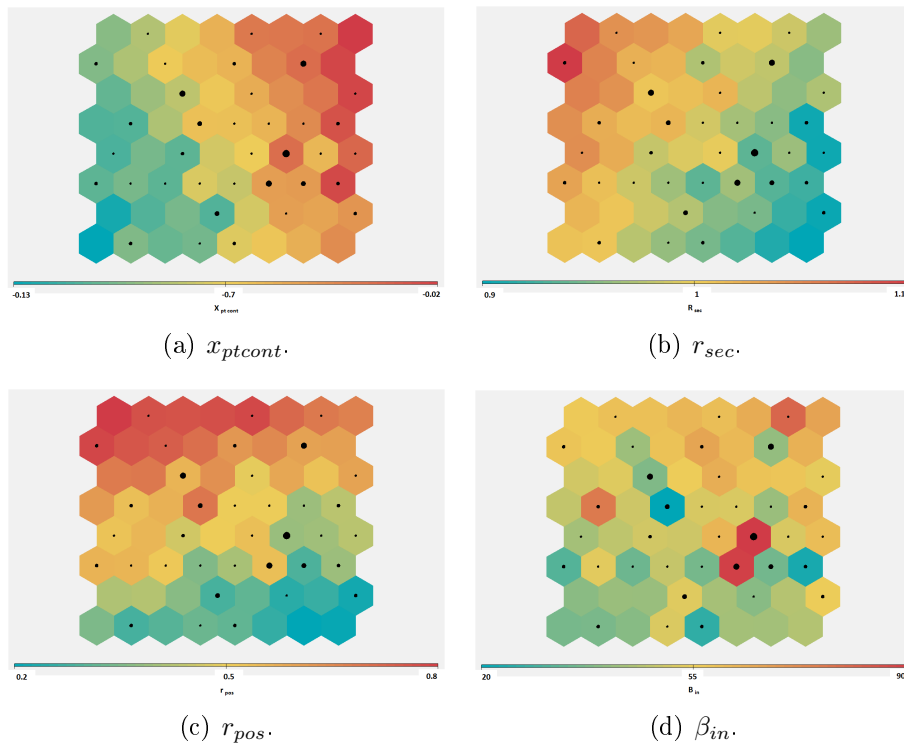


Figure 6.25 SOM du plan d'expériences sur les paramètres d'entrée, x_{ptcont} (a), r_{sec} (b), r_{pos} (c), β_{in} (d).

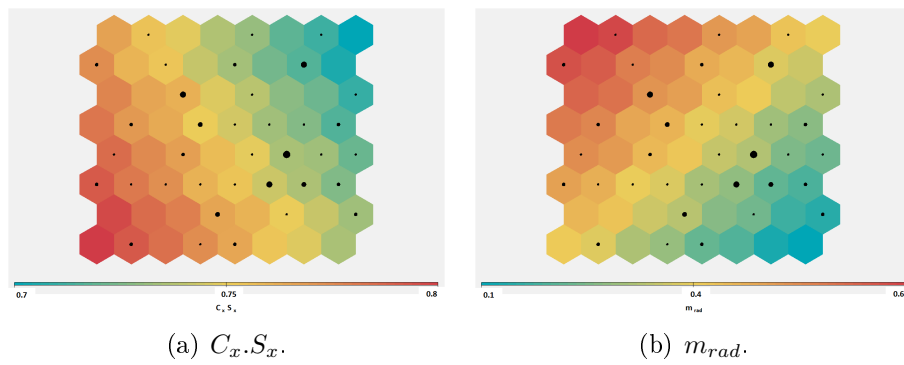


Figure 6.26 SOM des réponses du plan d'expériences, $C_x \cdot S_x$ (a), m_{rad} (b).

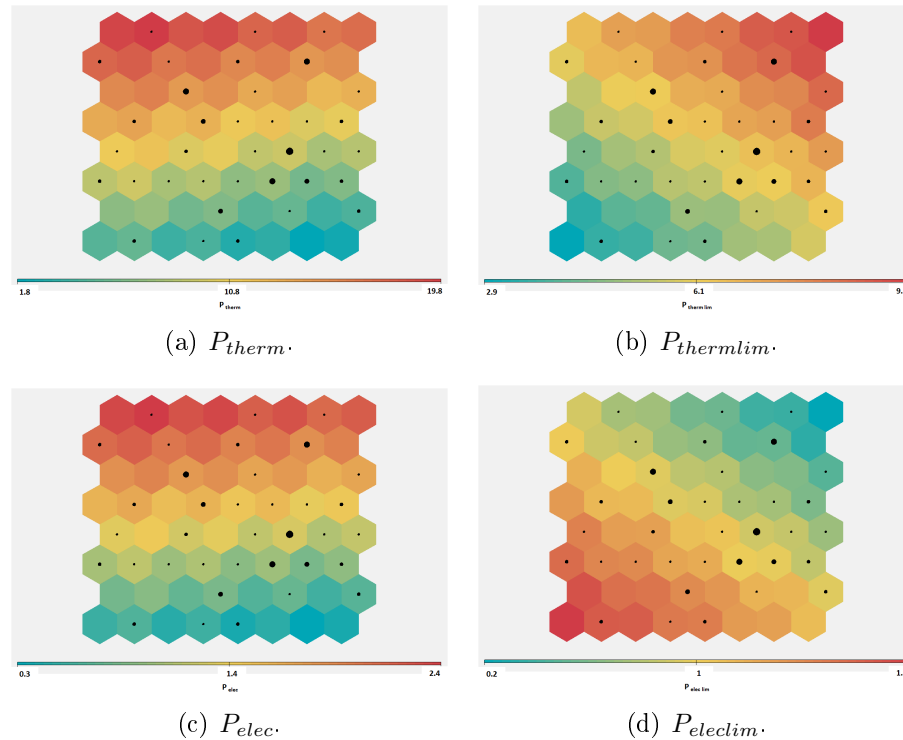


Figure 6.27 SOM des réponses du plan d'expériences, P_{therm} (a), $P_{thermlim}$ (b), P_{elec} (c), $P_{electlim}$ (d).

6.3.2 Méthodes de reconstruction

Pour les méthodes de reconstruction, on teste les 2 méthodes que l'on a utilisées sur le cas test du corps d'Ahmed, les fonctions à base radiale et le krigeage. Comme on l'a vu dans les résultats du plan d'expériences, certaines réponses ont des plages assez larges avec une grande répartition. Il est donc difficile de reconstruire une surface qui passera proche de chaque point. Cela implique que les outils d'analyse statistique peuvent donner des résultats peu encourageants en fonction des estimateurs statistiques utilisés : moyenne, écart maximum, RMSE, r^2 (coefficient de corrélation). On compare les quatre reconstructions aux résultats du DOE suivant ces estimateurs au tableau 6.7.

On constate que globalement, le krigeage est loin des résultats du DOE. Il reste dans les bornes du domaine, mais montre des écarts très importants sur les estimateurs RMS et r^2 . On utilise le krigeage tel qu'implanté dans le logiciel. Ces résultats sont les meilleurs obtenus en faisant varier les paramètres du nombre d'itérations pour résoudre le modèle et la limite de l'algorithme de lissage qui permet de limiter l'interpolation exacte au point de mesure. Toutefois, il est intéressant de constater que le krigeage gaussien donne les

meilleurs résultats de corrélation sur la reconstruction du $C_x.S_x$. Les méthodes de fonction à base radiale sont plus performantes (RBF et EBF), on remarque qu'elles passent en extrapolation sur certains paramètres, plus particulièrement pour la méthode EBF. Cependant, elles arrivent dans l'ensemble à une meilleure corrélation avec les données du DOE. La méthode de reconstruction RBF donne de bons résultats en limitant l'extrapolation. On choisit de l'utiliser pour l'optimisation. Enfin, les erreurs maximales constatées sur chaque paramètre de sortie avec la méthode RBF sont résumées au tableau 6.8.

Méthodes	Estimateurs	$C_x.S_x$	m_{rad}	P_{elec}	$P_{elec\lim}$	P_{therm}	$P_{thermlim}$
DOE	min	0.72	0.17	0.47	0.58	3.8	3.2
	max	0.777	0.60	2.59	1.66	21.31	9.76
RBF	min	0.72	0.14	0.31	0.59	1.54	3.25
	max	0.77	0.61	2.60	1.66	21.52	9.77
	\bar{m}	0.204	0.024	0.044	0.182	0.053	0.136
	e_{max}	0.505	0.113	0.152	0.472	0.203	0.397
	rms	0.240	0.033	0.057	0.210	0.067	0.163
	r^2	0.08	0.98	0.94	0.59	0.91	0.45
EBF	min	0.72	0.12	0.16	0.59	-0.25	3.25
	max	0.77	0.61	2.60	1.69	21.51	9.77
	\bar{m}	0.168	0.014	0.018	0.123	0.033	0.063
	e_{max}	0.484	0.048	0.148	0.351	0.117	0.214
	rms	0.215	0.019	0.029	0.152	0.045	0.080
	r^2	0.26	0.99	0.98	0.79	0.96	0.86
krigeage gaussien	min	0.73	0.17	0.47	0.59	3.80	3.25
	max	0.77	0.61	2.60	1.66	21.52	9.77
	\bar{m}	0.143	0.212	0.189	0.277	0.189	0.151
	e_{max}	0.532	0.588	0.655	0.643	0.667	0.555
	rms	0.186	0.253	0.228	0.330	0.226	0.219
	r^2	0.45	0	0	0	0	0
krigeage cubic	min	0.73	0.17	0.47	0.59	3.08	3.25
	max	0.77	0.61	2.60	1.66	21.52	9.77
	\bar{m}	0.195	0.212	0.190	0.275	0.064	0.149
	e_{max}	0.497	0.575	0.617	0.632	0.266	0.570
	rms	0.225	0.252	0.226	0.331	0.081	0.219
	r^2	0.19	0	0	0	0.87	0

Tableau 6.7 Résumé des limites des estimateurs statistiques en fonction des méthodes de reconstruction.

Réponses	$C_x.S_x$	m_{rad}	P_{elec}	$P_{elec\lim}$	P_{therm}	$P_{thermlim}$
% erreur	16.04	1.76	3.75	18.71	4.20	12.87

Tableau 6.8 Erreurs maximales sur chaque variable de sortie pour la méthode RBF.

6.3.3 Optimisation

Pour l'optimisation, on se base sur les observations faites au chapitre 2. On utilise l'algorithme génétique NSGA-II pour rechercher le ou les optimums. Pour lancer une optimisation, on doit définir le problème général d'optimisation sachant que les réponses de l'étude s'expriment par le vecteur de réponses \vec{Y} (équation 6.4).

$$\vec{Y} = (C_x.S_x, m_{rad}, P_{elec}, P_{elec\lim}, P_{therm}, P_{thermlim}) \quad (6.4)$$

Ce vecteur de réponses et de contraintes permet la formulation du problème général sous la forme.

$$P_{étude}(\vec{Y}) = \begin{cases} \text{minimiser } C_x.S_x(\vec{X}) \\ \text{minimiser } m_{rad}(\vec{X}) \\ \text{tel que } P_{elec}(\vec{X}) > P_{elec\lim}(\vec{X}) \text{ et } P_{therm}(\vec{X}) > P_{thermlim}(\vec{X}) \end{cases} \quad (6.5)$$

La résolution de ce problème d'optimisation à 2 objectifs et 2 contraintes par l'algorithme NSGA-II permet d'obtenir le front de Pareto du problème. On vérifie que l'algorithme est suffisamment convergé pour que le front de Pareto soit correctement défini. Les tirs effectués par NSGA-II respectant les contraintes du problème sont présentés à la figure 6.28 en fonction du nombre de générations de l'algorithme (population : 40 individus ; génération : 20) et l'ensemble des tirs ne respectant pas les contraintes est également illustré par les carrés noirs. Le front de Pareto apparaît clairement, une grande répartition des tirs est également constatée, la convergence du front de Pareto apparaît clairement au cours des générations du NSGA-II. Une large zone qui ne respecte pas les contraintes thermique apparaît également lorsqu'on cherche à diminuer trop la masse de l'échangeur. Cette zone illustre le compromis entre la réduction de la masse de l'échangeur, et donc sa surface d'échange thermique versus, la puissance qu'il peut refroidir. Il faut maintenant sélectionner un optimum sur le front de Pareto.

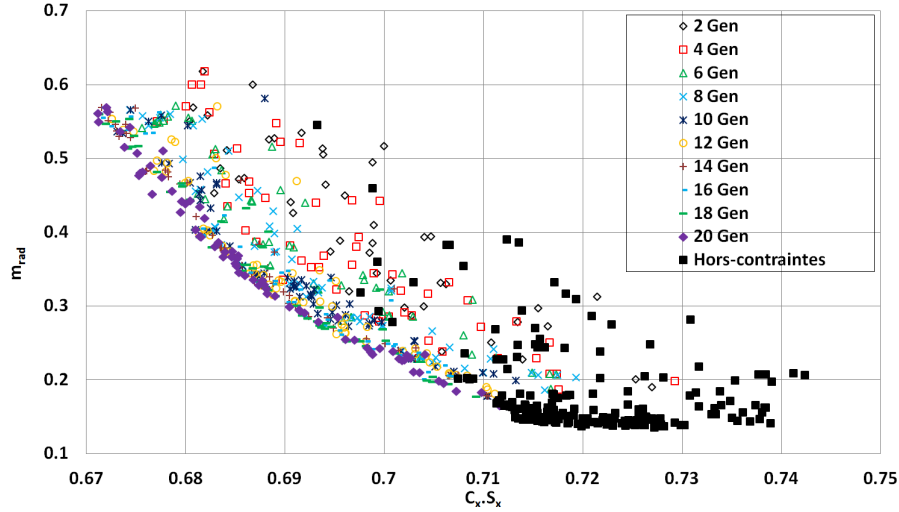


Figure 6.28 Évolution des tirs du NSGA-II sur les 2 objectifs du problème en fonction des générations et front de Pareto.

Une pondération et un adimensionnement des objectifs sont utilisés pour pouvoir donner la même importance à chaque objectif, car si $C_x.S_x$ varie entre 0.7 et 0.8 mais que la masse du radiateur est exprimée en gramme, celle-ci varie entre 170 et 600 g sur le DOE. Si la recherche d'un optimum sur le front de Pareto se fait juste par la somme des deux objectifs, on constate que la masse sera la seule représentée, car elle a une valeur de 2 ordres de grandeurs supérieures au $C_x.S_x$. On veille alors à adimensionner les réponses en utilisant des facteurs d'échelle (SF) pour que toutes les réponses aient une plage de variation du même ordre de grandeur. Vient ensuite la pondération des objectifs, il faut savoir si on cherche préférentiellement une amélioration du $C_x.S_x$, de la masse de l'échangeur, ou si les paramètres ont une importance équivalente. Pour caractériser la pondération, on utilise des coefficients de poids (W) sur chaque réponse. Chacun des tirs du NSGA-II est ensuite classé suivant une fonction regroupant les objectifs et les contraintes ($OC(\vec{X})$, équation 6.6). Les objectifs ($O(\vec{X})$, équation 6.7) et contraintes ($C(\vec{X})$, équation 6.8) sont également définis par des fonctions prenant en compte les coefficients SF et W .

$$OC(\vec{X}) = O(\vec{X}) + a.C(\vec{X}) \quad (6.6)$$

$$O(\vec{X}) = \frac{C_x.S_x(\vec{X}).W_{C_x.S_x}}{SF_{C_x.S_x}} + \frac{m_{rad}(\vec{X}).W_{m_{rad}}}{SF_{m_{rad}}} \quad (6.7)$$

$$C(\vec{X}) = \frac{(P_{elec}(\vec{X}) - P_{elec\lim}(\vec{X})) \cdot W_{P_{elec}}}{SF_{P_{elec}}} + \frac{(P_{therm}(\vec{X}) - P_{therm\lim}(\vec{X})) \cdot W_{P_{therm}}}{SF_{P_{therm}}} \quad (6.8)$$

Le coefficient a est une fonction de pénalité qui modifie $C(X)$. En cas de non respect des contraintes, a est de la forme $a = C(X) + 1000 \sum nb_{op}^2$, avec nb_{op} correspondant au nombre de contraintes enfreintes. Ainsi, lorsque les contraintes ne sont pas respectées la fonction OC(X) prend une valeur très grande. Le logiciel I-sight classe également tous les tirs durant l'optimisation suivant une fonction de "faisabilité" qui possède 9 niveaux et évolue dynamiquement avec les nouveaux résultats. Un résultat de la fonction de faisabilité entre 1 et 3 traduit le non respect d'une contrainte et entre 7 et 9 un résultat respectant les contraintes, les résultats ayant une faisabilité de 9 sont les optimums sur le front de Pareto.

Pour l'étude, on choisit des facteurs d'échelle de 1, le $C_x.S_x$ est sans unité, la masse m_{rad} est exprimée en kilogramme et on crée deux fonctions logiques pour les contraintes thermiques (1 : la contrainte est respectée ; 0 : la contrainte est enfreinte). On reprend la figure 6.29 sur laquelle on indique les optimums en fonction des valeurs des poids d'objectifs choisis. On teste 5 répartitions de poids ($C_x.S_x - m_{rad}$: 99-1, 75-25, 50-50, 25-75, 1-99) que l'on présente à la figure 6.29. Les objectifs n'étant pas adimensionnés sur la même plage de variation, seulement 2 optimums apparaissent, l'un pour la répartition 99-1 et les 4 autres pour le même tirs. Les valeurs de ces deux tirs sont présentés au tableau 6.9

$C_x.S_x$	m_{rad} (Kg)	β_{in} (°)	H_{rad} (m)	α_{rad} (°)	L_{rad} (m)	x_{ptcont} (m)	r_{sec}	r_{pos}	V_{veh} (km/h)
$W_{C_x.S_x} - W_{m_{rad}} = 99 - 1, W_{P_{elec}} = 1, W_{P_{therm}} = 1$									
0.671	0.550	22	0.168	-0.5	0.144	-0.035	1.489	0.685	127.18
$W_{C_x.S_x} - W_{m_{rad}} = 75 - 25 \text{ à } 1 - 99, W_{P_{elec}} = 1, W_{P_{therm}} = 1$									
0.711	0.165	21.15	0.079	-9.1	0.072	-0.034	1.498	0.690	120.16

Tableau 6.9 Résumé des optimums en fonction des poids des objectifs avec NSGA-II.

On remarque que les poids sélectionnés sont très importants dans la sélection de l'optimum car on peut parcourir l'ensemble du front de Pareto en fonction de leur répartition. Il existe donc une infinité d'optimums potentiels sur le front de Pareto. Cependant, il apparaît nécessaire d'adimensionner les objectifs sur la même plage de variation afin que la répartition de poids soit représentative. On adimensionne le $C_x.S_x$ par sa valeur maximum

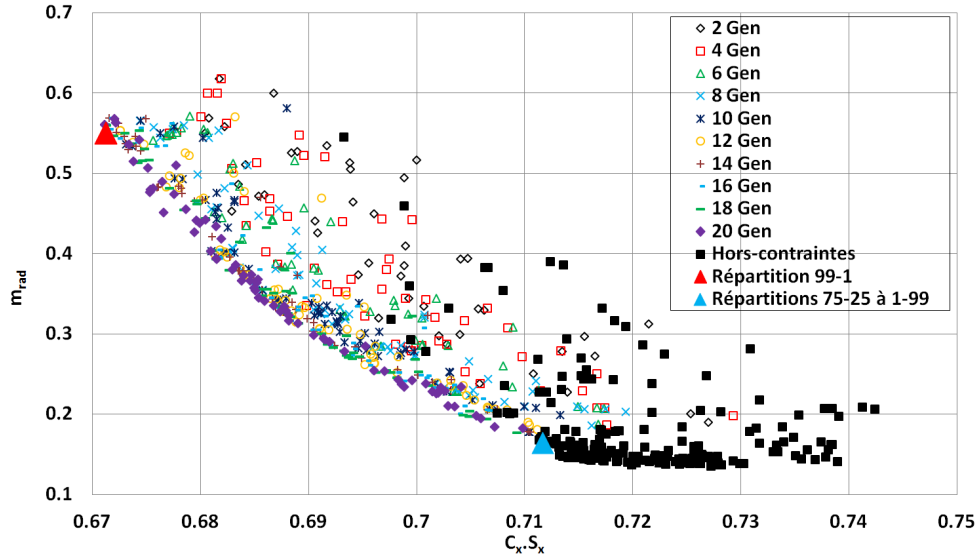


Figure 6.29 Évolution des tirs du NSGA-II sur les 2 objectifs du problème en fonction des générations et positions des optimums en fonction de la répartition de poids $C_x.S_x - m_{rad}$ choisie.

sur la surface de reconstruction. Ainsi, le $C_x.S_x$ *adim* varie entre 0.940 et 1. On applique ensuite une fonction du premier ordre permettant d'adimensionner la masse de l'échangeur sur la même plage de variations, soit $m_{rad} \text{ adim} = 0.1275.m_{rad} + 0.940$. On trace les optimums obtenus pour les 5 répartitions de poids précédentes appliquées aux objectifs adimensionnés (figure 6.30). L'influence de la répartition de pondération des objectifs apparaît alors clairement en fournissant 4 optimums sur le front de Pareto en fonction du choix de pondération. Les répartitions de poids 25–75 et 1–99 donnent le même optimum.

On réalise une étude de la convergence de l'algorithme NSGA-II avec une population importante (80 individus) et un grand nombre de générations, 80. Cette optimisation compte un total de 6400 tirs (en 17 min). La figure 6.31(a) présente les tirs respectant les contraintes du problème en fonction du nombre de générations (par série de 20 générations). La définition du front de Pareto est alors plus fine que précédemment. On observe également les tirs ne respectant pas les contraintes thermiques et les conclusions sont les mêmes que précédemment, si la masse des échangeurs est trop faible leur surface l'est aussi pour permettre le refroidissement. L'analyse de la convergence de chaque objectif adimensionné permettant une amélioration de l'optimum pour une répartition de poids 50/50 est présentée à la figure 6.31(b).

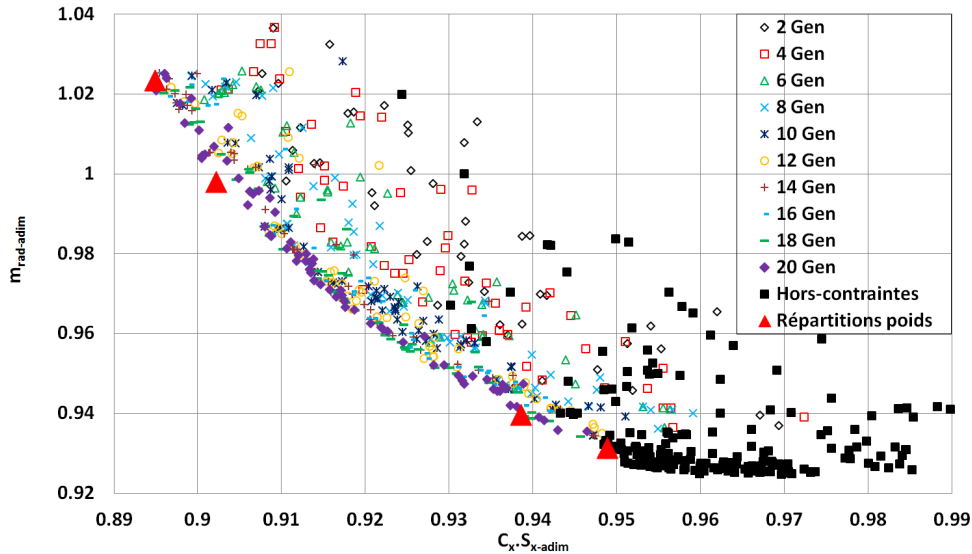
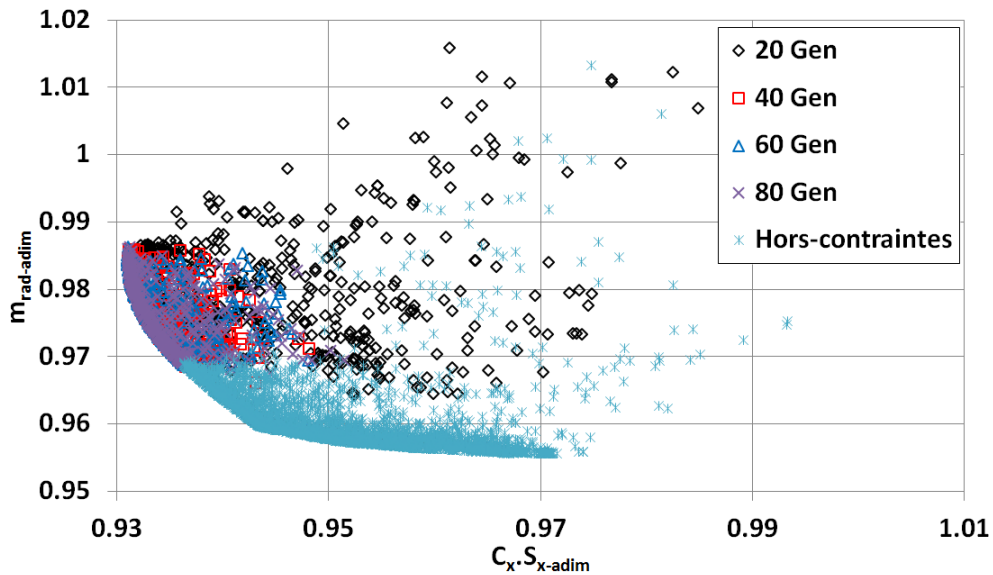


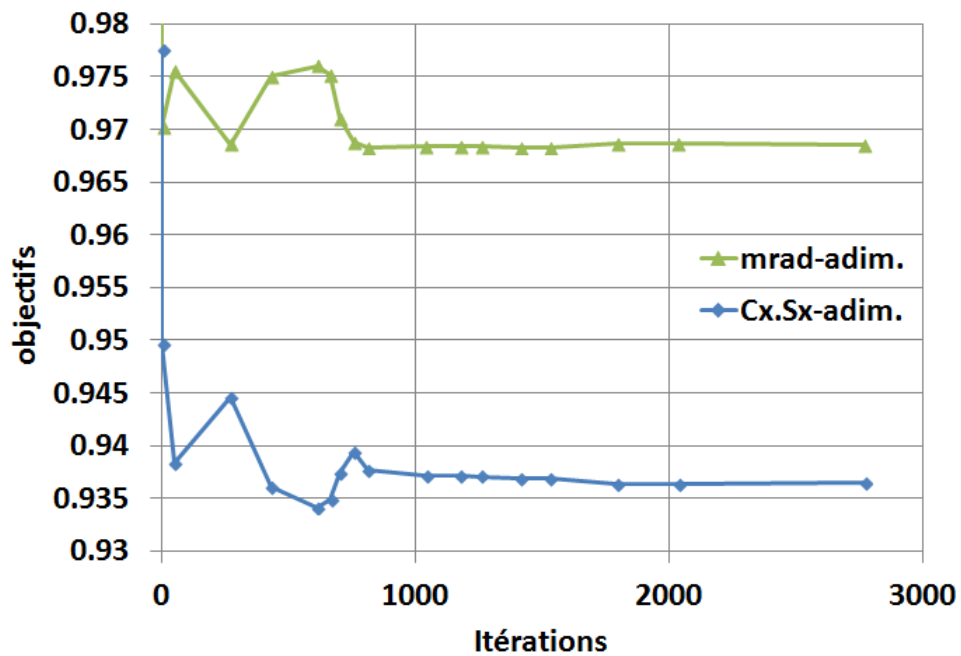
Figure 6.30 Évolution des tirs du NSGA-II sur les 2 objectifs adimensionnés du problème en fonction des générations et positions des optimums en fonction de la répartition de poids $C_x.S_x - m_{rad}$ choisie.

La convergence de la fonction $OC(\vec{X})$ est présentée en fonction des améliorations à la figure 6.32(a). On remarque que la convergence sur l'objectif de traînée est asymptotique alors que pour la masse de l'échangeur il y a une oscillation. Cette oscillation est due à la discontinuité de refroidissement de l'échangeur, car le pas de tube est fixe (T_p). Le refroidissement évolue donc de façon non linéaire en fonction du nombre de tube qui lui varie en fonction de la largeur de l'échangeur (L_{rad}).

On constate qu'à partir de 1000 itérations, il n'y a plus d'amélioration majeure de la fonction $OC(\vec{X})$ ($OC(\vec{X}) < 0.1\%$) et au delà de 1500 itérations les améliorations sont négligeables. On teste également l'influence de la répartition entre la taille de la population et le nombre de générations ; pour cela, on fixe l'une des deux variables à 20 et on fait varier l'autre. On obtient les courbes de convergence (figure 6.32(b)) pour les variations de population et du nombre de générations. On constate qu'il vaut mieux privilégier le nombre de générations à la taille de la population pour une convergence plus rapide.

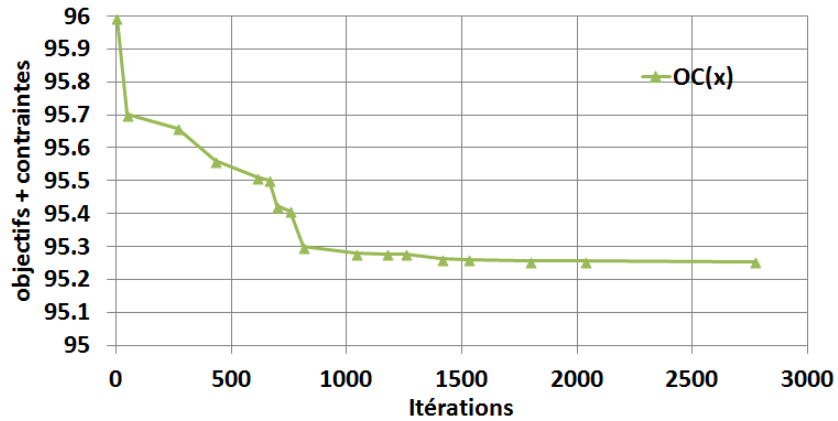


(a) Évolution des tirs du NSGA-II sur les 2 objectifs du problème et front de Pareto pour les 6400 tirs.

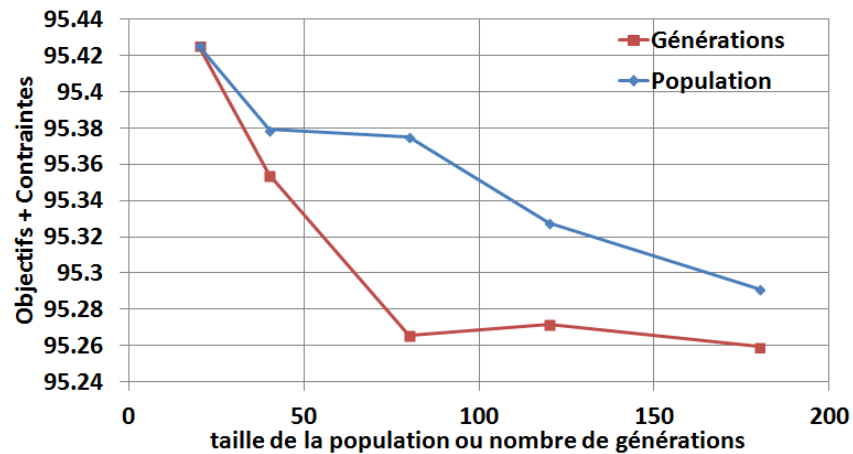


(b) Convergence des objectifs $C_x \cdot S_x \text{ adim}$ et $m_{rad \text{ adim}}$ pour un optimum de répartition de poids de 50/50.

Figure 6.31 Analyse de la convergence du front de Pareto (a) et de la convergence des objectifs (b) pour une optimisation par NSGA-II de 6400 tirs.



(a) Convergence de l'amélioration de $OC(\vec{X})$ avec une population de 80 individus et 80 générations.



(b) Convergence de $OC(\vec{X})$ en fonction de la taille de la population ou du nombre de générations pour l'un des paramètres fixé à 20 individus ou 20 générations.

Figure 6.32 Analyse de la convergence globale (a) et de l'influence de la taille de la population ou du nombre de générations (b) pour une répartition des poids de 50/50.

On relance l'optimisation avec une population de 40 individus et 40 générations et on obtient la répartition suivant les deux objectifs présentée à la figure 6.33. Les paramètres de l'optimisation sont considérés acceptables au regard du temps d'estimation pour les 1600 points étudiés (4 min 30 sec) et de la définition du front de Pareto obtenue. On montre également les 5 optimums en fonction des choix de répartition de poids entre les objectifs, 99 – 1, 75 – 25, 50 – 50, 25 – 75, 1 – 99, (triangle rouge). Avec ces propriétés de l'algorithme NSGA-II, on obtient les résultats d'optimums résumés au tableau 6.10. On constate cette fois que les poids des objectifs permettent de parcourir le front de Pareto de façon plus régulière. On remarque également qu'au delà d'une répartition de $C_x \cdot S_x - m_{rad} = 25 - 75$ les optimums trouvés sont dans des zones avec une majorité de tirs ne respectant pas les

contraintes, ces solutions seront probablement peu robustes.

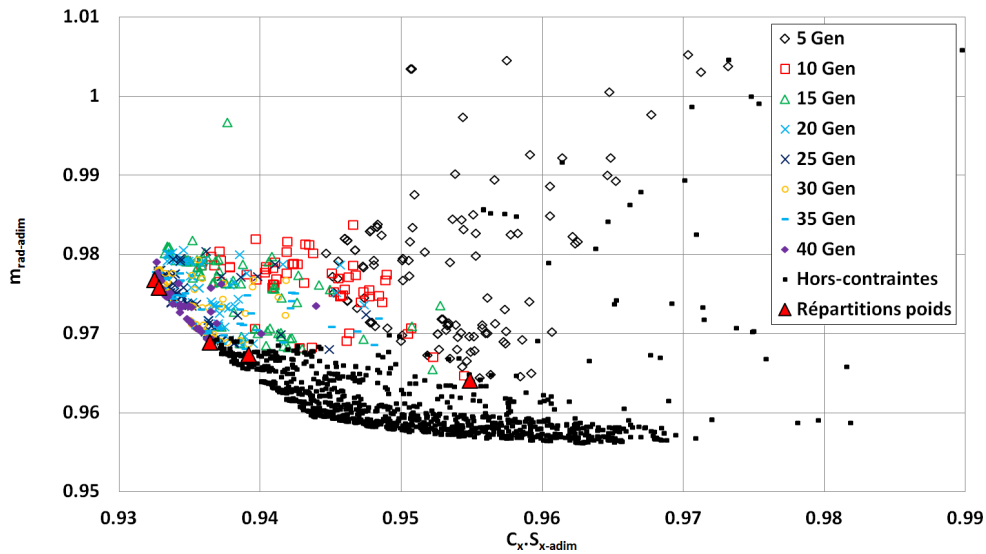


Figure 6.33 Évolution des tirs du NSGA-II sur les 2 objectifs adimensionnés du problème en fonction des générations avec une population de 40 individus et 40 générations, et positions des optimums en fonction des 5 répartitions de poids $C_x \cdot S_x - m_{rad}$ choisies.

$C_x \cdot S_x$	m_{rad} (Kg)	β_{in} (°)	H_{rad} (m)	α_{rad} (°)	L_{rad} (m)	x_{ptcont} (m)	r_{sec}	r_{pos}	V_{veh} (km/h)
$W_{C_x \cdot S_x} = 99, W_{m_{rad}} = 1, W_{P_{elec}} = 1, W_{P_{therm}} = 1$									
0.719	0.284	89.78	0.070	13.06	0.122	-0.053	0.525	0.301	128.187
$W_{C_x \cdot S_x} = 75, W_{m_{rad}} = 25, W_{P_{elec}} = 1, W_{P_{therm}} = 1$									
0.720	0.276	89.78	0.070	13.06	0.119	-0.043	0.525	0.301	129.979
$W_{C_x \cdot S_x} = 50, W_{m_{rad}} = 50, W_{P_{elec}} = 1, W_{P_{therm}} = 1$									
0.722	0.222	89.9	0.070	13.57	0.099	-0.042	0.510	0.304	129.231
$W_{C_x \cdot S_x} = 25, W_{m_{rad}} = 75, W_{P_{elec}} = 1, W_{P_{therm}} = 1$									
0.725	0.210	89.95	0.070	14.66	0.095	-0.036	0.740	0.304	127.835
$W_{C_x \cdot S_x} = 1, W_{m_{rad}} = 99, W_{P_{elec}} = 1, W_{P_{therm}} = 1$									
0.737	0.185	74.65	0.083	0.57	0.082	-0.047	1.433	0.625	110.462

Tableau 6.10 Résumé des optimums en fonction des poids des objectifs avec NSGA-II pour des objectifs adimensionnés ayant une même plage de variation.

Le paramètre sur l'angle d'entrée dans la conduite va probablement être la source de problèmes, car les optimisations tendent à montrer qu'il faut un angle de conduite maximal.

Cependant, un angle de 90° implique un large décollement dans la conduite des échangeurs et donc un débit d'air incertain dans l'échangeur.

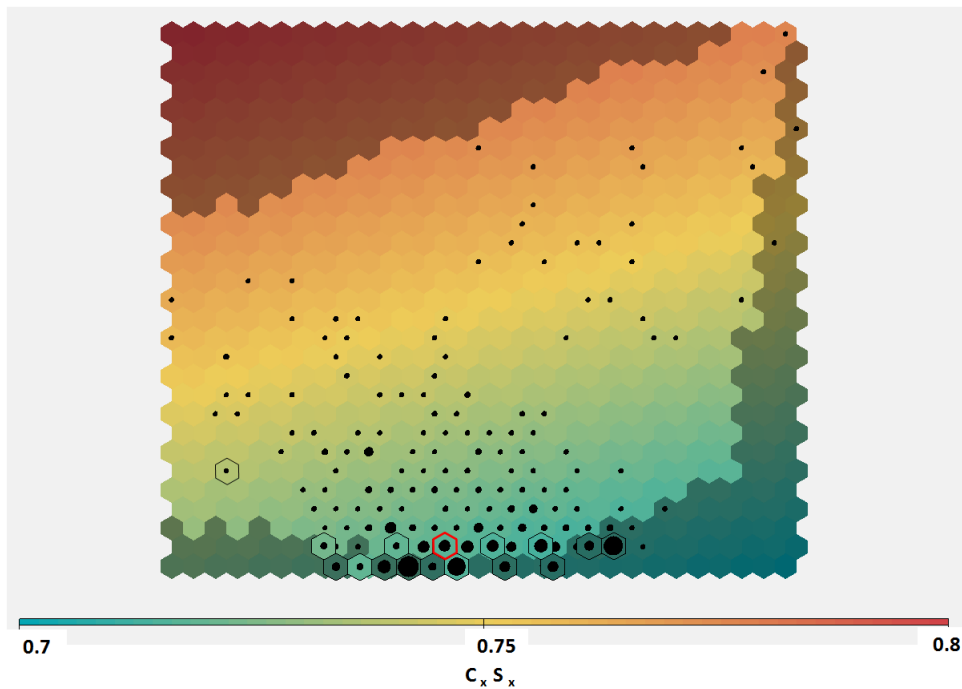
On poursuit la recherche de l'optimum sur le front de Pareto en choisissant quelle répartition de poids appliquer pour répondre aux objectifs de l'étude. La réduction de traînée étant l'objectif principal, on va privilégier cet objectif. Après plusieurs itérations de répartition, on choisit une pondération du $W_{C_x.S_x} = 60$ et $W_{m_{rad}} = 40$, qui donne l'optimum défini par les paramètres du tableau 6.11.

Le choix d'optimum donne une configuration qui doit réduire la traînée du P09 en condition routière de 1.7 % et la masse du radiateur de 56 %. On présente également les cartes SOM obtenues par l'optimisation pour le $C_x.S_x$ à la figure 6.34(a) et pour m_{rad} à la figure 6.34(b). On voit également apparaître sur ces figures l'optimum (en rouge) ainsi que les points du front de Pareto (en noir) qui ont été testés.

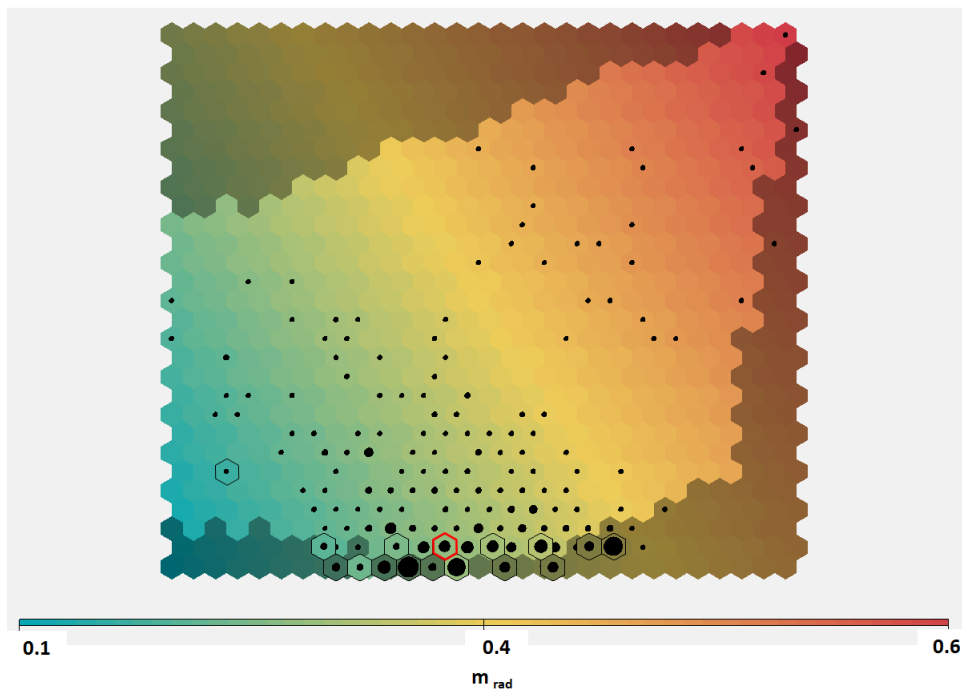
$C_x.S_x$	m_{rad} (Kg)	β_{in} ($^\circ$)	H_{rad} (m)	α_{rad} ($^\circ$)	L_{rad} (m)	x_{ptcont} (m)	r_{sec}	r_{pos}	V_{veh} (km/h)
$W_{C_x.S_x} = 60, W_{m_{rad}} = 40, W_{P_{elec}} = 1, W_{P_{therm}} = 1$									
0.721	0.232	90	0.070	13.06	0.103	-0.052	0.500	0.300	129.98

Tableau 6.11 Optimum obtenu par le NSGA II pour la pondération $W_{C_x.S_x} = 60$ $W_{m_{rad}} = 40$ $W_{P_{elec}} = 1$ $W_{P_{therm}} = 1$.

On teste l'optimum trouvé en utilisant l'architecture d'optimisation. La géométrie de l'optimum est illustrée à la figure 6.35(a). On présente également le champ de vitesse adimensionnelle dans un plan horizontal à 200 mm du sol (figure 6.35(c)) et le champ de pression sur la surface frontale à la figure 6.35(b).

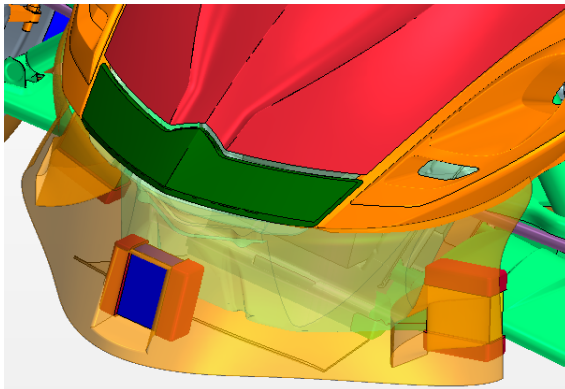


(a) SOM de l'optimisation NSGA-II sur le $C_x.S_x$.

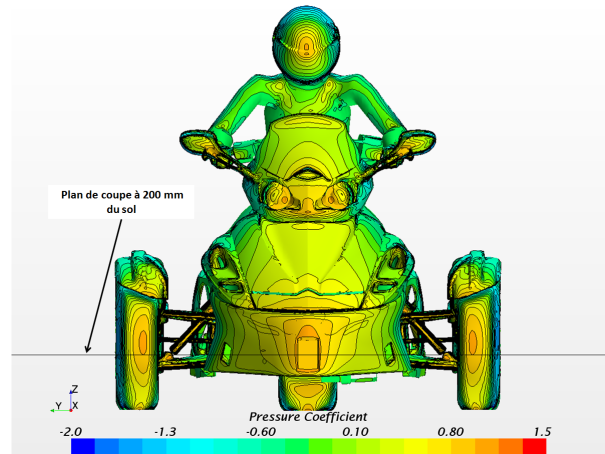


(b) SOM de l'optimisation NSGA-II sur m_{rad} .

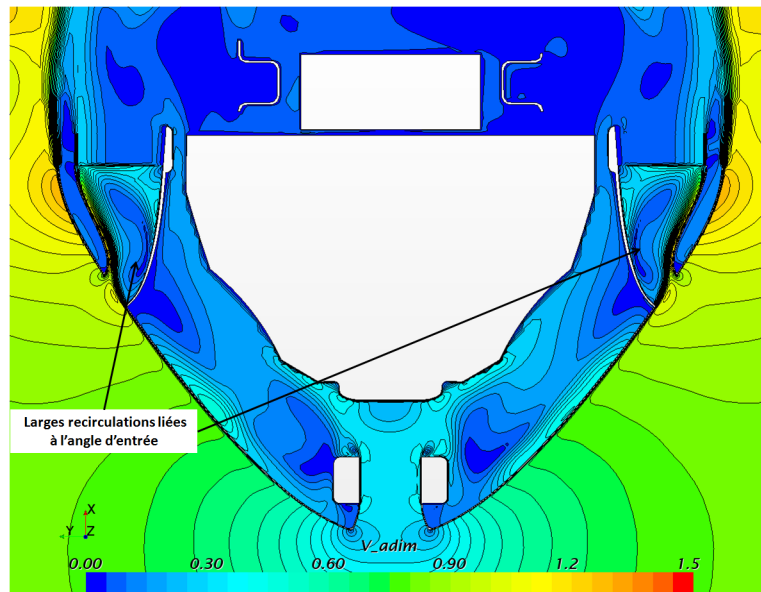
Figure 6.34 SOM des réponses faisables de l'optimisation avec NSGA-II avec les tirs obtenus sur le front de Pareto entourés en noir et l'optimum en fonction de la pondération choisit en rouge.



(a) Géométrie de l'optimum.



(b) Champ de pression en vue de face sur la géométrie optimum de l'étude.



(c) Champ de vitesse adimensionnelle de la géométrie optimum dans un plan horizontal à 200 mm du sol.

Figure 6.35 Représentation de la géométrie optimum (a), du champ de pression sur la carrosserie en vue de face (b) et de son champ de vitesse adimensionnelle dans un plan de coupe horizontal (c)

On constate de larges recirculations dans les conduites d'alimentation des échangeurs dues à l'angle d'entrée (β_{in}) important. Les entrées des conduites sont également dans des zones de basses pressions sur la face avant du véhicule. On obtient les réponses résumées au tableau 6.12 avec les erreurs associées. On constate que la réduction de traînée a été sur-évaluée de 1.9 %, ce qui traduit en réalité une légère augmentation de la traînée. La masse de l'échangeur, quant à elle, diminue bien avec une réduction de 60 %. Le problème ma-

jeur des résultats de simulation de l'optimum est pour le refroidissement du véhicule. On constate que le refroidissement du MCI n'est pas assuré en réalité, car la prédiction de la puissance dissipée est sur-évaluée alors que la puissance limite est sous-évaluée. Ce cumul des erreurs aboutit à une solution non réalisable, car elle ne respecte pas les contraintes de refroidissement. On en conclut que le problème majeur est dû à la reconstruction de la surface de réponse pour l'ensemble des variables de sortie, car celles-ci ont des erreurs d'approximation trop importantes pour les valeurs des gains et des contraintes recherchées.

	$C_x.S_x$	m_{rad}	P_{elec}	$P_{elec\lim}$	P_{therm}	$P_{thermlim}$
Réponses prédites	0.721	0.232	1.20	0.58	8.34	8.03
Réponses simulées	0.735	0.212	0.97	0.77	6.77	9.76
% erreurs	1.9	8.6	19	32	18	17

Tableau 6.12 Comparaison entre les réponses prédites et les réponses testées pour l'optimum.

On choisit de modifier la structure de l'optimisation pour limiter les erreurs liées à la reconstruction. L'étape la plus critique de l'architecture d'optimisation en terme de temps de calcul est la résolution de la CFD, on limitera donc la reconstruction à cette étape seulement. La masse de l'échangeur sera calculée directement et les puissances seront calculées directement à partir de la reconstruction du débit massique et de l'uniformité de l'écoulement en entrée des échangeurs. Les puissances limites de refroidissement ne seront plus approximées. On teste les différentes méthodes de reconstruction disponibles et on constate que pour reconstruire la réponse du $C_x.S_x$, c'est la méthode de krigeage avec une fonction exponentielle qui donne les meilleurs résultats. On atteint un coefficient de corrélation maximal de 0.51 avec cette méthode. Cependant, la reconstruction des réponses de débits et de non-uniformités est mauvaise avec le krigeage exponentiel. On cherche le meilleur modèle pour reconstruire les réponses de débits et de non-uniformités en entrée d'échangeur. Cette fois la méthode RBF elliptique donne les meilleurs résultats avec des corrélations qui sont supérieures à 0.92 sur les débits massiques entrant dans les échangeurs et à 0.8 sur les non-uniformités des radiateurs latéraux.

Les résultats de ces reconstructions sont ensuite utilisés directement dans les modèles Matlab de résolution de la puissance des échangeurs et de calcul de sa masse. Cette nouvelle structure d'optimisation est résumée de façon schématique à la figure 6.36. L'optimisation avec le NSGA-II devient alors beaucoup plus longue à cause du temps de résolution du modèle d'échangeur. On conserve la répartition de poids $W_{C_x.S_x} = 60$ et $W_{m_{rad}} = 40$. Au

vu des résultats de convergence précédents, on choisit une population de 60 individus et 80 générations afin d'être sûr de la convergence de l'algorithme NSGA-II. L'optimisation nécessite maintenant 11 heures pour obtenir une solution contre une dizaine de minutes pour l'optimisation directe sur surface de réponse réalisée précédemment. On présente les tirs respectant les contraintes d'optimisation en fonction des générations suivant les deux objectifs et les tirs hors contraintes à la figure 6.37. Le front de Pareto est bien résolu et convergé, avec 178 tirs sur les 4800 que compte l'optimisation. La position de l'optimum est également illustrée sur le front de Pareto. Les paramètres d'entrées et les réponses prédites de l'optimum sont présentées au tableau 6.13.

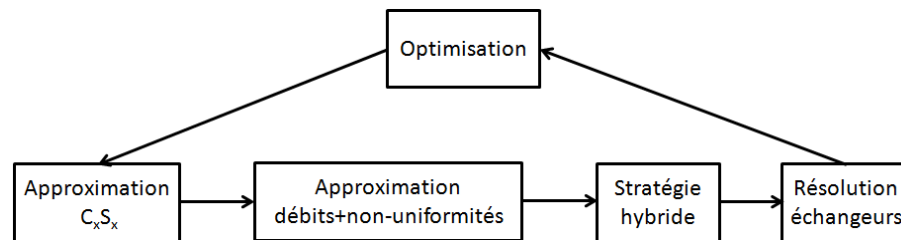


Figure 6.36 Schéma de la nouvelle architecture d'optimisation.

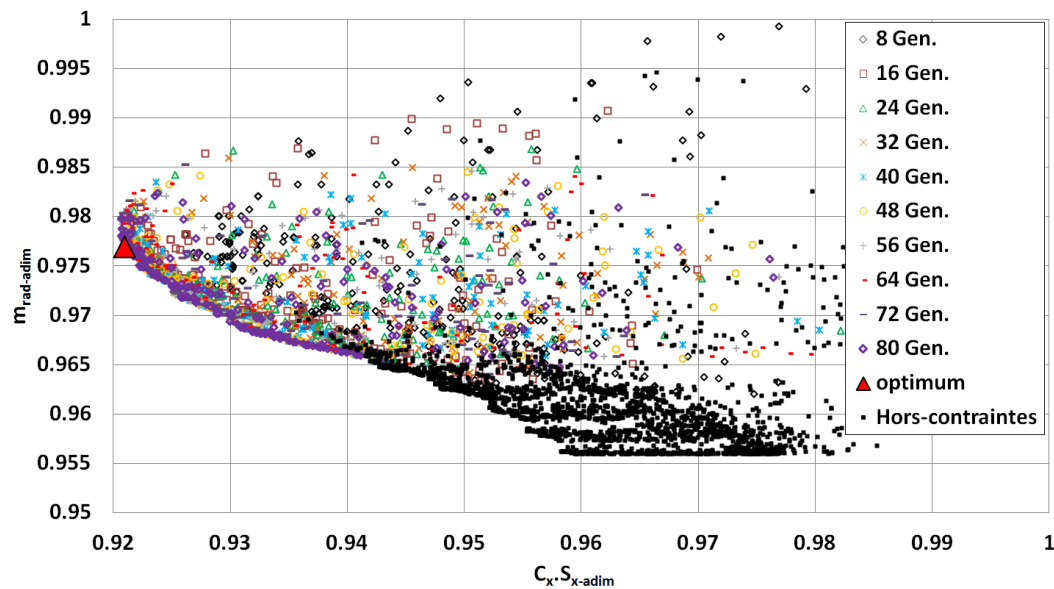


Figure 6.37 Évolution des tirs du NSGA-II sur les 2 objectifs du problème et front de Pareto pour les 4800 tirs avec la nouvelle architecture d'optimisation.

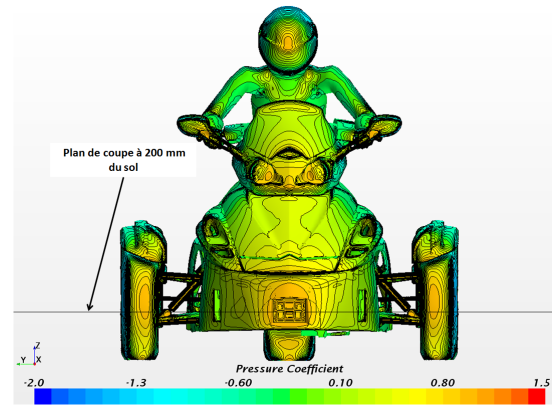
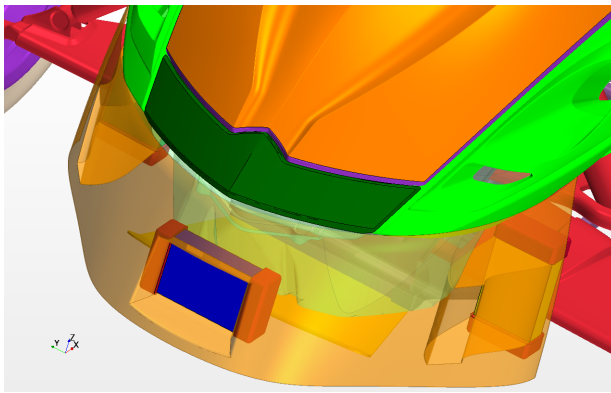
On teste l'optimum trouvé avec la nouvelle structure d'optimisation qui reconstruit les données CFD et résout les réponses des échangeurs. La géométrie de l'optimum est illustrée à la figure 6.38(a). On présente également le champ de vitesse adimensionnelle dans un plan horizontal à 200 mm du sol (figure 6.38(c)) et le champ de pression sur la surface frontale à

$C_x.S_x$	m_{rad} (Kg)	β_{in} (°)	H_{rad} (m)	α_{rad} (°)	L_{rad} (m)	x_{ptcont} (m)	r_{sec}	r_{pos}	V_{veh} (km/h)
$W_{C_x.S_x} = 60, W_{m_{rad}} = 40, W_{P_{elec}} = 1, W_{P_{therm}} = 1$									
0.711	0.323	86.5	0.137	-1	0.096	-0.071	0.592	0.359	116.03

Tableau 6.13 Optimum obtenu par le NSGA II pour la nouvelle structure d'optimisation, pour la pondération $W_{C_x.S_x} = 60$ $W_{m_{rad}} = 40$.

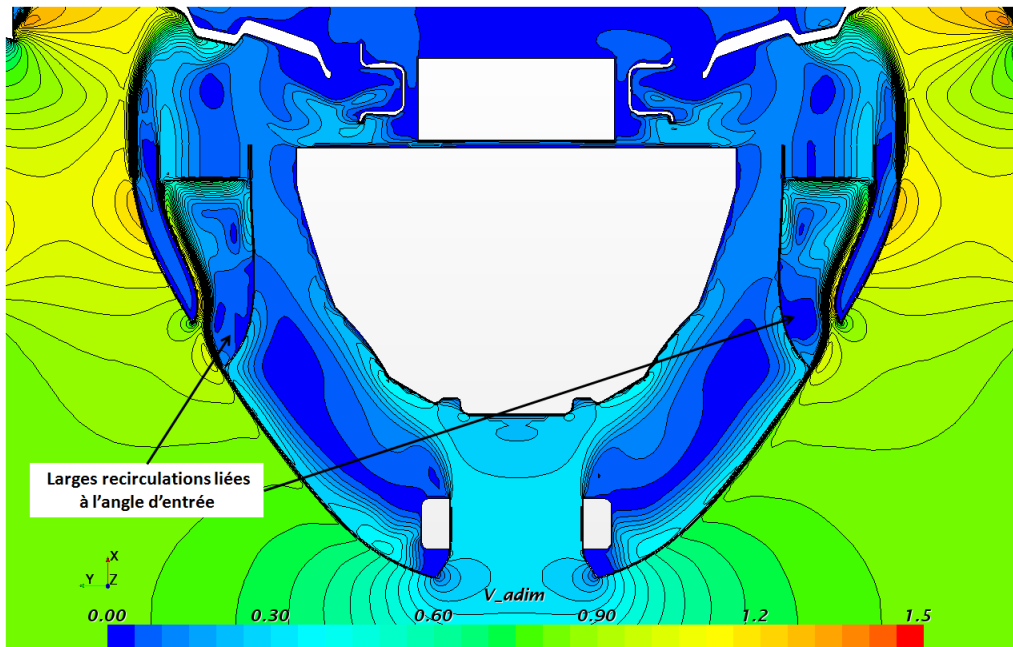
la figure 6.38(b). On constate que les conduites d'alimentation des échangeurs ont de larges recirculations en entrée dues aux forts angles β_{in} , cela s'explique par la limitation du débit entrant dans les échangeurs. Ces recirculations ne génèrent pas de traînée importante, mais cette configuration permet de limiter le débit entrant dans les échangeurs au strict nécessaire. On obtient les réponses résumées au tableau 6.15 avec les erreurs associées. On constate cette fois que les réponses prédites et simulées sont bien mieux corrélées que précédemment. On obtient un gain de 2.8 % sur le $C_x.S_x$ du véhicule et une réduction de la masse des échangeurs de 39.1 %. La nouvelle structure d'optimisation est donc beaucoup plus efficace que précédemment, car elle limite le cumul des erreurs dans la phase d'approximation, ce qui a abouti précédemment aux résultats erronés.

Maintenant que l'outil MDO est fonctionnel, on teste une autre optimisation avec plus de contraintes et d'objectifs. On a constaté que l'optimisation globale se place toujours dans les hautes vitesses avec un angle d'entrée de conduite β_{in} toujours proche du maximum. Cela s'explique par le fort potentiel de refroidissement de l'écoulement à haute vitesse par rapport à un besoin de refroidissement qui augmente peu avec la vitesse. L'optimisation tend alors vers un fort angle d'entrée de conduite et une section r_{sec} faible, ce qui fait largement décoller l'écoulement entrant dans celle-ci et limite ainsi le débit au strict nécessaire de la contrainte thermique. On décide de tester et d'illustrer les capacités de la structure MDO que l'on a développée sur une dernière optimisation à trois objectifs et trois contraintes. On fixe la valeur de β_{in} à son minimum (20°) afin de limiter le décollement dans l'entrée de la conduite. On ajoute l'objectif de maximiser la valeur de la position de l'entrée de la conduite r_{pos} , car plus la prise d'air se fait proche de la position "Ram-air", moins la solution sera sensible aux vents latéraux. L'optimisation donne alors l'optimum présentée au tableau 6.14 pour le choix de poids des objectifs suivants : $W_{C_x.S_x} = 50$, $W_{m_{rad}} = 30$ et $W_{r_{pos}} = 20$. La même méthode d'adimensionnement des variables que précédemment a été utilisée.



(a) Géométrie de l'optimum avec la nouvelle architecture d'optimisation.

(b) Champ de pression en vue de face sur la géométrie optimum de la nouvelle architecture d'optimisation.



(c) Champ de vitesse adimensionnelle de la géométrie optimum de la nouvelle architecture d'optimisation dans un plan horizontal à 200 mm du sol.

Figure 6.38 Représentation de la géométrie optimum (a), du champ de pression sur la carrosserie en vue de face (b) et de son champ de vitesse adimensionnelle dans un plan de coupe horizontal (c) pour la nouvelle architecture d'optimisation

$C_x \cdot S_x$	m_{rad} (Kg)	β_{in} (°)	H_{rad} (m)	α_{rad} (°)	L_{rad} (m)	x_{ptcont} (m)	r_{sec}	r_{pos}	V_{veh} (km/h)
$W_{C_x \cdot S_x} = 50, W_{m_{rad}} = 30, W_{r_{pos}} = 20, W_{P_{elec}} = 1, W_{P_{therm}} = 1$									
0.728	0.285	20	0.149	8	0.080	-0.096	1.113	0.644	118.55

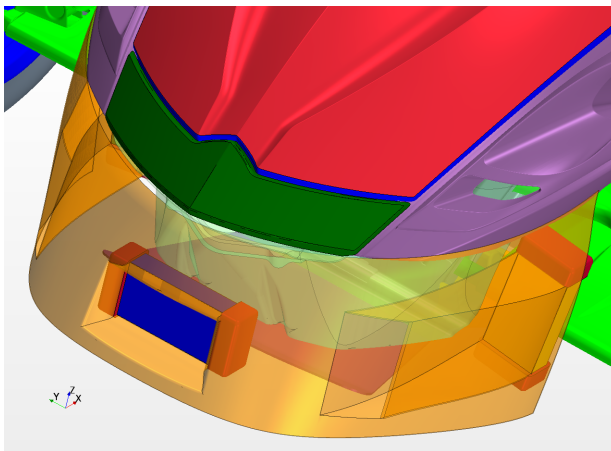
Tableau 6.14 Optimum obtenu par le NSGA II pour la nouvelle structure d'optimisation, pour la pondération $W_{C_x \cdot S_x} = 50 W_{m_{rad}} = 30 W_{r_{pos}} = 20$.

On vérifie la solution optimale en la simulant et on obtient les résultats comparatifs résumés au tableau 6.15.

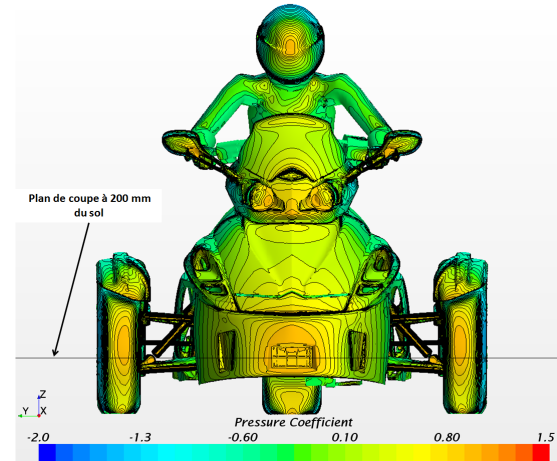
	$C_x \cdot S_x$	m_{rad}	P_{elec}	$P_{elec\lim}$	P_{therm}	$P_{thermlim}$
Réponses prédites optimum	0.711	0.323	1.39	0.64	12.65	7.85
Réponses simulées optimum	0.714	0.323	1.64	0.64	11.68	7.85
% erreurs	0.4	-	15	-	7.6	-
Réponses prédites optimum contraint	0.728	0.285	1.36	0.67	12.9	8.53
Réponses simulées optimum contraint	0.729	0.285	1.59	0.67	13.4	8.53
% erreurs	0.1	-	14.4	-	3.7	-

Tableau 6.15 Comparaison entre les réponses prédites et les réponses testées pour les optimums obtenus avec la nouvelle structure d'optimisation.

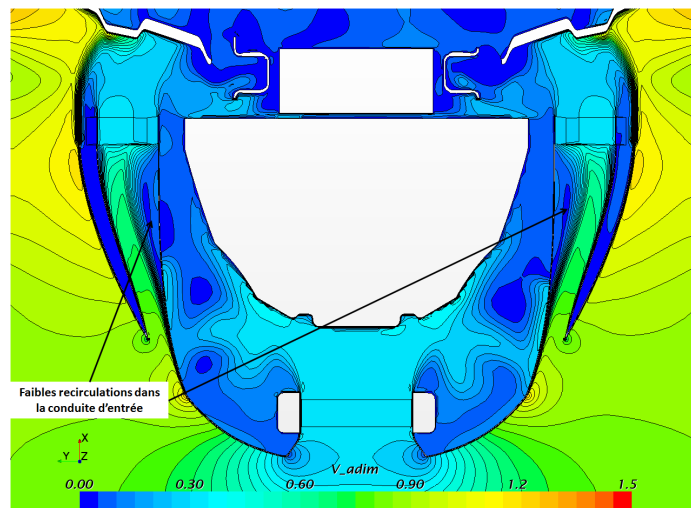
On constate que la solution simulée est une nouvelle fois très proche des résultats prédits par les méthodes d'approximation. On obtient une réduction de la traînée plus faible que précédemment avec seulement 0.6 % de gain sur le $C_x \cdot S_x$ en comparaison du P09. Par contre, la réduction de la masse de l'échangeur est plus importante et atteint 46.3 %. Enfin, on constate que le troisième objectif a également joué son rôle, car $r_{pos} = 0.644$ alors que sa limite maximale est de 0.7. La géométrie de cette solution optimale avec trois objectifs est illustrée à la figure 6.39(a). Le coefficient de pression sur la surface frontale est illustré à la figure 6.39(b). On observe toujours la pression importante due à la position "Ram-air" du radiateur frontal. Enfin, on observe le champ de vitesse adimensionnelle dans le plan de coupe à 200 mm du sol à la figure 6.39(c). On constate que les recirculations sont bien moins importantes que précédemment et les entrées des conduites viennent chercher l'air frais presque au même niveau que le radiateur frontal (en position "Ram-air").



(a) Géométrie de l'optimum avec 3 objectifs.



(b) Champ de pression en vue de face sur la géométrie optimum avec 3 objectifs.



(c) Champ de vitesse adimensionnelle de la géométrie optimum avec 3 objectifs dans un plan horizontal à 200 mm du sol.

Figure 6.39 Représentation de la géométrie optimum (a), du champ de pression sur la carrosserie en vue de face (b) et de son champ de vitesse adimensionnelle dans un plan de coupe horizontal (c) pour l'optimisation avec trois objectifs.

6.3.4 Conclusion sur l'optimisation

On conclut que l'optimisation paramétrique permet de rencontrer les objectifs de l'étude. L'optimum choisit sur le front de Pareto apporte une réduction conjointe de la traînée totale du prototype de tricycle hybride de 2.8 % et de 39 % de la masse des échangeurs. L'ensemble du processus d'optimisation permet d'identifier l'influence de chacun des paramètres. Comme on l'a vu avec la dernière optimisation, l'architecture d'optimisation permet également de trouver une solution optimale dans le domaine d'étude considéré en

faisant varier la formulation du problème d'optimisation de 2 objectifs/2 contraintes à 3 objectifs/3 contraintes.

Le développement d'une première structure d'optimisation sur le cas du corps d'Ahmed a été essentiel pour la compréhension des problèmes potentiels aussi bien entre les logiciels que dans leurs interactions. On a pu développer les méthodes nécessaires et comprendre les sources d'erreurs sur un cas simple qui a l'avantage de se résoudre rapidement. Le développement de cas de validation pour les applications MDO pourrait s'avérer judicieux pour aider au développement de la discipline, car chaque méthode n'est pas toujours transférable d'un cas à un autre.

On a constaté que la principale difficulté de l'optimisation réside dans l'estimation et le contrôle des erreurs des processus qui composent l'architecture d'optimisation. La phase d'approximation est déterminante dans la construction de l'architecture d'optimisation et il est souhaitable de la limiter au minimum de paramètres. Plus la résolution des modèles sera faite de manière exacte et plus l'optimisation sera précise. De plus, on a uniquement comparé les erreurs entre les prédictions de l'architecture d'optimisation et les résultats de simulation, mais il faut garder à l'esprit les erreurs intrinsèques du modèle CFD et du modèle d'échangeur utilisés. Ainsi, l'erreur finale sur l'optimum considéré ne peut être vérifiée que par des essais expérimentaux. L'ajout d'une analyse d'erreurs sur l'ensemble de l'architecture permettant la réalisation d'une optimisation robuste est donc souhaitable. Mais, on conçoit aisément les difficultés et le coût qui lui sont associés au vu des moyens expérimentaux nécessaires uniquement pour valider l'aérodynamique du véhicule.

Enfin, le détail des difficultés rencontrées lors de la démarche d'optimisation paramétrique n'a pas été fait, mais les conclusions rejoignent celles de [Zang et Green, 1999]. La construction d'un modèle CAO robuste est l'élément clé de toute l'architecture. Les multiples changements de versions de logiciels ont entravé l'avancement de l'étude. L'utilisation de logiciels commerciaux offre une fausse simplicité de paramétrage et de contrôle, car on doit trouver des solutions de contournement pour résoudre des problèmes de logiciels sur lesquels on n'a aucun contrôle. I-sight offre beaucoup d'outils pour construire l'architecture d'optimisation, mais là encore, la définition du logiciel commercial est limitante dans les analyses que l'on voudrait faire. Toutefois, il est évident que le développement complet de l'ensemble des outils utilisés dans cette étude est impossible pour un projet de cette ampleur.

CHAPITRE 7

Conclusions et perspectives

L'objectif principal de cette étude était de réduire la traînée aérodynamique d'un tricycle de série en le transformant en un tricycle hybride tout en assurant le refroidissement des deux boucles de motorisation servant à l'hybridation. De cet objectif principal est apparu des objectifs secondaires, qui sont devenus les requis nécessaires à la réalisation de l'objectif principal.

Ces objectifs secondaires étaient :

- Développer les différents outils nécessaires à l'étude.
- Caractériser les requis thermiques pour chaque boucle de motorisation.
- Concevoir un prototype hybride répondant aux requis thermiques en tenant compte des contraintes industrielles tel que le coût, la fiabilité, l'encombrement et l'esthétique.
- Caractériser expérimentalement l'aérodynamique du prototype et d'un véhicule de série afin de valider les modèles numériques et améliorer les connaissances sur les écoulements autour de ce type de véhicule.
- Développer une architecture d'optimisation paramétrique pour caractériser l'intérêt de l'optimisation multi-disciplinaire sur un véhicule routier.

Pour atteindre ces objectifs, l'étude s'est divisée en trois parties.

Tout d'abord dans les Chapitres 3 et 4, on a présenté les outils et méthodes sélectionnés pour l'étude tout en justifiant les limites des modèles numériques par des aspects de temps de calcul ou de complexité de mise en œuvre. On a également présenté une méthode analytique de prédiction des échanges thermiques pour les échangeurs automobile. Avec ces outils et les données disponibles au début de l'étude, on a réalisé une optimisation topologique de la position des échangeurs dans le tricycle hybride à travers 6 configurations. Cette optimisation topologique a permis de caractériser différents choix de positionnement d'échangeurs couramment utilisés en automobile, sur un tricycle. On a montré que les positions centrales arrière et Ram air étaient toutes deux très bonnes pour le refroidissement. Trois des configurations ont su montrer un bon potentiel en combinant la réduction de

la traînée avec les requis thermiques. La configuration 6 avec trois radiateurs identiques permettant de réduire conjointement la traînée et les coûts a été retenue. À partir de cette configuration, on a conçu et dimensionné le système de refroidissement et la nouvelle face avant d'un prototype de tricycle hybride (P09) de manière à assurer son refroidissement sur toute sa plage d'utilisation. Le prototype P09 a ainsi vu le jour et a pu rencontrer les attentes durant tous les tests qu'il a subi au cours du projet PAC sans que le refroidissement soit mis en défaut. On a également montré le potentiel d'amélioration de la traînée aérodynamique totale du véhicule pour des combinaisons d'améliorations sur les roues et la carrosserie. Ces combinaisons illustrent ainsi la nécessité d'une approche globale de la gestion des écoulements autour du véhicule. La conception et la réalisation d'un prototype en contexte industriel a aussi permis d'illustrer l'importance de la définition des contraintes ainsi que l'intérêt de prendre en compte le positionnement des échangeurs dès les phases de conception préliminaire d'un véhicule afin de converger vers une solution optimale.

Ces deux chapitres ont donc permis de développer les différents outils nécessaires ; de caractériser les requis thermiques pour chaque boucle de motorisation ; de concevoir un prototype hybride répondant aux requis thermiques et aux contraintes industrielles. Ils ont également apporté une première partie de réponse à l'objectif principal en réduisant la traînée du véhicule sport initial dans sa version hybride tout en assurant son refroidissement.

Ensuite, on a réalisé la caractérisation expérimentale du véhicule prototype P09 et d'un véhicule de référence dans la soufflerie du CNRC à Ottawa, ainsi que la validation des modèles numériques associés à ces deux véhicules au chapitre 4. On a caractérisé l'évolution de la traînée des deux véhicules ainsi que leurs pressions pariétales en fonction de la vitesse. Des variations importantes du coefficient de traînée $C_x \cdot S_x$ en fonction de la vitesse ont été mises en évidence sur les deux véhicules. Les pressions pariétales ont démontré des changements de la topologie de l'écoulement et de position des zones de décollement en fonction de la vitesse du véhicule. L'hypothèse de symétrie a été invalidée sur le VR. Les mesures de débit par les anémomètres et les prises de pression ont mis en évidence la difficulté de caractériser le point de transparence du groupe de refroidissement en condition réelle. Mais, ce test du point de transparence a tout de même apporté des informations sur l'évolution de l'apport de débit massique du ventilateur à travers l'échangeur en fonction de la vitesse du véhicule. Les anémomètres ont permis de caractériser les débits massiques locaux à travers les échangeurs sur les deux véhicules testés. On a également mesuré et analysé les vibrations perçues par le pilote et les ailes de roues. Ces analyses ont montré que la position du pare-brise la plus haute augmente la traînée de 4.73% sans pour autant

diminuer la puissance vibratoire totale perçue au niveau de la tête du pilote. Pour les ailes de roues, la comparaison entre les mesures en soufflerie et une analyse modale a permis de différencier les fréquences propres à la structure d'une fréquence de sollicitation aérodynamique de 24 Hz. On a également validé des gains aérodynamiques grâce aux ailes de roues couvrantes permettant d'atteindre une réduction de la traînée totale du véhicule de 6.41% tout en réduisant les vibrations des ailes de roue. Ces ailes sont de surcroît fonctionnelles et utilisables sur un véhicule de série.

Du point de vue de la modélisation numérique, on a caractérisé les erreurs des modèles. On a montré qu'ils étaient capables de prédire les valeurs absolues de la traînée entre 5 et 6 % d'erreur et les variations relatives de traînée avec une erreur inférieure à 5 %. Grâce aux mesures de pression pariétale, on a pu souligner les faiblesses du modèle $k - \epsilon$ *realizable* pour la prédiction des écoulements décollés et de la topologie des zones de recirculations. On a également pu caractériser les sources d'erreurs potentielles dans la prédiction du débit massique à travers les échangeurs. Pour limiter les erreurs dans la comparaison des débits massiques entre les résultats des anémomètres et les résultats numériques, il faut préparer le plus précisément possible les essais de manière à ce que le groupe de refroidissement testé reflète le plus fidèlement possible la géométrie du modèle numérique avec la meilleure étanchéité possible au niveau des interfaces. Le développement des ailes de roues couvrantes par des modèles numériques a également prouvé son intérêt, car les gains estimés numériquement, bien que légèrement sur-évalués, ont été retrouvés en expérimental. On a vérifié que le véhicule prototype P09 rencontrait bien les besoins de refroidissement tout en permettant une réduction de la traînée totale de 2.2 % en comparaison d'un tri-cycle de série.

Ce chapitre a donc permis de caractériser expérimentalement l'aérodynamique du prototype et d'un véhicule de série (VR). On a également validé les modèles numériques en caractérisant leurs limites et amélioré les connaissances aérodynamique autour des tricycles. L'objectif principal a été rencontré par une validation du refroidissement du prototype P09 et une réduction de la traînée aérodynamique totale mesurée expérimentalement de 8.6 % en combinant les ailes de roues couvrantes et la face avant du prototype P09.

Enfin, on a développé une architecture MDO sur le cas du corps d'Ahmed afin de valider les outils et méthodes utilisés. On a ainsi illustré une nouvelle fois les limites des modèles numériques dans la prédiction des écoulements dans les zones de recirculation sur un corps simple. On a tout de même pu valider notre modèle numérique par rapport aux résultats expérimentaux en obtenant de bons résultats sur la prédiction de la traînée du corps jusqu'à un angle de lunette arrière de 25°. On a mis en évidence les difficultés de la mise en

place d'une architecture MDO, allant des problèmes d'interactions entre les logiciels aux problèmes logiciels eux-même. On a également pu voir qu'un bon remplissage du domaine d'étude par le plan d'expériences était nécessaire. Les méthodes de reconstruction ont montré leurs intérêts pour la recherche de l'optimum tout en montrant les limites de leurs utilisations à cause du cumul des erreurs de modélisation et de reconstruction.

On a développé une optimisation paramétrique de la configuration d'échangeur sélectionnée pour le prototype P09 afin d'étudier les possibles gains que peut apporter l'utilisation de la MDO sur un véhicule automobile et plus précisément un tricycle hybride (chapitre 6). On a construit une architecture d'optimisation permettant de réaliser une étude paramétrique de la face avant du tricycle suivant 7 paramètres géométriques et un paramètre physique. Cette architecture d'optimisation permet d'aller de la génération CAO à la solution physique sur la traînée et les puissances dissipées de façon totalement automatique. On a ensuite analysé les résultats fournis par le plan d'expérience de 65 tirs. Une optimisation multi-objectifs sur la traînée et la masse des échangeurs a été réalisée avec l'algorithme NSGA-II en se basant sur une reconstruction de l'ensemble des objectifs et contraintes en fonction des paramètres. Une analyse de convergence de l'optimisation a été réalisée et le front de Pareto a été caractérisé. On a sélectionné une des solutions optimales sur le front de Pareto pour valider les résultats de l'optimisation. Mais, les méthodes de reconstruction ont alors montré leurs limites et nous avons limité la reconstruction aux résultats provenant du modèle numérique tout en adaptant la méthode de reconstruction à chacun des objectifs et contraintes plutôt que d'utiliser une méthode de reconstruction unique pour toutes les réponses. Un nouveau front de Pareto a été obtenu avec la nouvelle structure d'optimisation et un optimum a été sélectionné et validé. L'optimum ainsi obtenu a été vérifié par simulation et montre un gain potentiel de 2.8 % sur la traînée totale du prototype P09 et de 39 % sur la masse des échangeurs tout en assurant le refroidissement des boucles de motorisation du MCI et électrique. Une dernière optimisation a été réalisée en ajoutant une contrainte sur l'angle d'ouverture de la conduite et un objectif sur la position de l'ouverture de la conduite. Un front de Pareto a été obtenu, un optimum a été sélectionné et validé. Ce dernier optimum permet un gain de traînée totale de 0.6% et une réduction de la masse des échangeurs de 46.3%. On a ainsi vérifié la robustesse de la MDO sur deux optimums sélectionnés et les erreurs entre la traînée prédite par l'optimisation et la traînée simulée sont inférieures à 1%. L'optimisation permet également de mettre en évidence l'influence de plusieurs paramètres géométriques et on a montré l'intérêt de l'utilisation de la structure MDO, qui permet la recherche rapide d'optimums suivant les objectifs à optimiser. On a montré l'intérêt de démocratiser l'utilisation de la MDO dans le domaine automobile alors que cette discipline était jusque là limitée à l'aérospatial.

Ce chapitre a donc permis de développer une architecture d'optimisation paramétrique (MDO) pour apporter une réduction additionnelle de traînée de 2.8 % tout en respectant les requis thermiques des deux boucles de motorisation, portant ainsi la réduction totale de traînée à 11.4 % sur le véhicule hybride. La MDO a également permis une réduction additionnelle de la masse des échangeurs et a ainsi confirmé l'intérêt de son utilisation sur un véhicule routier

On peut donc conclure de cette étude que les objectifs principal et secondaires ont été atteints de par une amélioration possible de 5 % de la traînée totale du véhicule hybride en comparaison d'un tricycle de série tout en respectant les requis de refroidissement liés à la motorisation hybride. On a également caractérisé une réduction supplémentaire de 6.41 % de la traînée totale du tricycle grâce à l'amélioration des ailes de roues, portant la réduction de la traînée totale du tricycle hybride à 11.4 %. Tout ceci en atteignant un optimum de conception permettant au passage de réduire la masse des échangeurs au minimum requis et ainsi réduire les coûts du produit final.

Cette étude a également soulevé les limites des modèles de turbulences à deux équations qui ne permettent pas de prédire correctement la topologie de l'écoulement dans les zones de recirculations. On a également pu constater que l'hypothèse d'un écoulement stationnaire n'était pas juste. Ainsi, l'utilisation d'une modélisation instationnaire pourrait permettre d'améliorer les prédictions des forces et de la topologie de l'écoulement. Du point de vue expérimental, une analyse détaillée des échangeurs et de l'écoulement qui les traverse serait judicieuse ainsi que l'analyse des paramètres influant sur les mesures réalisées avec des anémomètres. L'utilisation d'autres méthodes de mesure plus précise (fils chaud ou sonde de pression multi trou), pourrait également être à considérer. Des campagnes de mesures de la topologie de l'écoulement instationnaire permettraient également de comprendre les origines précises des erreurs des modèles numériques. Pour pallier aux différents problèmes de simplifications de surface, l'utilisation de maquettes simplifiées représentant exactement les modèles CAO de tricycle serait très utile pour réduire les sources d'erreurs dans la validation entre essais expérimentaux et modèles numériques. L'utilisation d'un mannequin standardisé dont les propriétés de rigidité seraient connues, permettrait des analyses vibratoires plus poussées.

On a illustré les difficultés de construction et d'utilisation des outils permettant une étude MDO. Toutefois ces outils ont montré leurs potentiels dans la recherche rapide d'optimums de conception suivant les objectifs. Pour améliorer leurs capacités et leurs robustesses, le développement complet d'une analyse d'erreur est à envisager en parallèle avec la quanti-

fication des erreurs expérimentales.

Enfin, cette étude ouvre des perspectives nouvelles pour les véhicules récréatifs. D'une part, en les rendant moins énergivore grâce à l'hybridation. D'autre part, en améliorant leurs performances tout en réduisant leurs coûts. Du point de vue aérodynamique, on a observé d'importants potentiels de réduction de la traînée totale que seule une approche globale d'optimisation de la géométrie du véhicule permettra d'atteindre. Le pilote est également un élément majeur de l'aérodynamique des tricycles ; la prise en compte de son positionnement dans les phases préliminaires de développement pourrait permettre des réductions importantes de la traînée totale. La MDO a su également montrer son grand potentiel, car elle permet à son architecture de se complexifier sans cesse permettant ainsi une capitalisation des connaissances de l'ingénieur qui la contrôle. Ceci permet une automatisation des tâches de l'ingénieur, pour concentrer son travail sur l'analyse et la compréhension des résultats obtenues de la MDO, réduisant ainsi le coût de développement des véhicules. Plus concrètement, on peut envisager pour notre étude, l'ajout des GMV paramétrés et un paramétrage complet de l'échangeur pour obtenir une définition complète et automatique des groupes de refroidissement. L'ajout d'autres disciplines (mécanique des structures, électromagnétisme, etc) pourrait permettre de poursuivre cette capitalisation des connaissances dans l'architecture MDO et ainsi obtenir le véhicule optimum répondant aux objectifs fixés. La démocratisation de la MDO dans l'automobile permettra donc d'améliorer grandement les performances des véhicules tout en réduisant le coût de ce bien de consommation central de la société moderne.

ANNEXE A

Annexes

A.1 Annexes : données techniques

Dans cette annexe, on fournit les données techniques pouvant être utiles à la compréhension ou à la justification des choix et résultats de l'étude.

A.1.1 Données initiales de refroidissement

Voici les données initiales provenant du fournisseur et permettant le choix de la contrainte critique thermique sur la boucle électrique de l'optimisation topologique (figure A.1).

Problématique / Problematic				
Il s'agit : <ul style="list-style-type: none">- De refaire le même calcul que celui effectué dans la révision 0 mais avec un liquide de refroidissement à 65 °C et la longueur du moteur allongé d'un tiers de sa longueur.- Estimer les inerties thermiques des bobines et de l'IGBT				
Résultats et recommandations / Results and recommandations				
Données d'entrée : <ul style="list-style-type: none">- Les pertes correspondent à celles dissipées pendant le profil de mission 600km.- Le DC/DC est constitué de deux modules VICOR qui est alimenté par le même circuit de refroidissement en série.- Le circuit de refroidissement en série est alimenté avec un liquide refroidissement à une température de 65 °C et un débit de 400l/h.				
	Puissance Dissipée (W)	Pertes de charges (PSI)	Température maximum (°C)	Réchauffement du liquide (°C)
Drive	600	2.0	78	1.5
DC/DC	100	1.2	90	0.25
Moteur	860	2.3	135	2.2
Total	1560	5.5		3.9
<ul style="list-style-type: none">- L'inertie thermique des bobines est égale à 87 kJoules et cela prend 100 secondes pour atteindre la température max de 140 °C avec une température initiale de 65 °C.- Le module IGBT atteint sa température maximum instantanément donc une inertie thermique quasi-nulle				
Informations complémentaires / usefull data				
Les résultats pour la drive sont simulés par CFX Les résultats du DC/DC sont estimés en faisant une hypothèse d'une base cavité traversée par le liquide Les résultats du moteur sont estimés en se basant sur ceux du Mo3 mesurés expérimentalement				

Figure A.1 Caractéristiques du refroidissement des composantes électriques initiales évaluées par le fournisseur.

A.1.2 Pompes PCA 12V

Voici les caractéristiques techniques que le fournisseur donne pour sa pompe électrique (figure A.2). Cette pompe est utilisée sur le véhicule P09 pour assurer l'écoulement du liquide de refroidissement à travers les composants électriques.

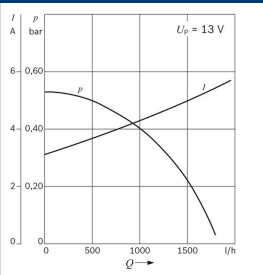


Technical data

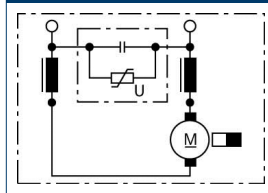
Part number	0 392 022 010
Nominal voltage	U_N 12 V
Delivery	V 1400 dm ³ ·h ⁻¹
Delivery pressure	p 0,3 bar
Direction of rotation	R
Operating mode	S 1
Degree of protection	IP 5 K 4 ¹⁾
Weight	approx. 1,1 kg

¹⁾ Applies only with receptacle housing in place

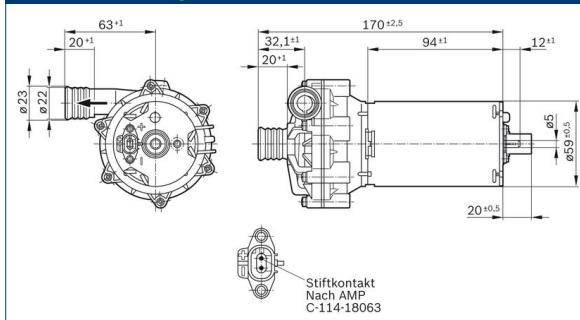
Characteristic curve



Connection diagram



Dimensional drawing



Robert Bosch GmbH
Automotive Aftermarket
Postfach 410960
76225 Karlsruhe
Germany

www.bosch-elektromotoren.de



Figure A.2 Caractéristiques de la pompe de la boucle électrique du prototype P09.

A.1.3 Propriétés de l'échangeur P09 et carte de dissipation

Voici les propriétés de l'échangeur du prototype P09. On fournit les informations dimensionnelles de l'échangeur, certaines viennent directement du fournisseur et d'autres sont mesurées directement sur le prototype d'échangeur. Les dimensions correspondent aux notations présentées à la figure 2.13(b) du chapitre 2.

$$\begin{aligned}
 H &= 173\text{mm} : \text{hauteur} \\
 L &= 127.4 \text{ mm} : \text{largeur} \\
 D &= 36 \text{ mm} : \text{épaisseur} \\
 n_t &= 14 : \text{nombre de tubes} \\
 T_w &= 1.63 \text{ mm} : \text{épaisseur des tubes} \\
 F_{pm} &= 0.82 \text{ ailettes/mm} : \text{densité d'ailettes} \\
 L_p &= \textit{inconnu} : \text{pas entre les persiennes} \\
 F_p &= 1.21 \text{ mm} : \text{pas entre les ailettes} \\
 F_l &= 7.077 \text{ mm} : \text{longueur d'une ailette entre deux tubes} \\
 L_l &= \textit{inconnu} : \text{longueur des persiennes entre deux tubes} \\
 \alpha &= 9^\circ : \text{angle des persiennes} \\
 F_d = D &= 36 \text{ mm} : \text{longueur des ailettes, égale à l'épaisseur de l'échangeur} \\
 T_p &= 8.602 \text{ mm} : \text{pas entre les tubes} \\
 \delta_f &= 0.12 \text{ mm} : \text{épaisseur des ailettes et persiennes} \\
 N_{lb} &= 2 : \text{nombre de séries de persienne} \\
 m_{rad} &= 0.547 \text{ kg} : \text{masse du radiateur P09}
 \end{aligned}$$

On trace également la carte de dissipation (figure A.3) provenant du fournisseur. Les discontinuités observées dans la carte sont dues au faible nombre de points de mesure que l'on a obtenu du fournisseur : 21 points.

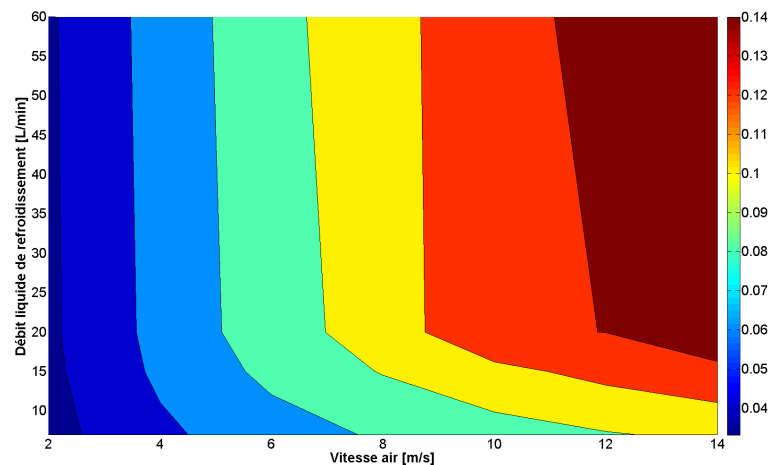


Figure A.3 Carte de dissipation spécifique du fournisseur pour l'échangeur du P09.

A.1.4 Données scanivalve

Voici les données techniques du scanner de pression scanivalve utilisé pour les mesures de coefficient de pression lors des essais à la soufflerie du CNRC.

SECTION 1: SPECIFICATIONS			ZOC33	
SECTION 1: SPECIFICATIONS				
GENERAL SPECIFICATIONS				
Size (WxHxD)	1.43" x 1.69" x 4.98" (36.42cm x 42.8cm x 126.37cm)		Resolution	infinite
Weight	ZOC33/64Px 11 oz (312g) ZOC33/64PxX2 13 oz (369g) ZOC33TCU 4.0 lbs (1.8kg) (including ZOC33 module)		Inputs (Px)	64 or 128 (PxX2)
Full Scale Ranges	±10 inH ₂ O, ±20 inH ₂ O, 1psid, 2.5psid, 5psid, 15psid and 50psid (2.5kPa, 5kPa, 7kPa, 17kPa, 35kPa, 100kPa, and 350kPa)		Pneumatic Connectors	ZOC Px .042" tubulations ZOC Control Pressures 0.063" tubulations ZOCTCU 1-2 73 port connectors (73ZOCM-063)
Accuracy (after calibration)	10 inH ₂ O ±0.15% FS 20 inH ₂ O ±0.12% FS 1psid ±0.10% FS 2.5psid ±0.10% FS 5psid ±0.08% FS 15psid ±0.08% FS 50psid ±0.08% FS		Electrical Connectors	ZOC Module 15 pin MDM 15SL2P ZOCTCU MS3100A Type, Size 20
Overpressure (No damage)	10 inH ₂ O 5psi 20 inH ₂ O 5psi 1psid 5psi 2.5psid 200% 5psid 200% 15psid 200% 50psid 200%		Power Requirements	ZOC33 Module +15Vdc @ 120mA -15Vdc @ 30mA ZOCTCU +24VDC @ 1.0A
Temperature Sensitivity	Range Zero Span 10 inH ₂ O 0.25% 0.10% 20 inH ₂ O 0.25% 0.08% 1psid 0.10% 0.05% 2.5psid 0.10% 0.05% 5psid 0.10% 0.05% 15psid 0.10% 0.05% 50psid 0.10% 0.05%		Full Scale Output	Standard ±2.5Vdc Optional ±5.0Vdc
Max Reference Pressure	50 psig (350kPa)		Sensor Excitation	+5Vdc Constant Voltage (Internally Supplied)
Scan Rate	40kHz (standalone)		ENVIRONMENT SPECIFICATIONS	
			Operating Temperature	0 to 60 °C
			Humidity	Operation 5 to 95% RH, Non-Condensing Storage 5 to 95% RH, Non-Condensing
			Shock & Vibration	MIL-STD-810D Curve H Shock 10G Vibration 10G
			Acceleration	10G
			Media	Gasses compatible with Silicon, Silicone, Aluminum and Buna-N

Figure A.4 Données techniques du fournisseur sur le scanivalve Zoc33 utilisé.

A.1.5 Propriétés des anémomètres

Pour les anémomètres utilisés lors des essais, on en utilise deux types du même fournisseur : des anémomètres de diamètre 2 pouces sur le P09 et des anémomètres de 3 pouces sur le VR. Voici les dimensions des anémomètres de 2 pouces aux figures A.6(a) et A.6(b).

On présente également les résultats d'un étalonnage d'un des anémomètres réalisé sur un banc de test spécifique (figure A.5).

Reference Anemometer Calibration		
Freq. (Hz)	Ft/Sec	Pulse/Ft
33.190	3.3400	9.9371
70.880	6.8467	10.3525
89.980	8.5167	10.5652
121.280	11.3567	10.6792
180.970	16.7000	10.8365
229.960	21.0417	10.9288
321.840	29.5583	10.8883
418.920	38.5767	10.8594
581.890	53.6733	10.8413
649.880	60.0533	10.8217
671.870	61.9733	10.8413
760.860	70.3067	10.8220
877.830	81.0283	10.8336
1020.030	94.2083	10.8274
1210.270	111.7067	10.8344
1492.720	137.8417	10.8292

Reference Anemometer	
Calibration Date/Due:	6/19/2013 - 6/19/2014
Procedure:	NAVAIR17-20MG, NIST250
Calibration Fluid:	Air
Standard(s) Used:	A5,A359,A220,A24 DUE 2-14
NIST Traceability Per:	1361269184, 1360578741, 1360586185
Ambient Conditions:	761 mmHGA 39% RH 72°F
Rated Uncertainty:	+/- 0.5% RD
Uncertainty Given:	+/- 0.122% RD K=2

Average Inefficiency%	-3.37%	PASS
-----------------------	--------	-------------

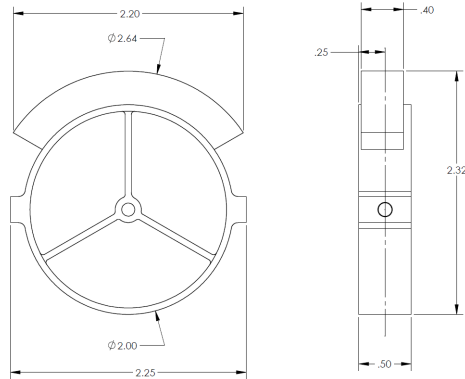
Reference Section Blockage (in^2)	0.59
Test Section Blockage (in^2)	0.50

Poll Interval	Reference Area (in^2)	Reference Anemometer Blockage (in^2)	Test Area (in^2)	Test Anemometer Blockage (in^2)	Reference Area (Ft^2)	# of Blades on Test Anemometer	Test Pitch, Corrected (Ft/Rev)
1	78.40	3.163	76.02	1.878	0.544	6	0.520013

Test Point	Ref. Freq. (Hz)	Ref. Air Velocity (Ft/Sec)	Flow (CFM)	Test Freq. (Hz)	Test Revolutions (RPS)	Test Air Velocity (Ft/Sec)	% of Reading Error
1	19.04	2.00	65.25	0.00	0.00	1.96	8.80%
2	35.03	3.57	116.71	17.85	2.98	3.51	10.98%
3	52.39	5.16	168.46	37.82	6.30	5.06	8.86%
4	70.43	6.81	222.36	60.80	10.13	6.68	5.27%
5	88.24	8.36	273.21	83.62	13.94	8.21	2.14%
6	106.89	10.04	327.95	106.89	17.81	9.86	0.84%
7	161.50	14.98	489.23	177.25	29.54	14.71	2.22%
8	246.30	22.52	735.81	278.79	46.46	22.12	2.27%
9	364.04	33.50	1094.27	420.06	70.01	32.90	0.86%
10	539.57	49.68	1623.01	634.32	105.72	48.79	0.82%
11	764.62	70.66	2308.28	906.38	151.06	69.39	0.18%
12	936.32	86.42	2823.11	1108.31	184.72	84.87	0.31%
13	889.59	82.10	2682.09	1047.89	174.65	80.63	0.66%
14	645.77	59.69	1949.88	756.69	126.11	58.62	0.49%
15	441.11	40.61	1326.75	511.30	85.22	39.88	0.28%
16	299.77	27.49	898.01	345.36	57.56	27.00	2.22%
17	202.16	18.57	606.58	229.15	38.19	18.23	3.71%
18	131.12	12.25	400.23	141.12	23.52	12.03	2.51%
19	98.04	9.24	301.71	98.88	16.48	9.07	1.18%
20	79.94	7.64	249.58	75.80	12.63	7.50	0.66%
21	61.66	6.02	196.50	53.03	8.84	5.91	2.63%
22	44.43	4.41	143.99	30.53	5.09	4.33	5.97%
23	27.71	2.82	92.07	9.45	1.57	2.77	9.86%

Test Anemometer Calibration Constants			Linear Calibration Equation (Y = mX + b)	
Slope	Intercept	R Squared	Air Velocity (Ft/Sec) = Slope * Test Revolutions (RPS) + Intercept	
0.448345	1.788918	0.999821	Test Revolutions = Frequency (Hz) / # Anemometer Blades	
0.074724	1.788918		Air Velocity (Ft/Sec) = Slope * Frequency (Hz) + Intercept	

Figure A.5 Résultats d'étalonnage d'un des anémomètres de 2 pouces utilisé lors des essais.



(a) Plan d'un anémomètre de 2 pouces de marque Emprise.

(b) Géométrie d'un anémomètre de 2 pouces de marque Emprise.

Figure A.6 Plan (a) et géométrie (b) d'un anémomètre de 2 pouces de marque Emprise.

A.1.6 Propriétés des accéléromètres

Voici les propriétés des accéléromètres piezométriques HT356B21 utilisés durant les essais, (figure A.7)

Model Number 356B21		TRIAxIAL ICP® ACCELEROMETER		Revision: H ECN #: 42197	
Performance	ENGLISH	SI	OPTIONAL VERSIONS		
Sensitivity(± 10 %)	10 mV/g	1.02 mV/(m/s ²)	Optional versions have identical specifications and accessories as listed for the standard model except where noted below. More than one option may be used.		
Measurement Range	± 500 g pk	± 4905 m/s ² pk	A - Adhesive Mount		
Frequency Range(± 5 %)(y or z axis)	2 to 10,000 Hz	2 to 10,000 Hz	Supplied Accessory : Model 080A109 Petro Wax (1)		
Frequency Range(± 5 %)(x axis)	2 to 7000 Hz	2 to 7000 Hz	Supplied Accessory : Model 080A90 Quick Bonding Gel (1)		
Resonant Frequency	≥ 55 kHz	≥ 55 kHz	HT - High temperature, extends normal operation temperatures		
Broadband Resolution(1 to 10,000 Hz)	0.004 g rms	0.04 m/s ² rms	Temperature Range(Operating) -65 to +325 °F -54 to +163 °C		
Non-Linearity	≤ 1 %	≤ 1 %	J - Ground Isolated		
Transverse Sensitivity	≤ 5 %	≤ 5 %	Frequency Range(+5 %) 7000 Hz 7000 Hz		
Environmental			Electrical Isolation(Base) >10 ⁸ Ohm >10 ⁸ Ohm		
Overload Limit(Shock)	± 10,000 g pk	± 98,100 m/s ² pk	Size - Height x Length x Width 0.44 in x 0.40 in x 0.44 in 11.2 mm x 10.2 mm x 11.2 mm		
Temperature Range(Operating)	-65 to +250 °F	-54 to +121 °C	Weight 0.16 oz 4.5 gm		
Temperature Response	See Graph	See Graph	Mounting Adhesive Adhesive		
Electrical			Supplied Accessory : Model 034K10 Cable 10FT Mini 4 Pin To (3) BNC (1)		
Excitation Voltage	18 to 30 VDC	18 to 30 VDC	Supplied Accessory : Model 080A109 Petro Wax (1)		
Constant Current Excitation	2 to 20 mA	2 to 20 mA	Supplied Accessory : Model 080A90 Quick Bonding Gel (1)		
Output Impedance	≤ 200 Ohm	≤ 200 Ohm			
Output Bias Voltage	7 to 12 VDC	7 to 12 VDC			
Discharge Time Constant	0.3 to 1.0 sec	0.3 to 1.0 sec			
Settling Time(within 10% of bias)	<3 sec	<3 sec			
Spectral Noise(1 Hz)	1000 µg/√Hz	9810 (µm/sec ²) ^{1/2} /√Hz	NOTES:		
Spectral Noise(10 Hz)	300 µg/√Hz	2943 (µm/sec ²) ^{1/2} /√Hz	[1] Typical		
Spectral Noise(100 Hz)	100 µg/√Hz	981 (µm/sec ²) ^{1/2} /√Hz	[2] 250° F to 325° F data valid with HT option only.		
Spectral Noise(1 kHz)	50 µg/√Hz	490 (µm/sec ²) ^{1/2} /√Hz	[3] Zero-based, least-squares, straight line method.		
Physical			[4] See PCB Declaration of Conformance PS023 for details.		
Sensing Element	Ceramic	Ceramic			
Sensing Geometry	Shear	Shear			
Housing Material	Titanium	Titanium			
Sealing	Hermetic	Hermetic			
Size (Height x Length x Width)	0.4 in x 0.4 in x 0.4 in	10.2 mm x 10.2 mm x 10.2 mm			
Weight	0.14 oz	4 gm			
Electrical Connector	8-36 4-Pin	8-36 4-Pin			
Electrical Connection Position	Side	Side			
Mounting Thread	5-40 Female	5-40 Female			
SUPPLIED ACCESSORIES: Model 034K10 Cable 10FT Mini 4 Pin To (3) BNC (1) Model 080A Adhesive Mounting Base (1) Model 080A109 Petro Wax (1) Model 081A27 Mounting Stud, 5-40 to 5-40 (1) Model 081A50 Mounting stud, 10-32 to 5-40 (1) Model ACS-1T NIST traceable triaxial amplitude response, 10 Hz to upper 5% frequency. (1) Model M081A27 Metric mounting stud, 5-40 to M3 x 0.50 long (1)					
Entered: AP		Engineer: JJB		Sales: WDC	
Approved: JJB		Spec Number:		15127	
Date: 11/8/2013		Date: 11/8/2013		Date: 11/8/2013	
All specifications are at room temperature unless otherwise specified. In the interest of constant product improvement, we reserve the right to change specifications without notice. ICP® is a registered trademark of PCB Group, Inc.					
3425 Walden Avenue, Depew, NY 14043				Phone: 716-684-0001 Fax: 716-684-0987 E-Mail: info@pcb.com	

Figure A.7 Données techniques des accéléromètres utilisés lors des essais en soufflerie.

A.1.7 Données du ventilateur

Voici les résultats des mesures de performances communiqués par le fournisseur des ventilateurs utilisés sur le prototype P09 (figure A.8).

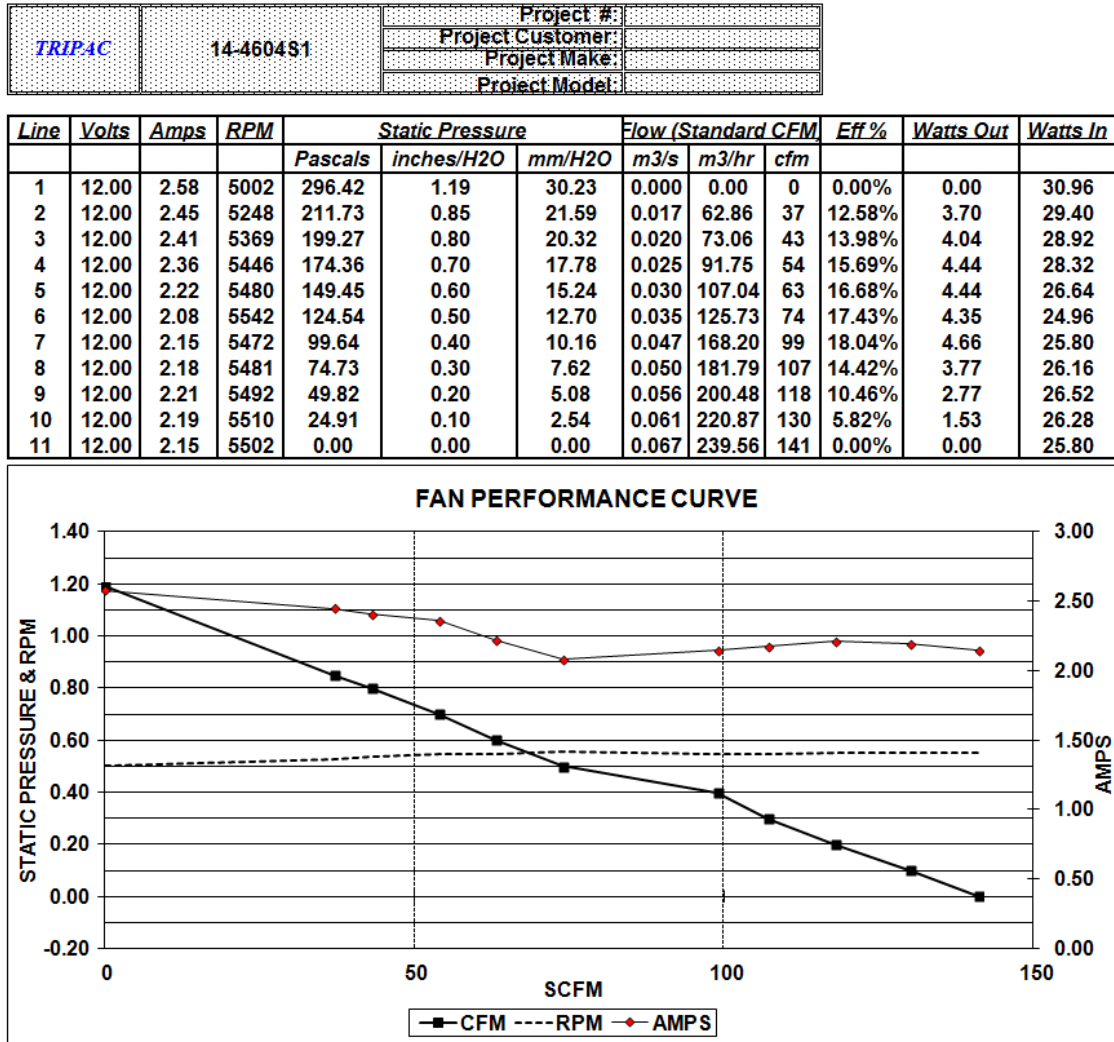
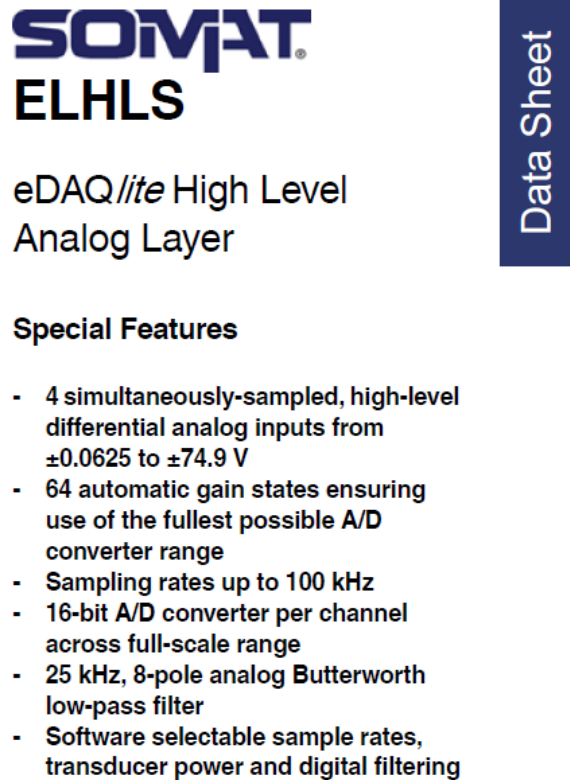


Figure A.8 Résultats des mesures de performances faites par le fournisseur sur le ventilateur du prototype P09.

A.1.8 Propriétés du e-daq

Voici les caractéristiques techniques du système d'acquisition e-daq utilisé pour les essais en soufflerie, (figure A.9). Ce système d'acquisition enregistre les données des capteurs suivants : accéléromètres, anémomètres et capteur optique.



SOMAT
ELHLS

eDAQ/ite High Level
Analog Layer

Data Sheet

Special Features

- 4 simultaneously-sampled, high-level differential analog inputs from ± 0.0625 to ± 74.9 V
- 64 automatic gain states ensuring use of the fullest possible A/D converter range
- Sampling rates up to 100 kHz
- 16-bit A/D converter per channel across full-scale range
- 25 kHz, 8-pole analog Butterworth low-pass filter
- Software selectable sample rates, transducer power and digital filtering

Figure A.9 Caractéristiques techniques du système d'acquisition e-daq du CTA.

A.1.9 Propriétés du capteur optique

Voici les caractéristiques techniques et les dimensions du capteur optique utilisé sur le P09 pour mesurer la vitesse de rotation du ventilateur lors des essais de point de transparence, (figure A.10).

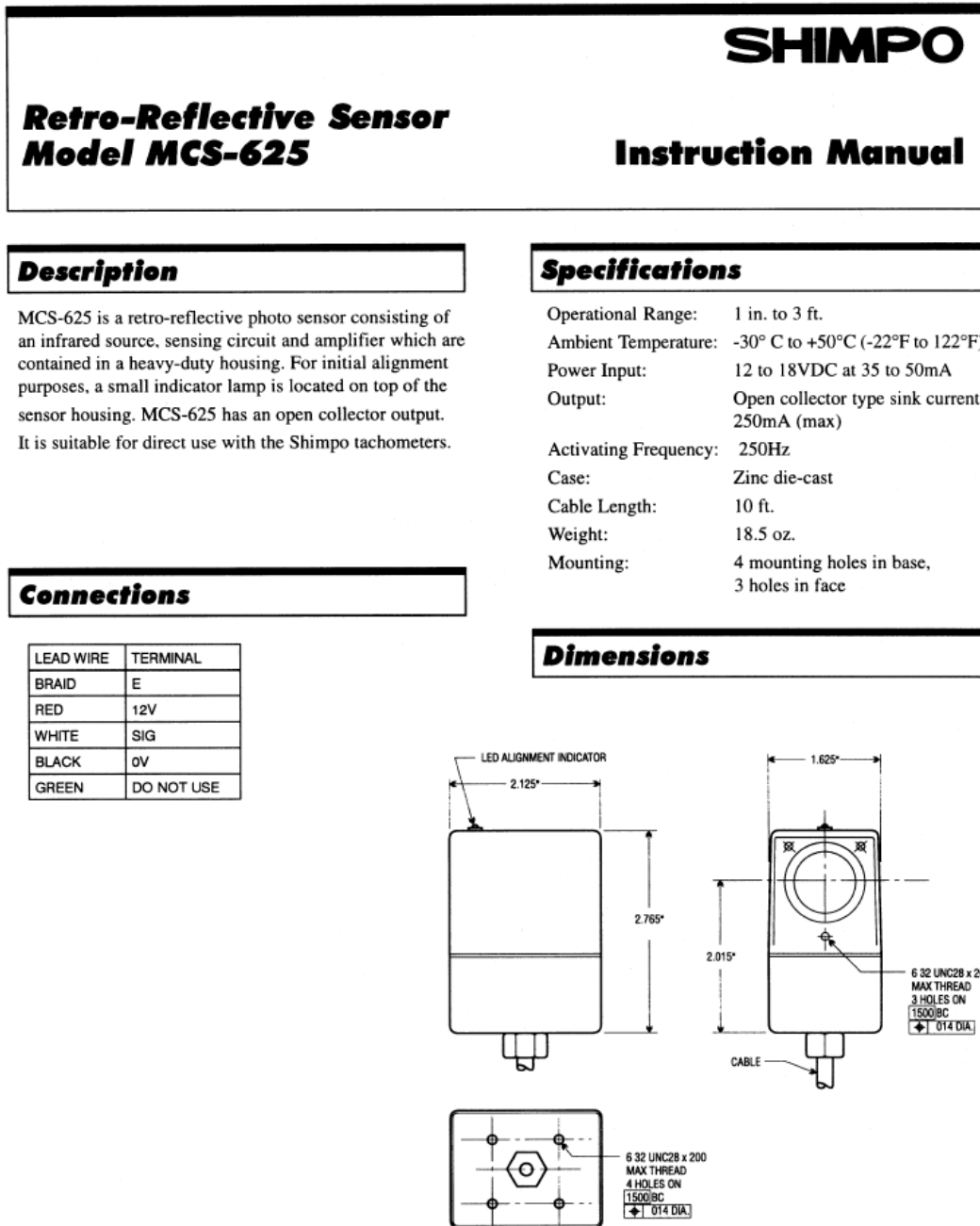


Figure A.10 Caractéristiques techniques et géométrie du capteur optique

A.2 Annexes : compléments de résultats

Dans cette section des annexes, on présente des résultats complémentaires à ceux déjà présentés dans les chapitres précédents.

A.2.1 Position des capteurs de pression sur le P09

On illustre maintenant la position des différentes prises de pression sur la géométrie du prototype P09, (figures A.11, A.12, A.13, A.14, A.15, A.16, A.17)

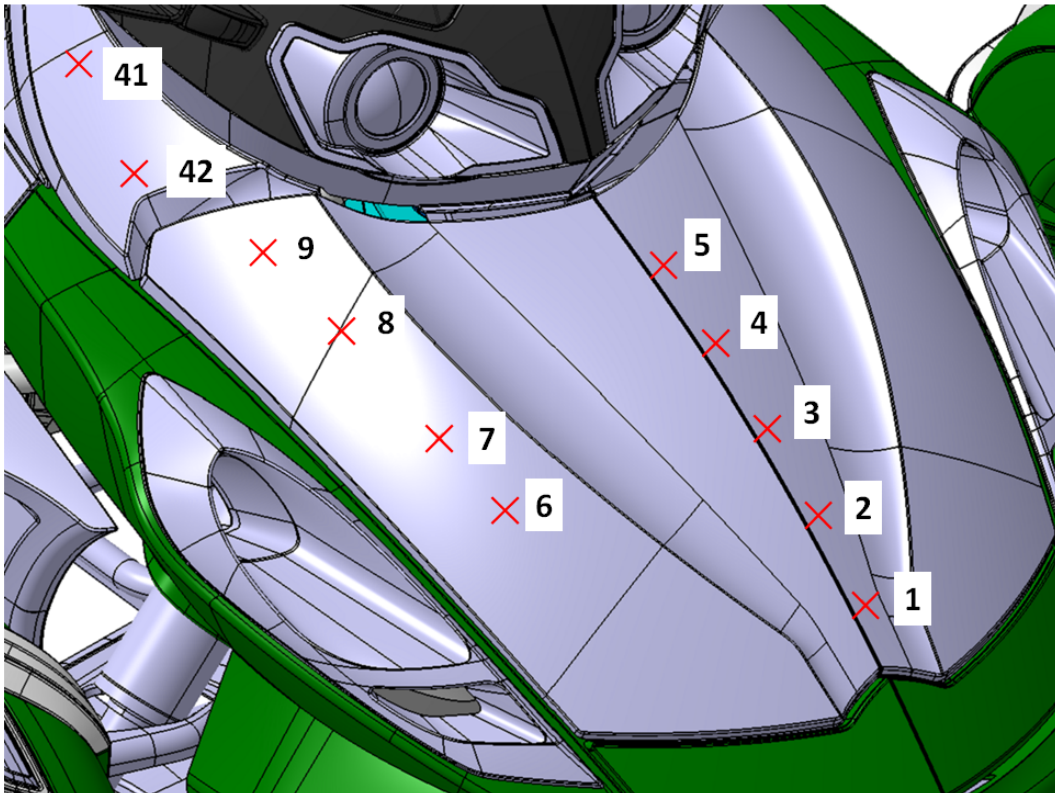


Figure A.11 Positions des points de prise de pression sur le capot du P09.

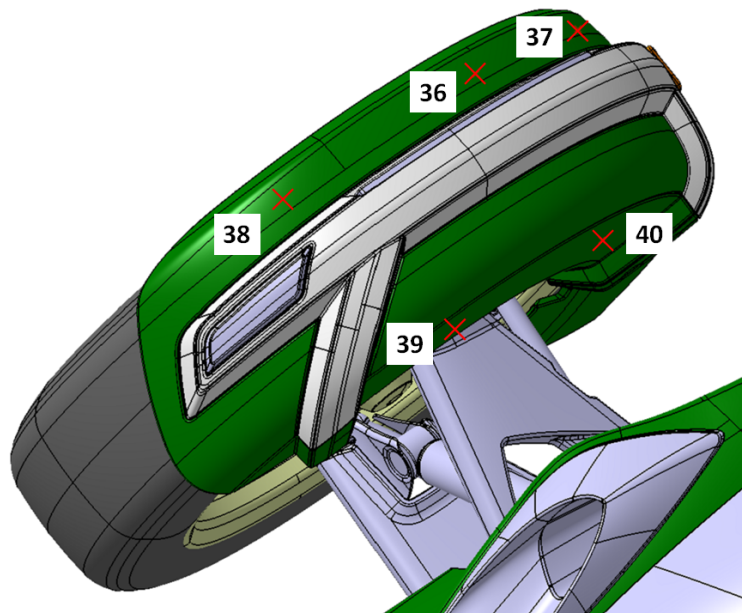


Figure A.12 Positions des points de prise de pression sur l'aile de roue droite du P09.

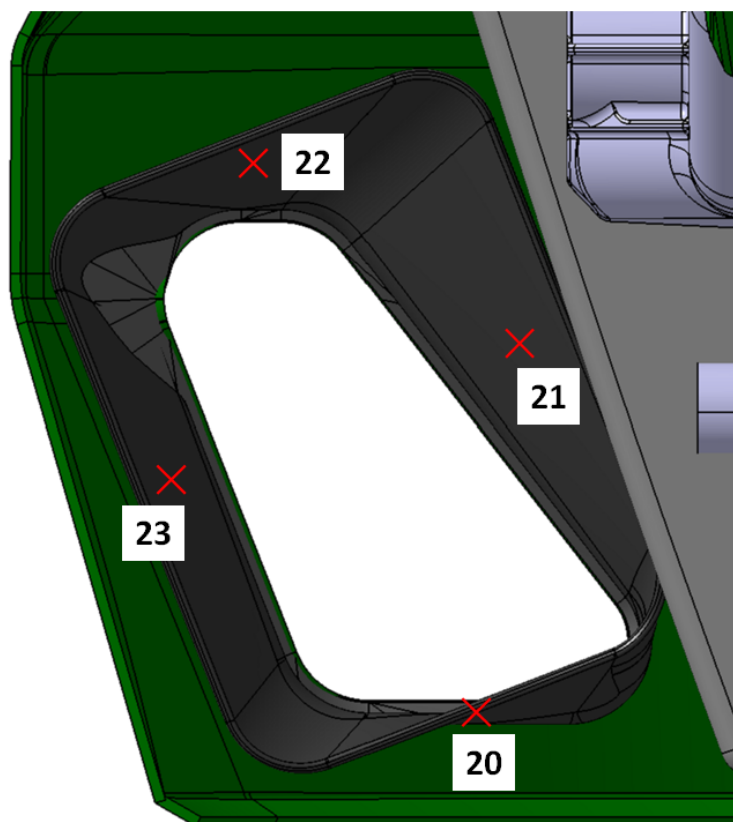


Figure A.13 Positions des points de prise de pression dans la conduite d'alimentation droite du P09.

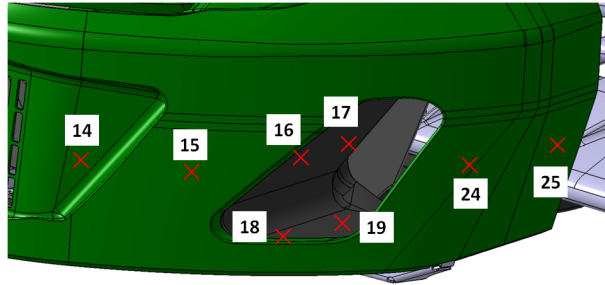


Figure A.14 Positions des points de prise de pression sur la face avant et dans l'entrée de la conduite droite du P09.

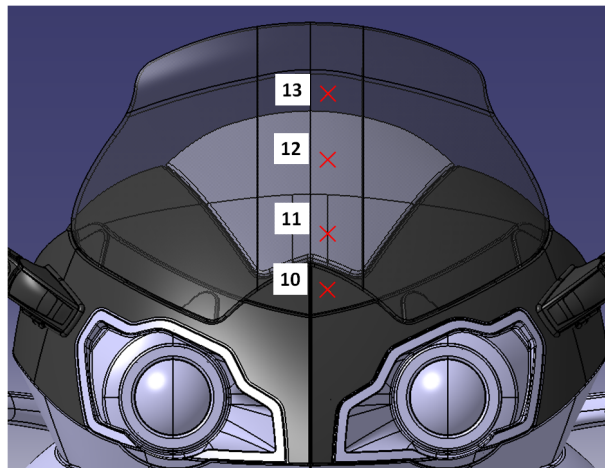


Figure A.15 Positions des points de prise de pression sur le pare-brise du P09.

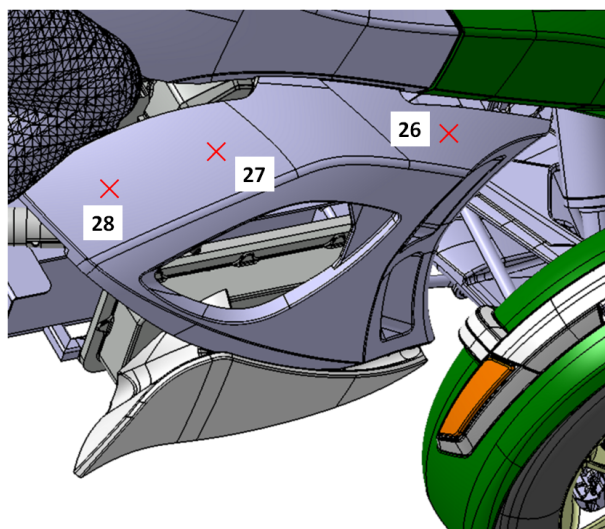


Figure A.16 Positions des points de prise de pression sur le panneau latéral droit du P09.

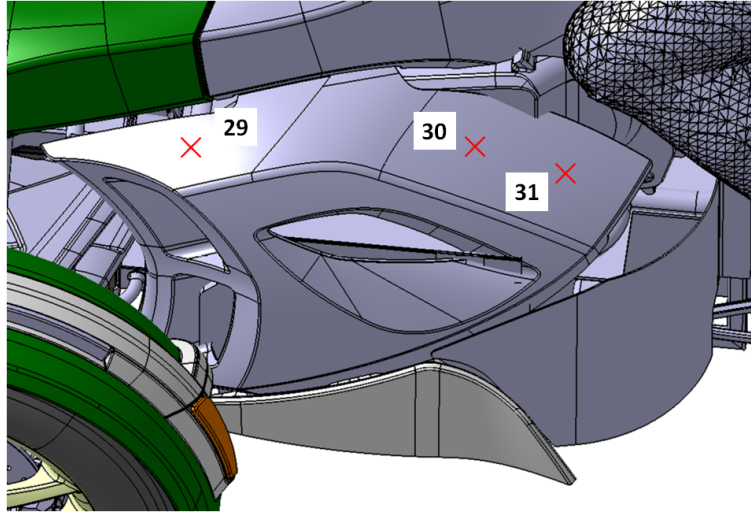


Figure A.17 Positions des points de prise de pression sur le panneau latéral gauche du P09.

A.2.2 Évolution des C_p en fonction de la vitesse sur le P09

On présente maintenant les diagrammes d'évolution des coefficients de pression sur l'ensemble des points mesurés en fonction de la vitesse, (figures A.18, A.19, A.20, A.21).

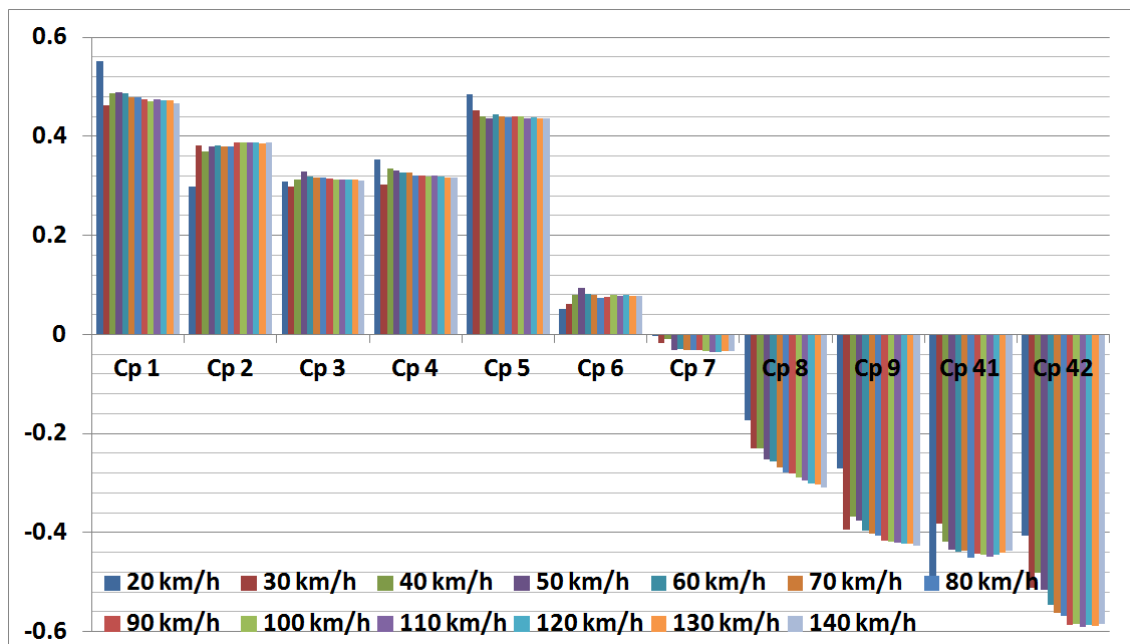


Figure A.18 Évolution des coefficients de pression en fonction de la vitesse sur le capot du P09.

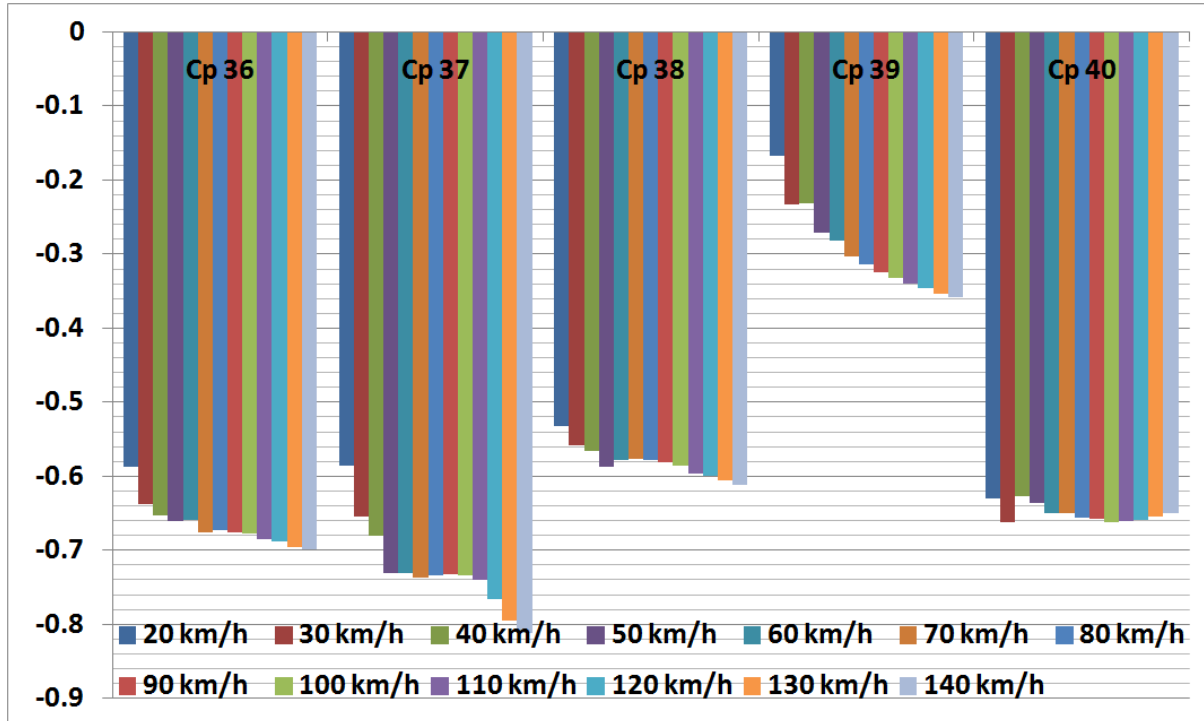


Figure A.19 Évolution des coefficients de pression en fonction de la vitesse sur l'aile de roue avant droite du P09.

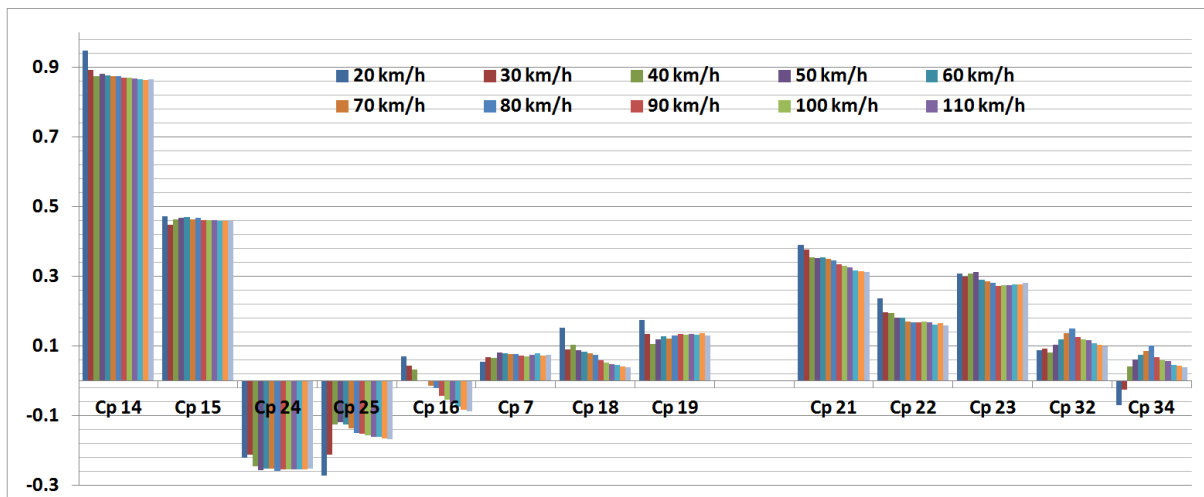


Figure A.20 Évolution des coefficients de pression en fonction de la vitesse sur la face avant et l'entrée de la conduite du radiateur gauche du P09.

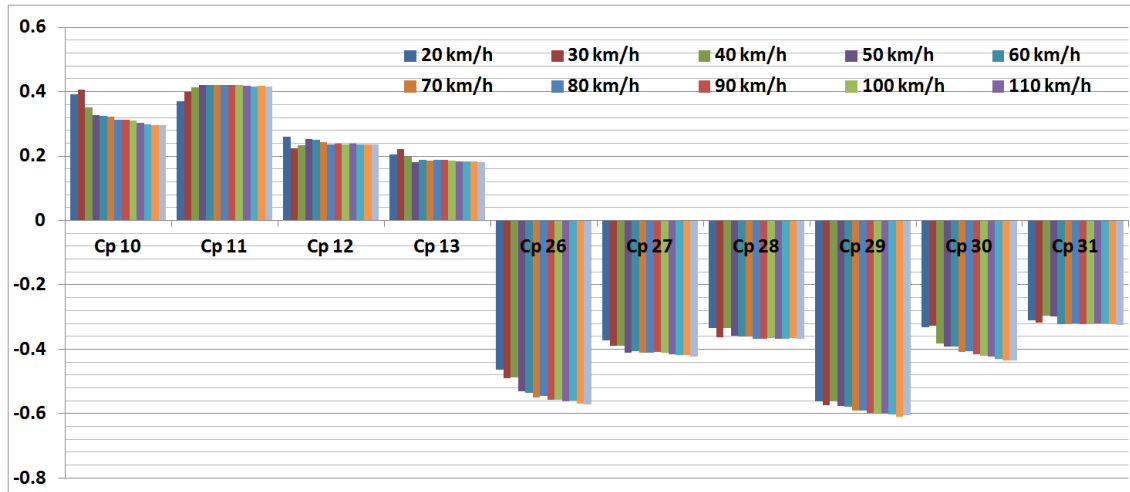


Figure A.21 Évolution des coefficients de pression en fonction de la vitesse le pare-brise et les panneaux latéraux du P09.

A.2.3 Position des capteurs de pression sur le VR

On illustre maintenant la position des différentes prises de pression sur la géométrie du VR, (figures A.22, A.23, A.24, A.25, A.26). La position des prises de pression sur l'aile de roue de production n'est pas présentée car la position et l'aile de roue sont identiques à celle du prototype P09.

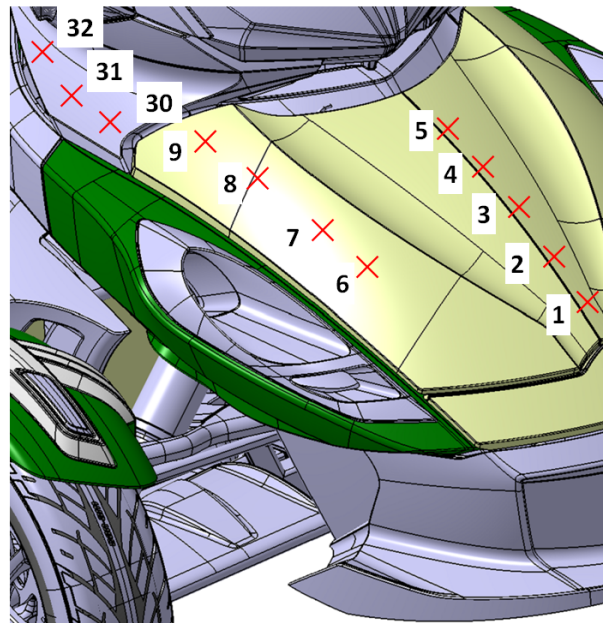


Figure A.22 Positions des points de prise de pression sur le capot du VR.

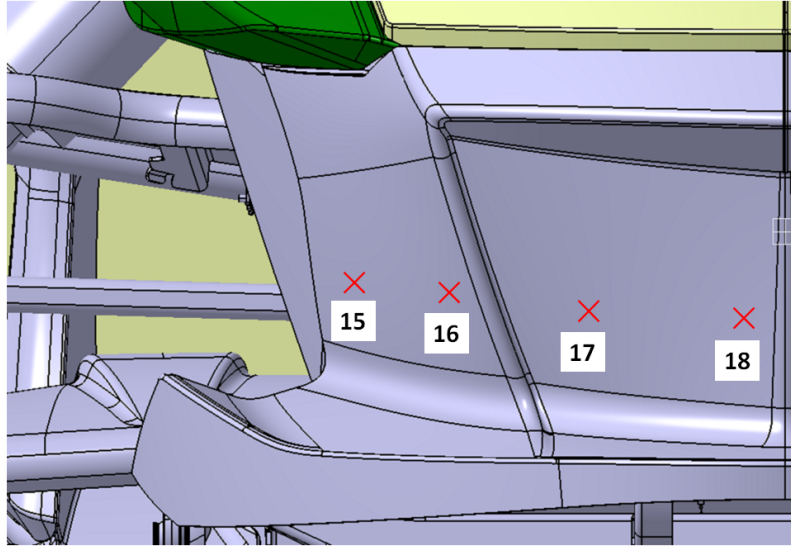


Figure A.23 Positions des points de prise de pression sur la face avant du VR.

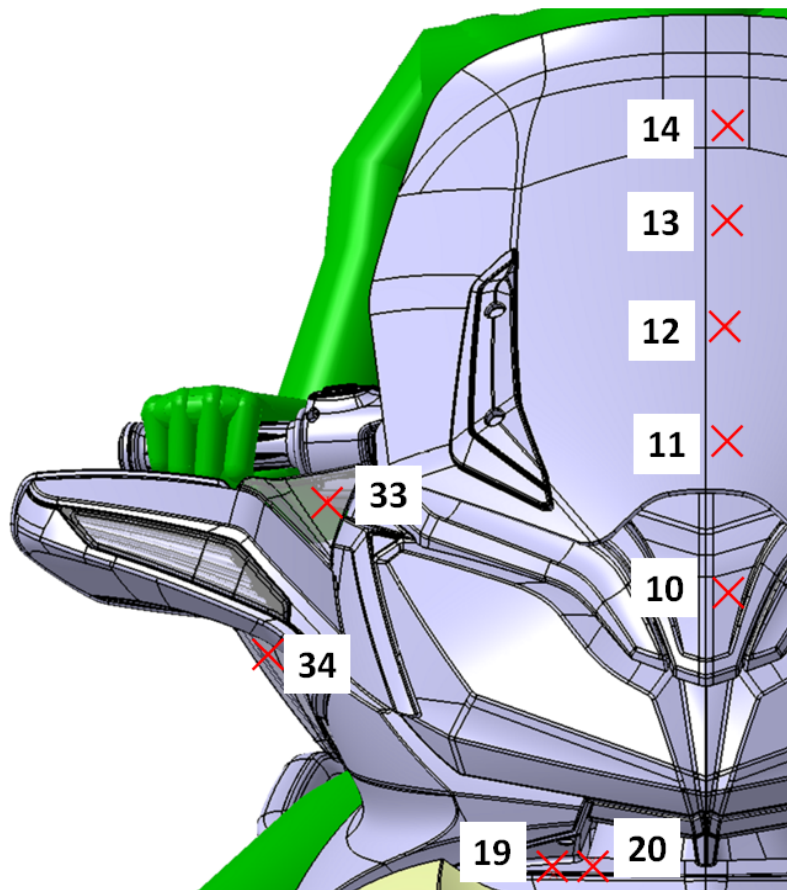


Figure A.24 Positions des points de prise de pression sur le pare-brise, les déflecteurs de retroviseurs et la conduite interne de la console du VR.

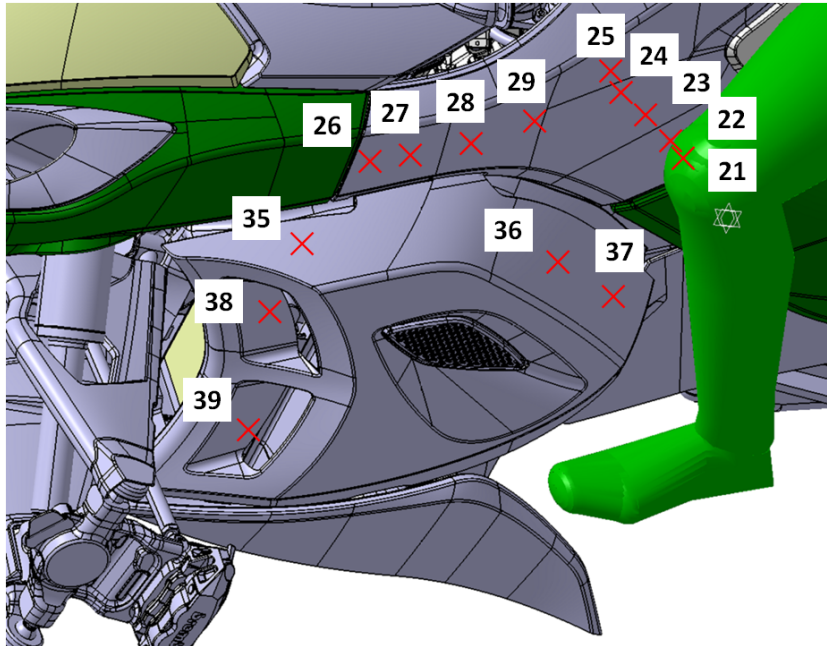


Figure A.25 Positions des points de prise de pression sur les panneaux de carrosserie du coté droit du VR.

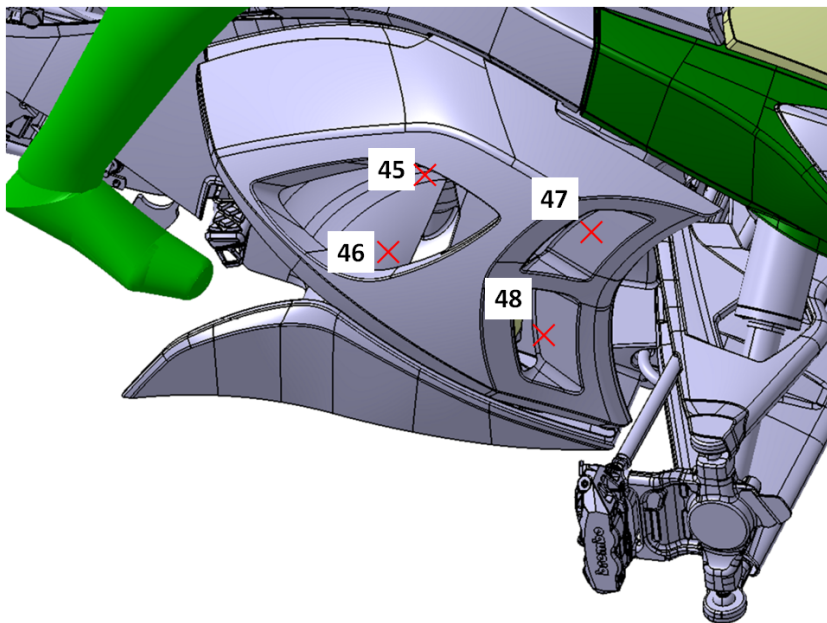


Figure A.26 Positions des points de prise de pression sur les panneau de carrosserie du coté gauche du VR.

A.2.4 Présentation du plan d'expériences et des résultats

On présente à la figure A.27 le plan d'expériences qui a été réalisé avec l'ensemble des valeurs pour les 65 essais.

Run#	β_{in} (rad)	α_{rad} (rad)	$x_{pt\ cont}$ (m)	r_{sec}	r_{pos}	H (m)	L (m)	V_{veh} (km/h)
1	0.464	-0.2045	-0.0973	1.188	0.6875	0.1061	0.0925	78.44
2	0.54	0.0082	-0.1094	0.688	0.4062	0.0941	0.0713	81.56
3	1.5708	0.0736	-0.0612	1.125	0.4375	0.0717	0.0825	87.81
4	0.655	0.09	-0.118	0.859	0.675	0.1559	0.0975	45.62
5	0.559	-0.2291	-0.0492	0.875	0.6125	0.1525	0.1363	105
6	1.323	0.0573	-0.1008	1.266	0.4625	0.0734	0.1463	67.5
7	0.864	-0.0736	-0.0217	0.828	0.35	0.18	0.1113	83.12
8	1.17	-0.1554	-0.0389	0.516	0.3687	0.0889	0.0963	61.25
9	0.884	0.2127	-0.1077	0.969	0.4687	0.1766	0.0788	106.56
10	0.483	0.0655	-0.1111	0.719	0.625	0.1233	0.1088	130
11	1.533	-0.1227	-0.0527	0.531	0.5437	0.1542	0.1163	108.12
12	1.494	0.18	-0.0819	0.656	0.6	0.137	0.135	50.31
13	1.38	-0.1391	-0.0406	0.938	0.6625	0.0803	0.1238	64.38
14	1.208	0.1227	-0.0681	1.5	0.3187	0.1508	0.1075	101.88
15	0.425	0.0491	-0.0355	1.328	0.6312	0.1611	0.1013	65.94
16	0.445	0.1064	-0.0802	1.344	0.5062	0.0786	0.1063	37.81
17	0.578	0.2373	-0.0836	1.109	0.3437	0.0906	0.12	112.81
18	0.941	0.0245	-0.13	1.406	0.4937	0.0923	0.0888	111.25
19	1.017	0.1718	-0.0561	0.703	0.3062	0.1078	0.1388	51.88
20	1.094	0.0327	-0.0905	0.5	0.3937	0.1645	0.09	42.5
21	1.399	0.0818	-0.1059	0.625	0.65	0.1147	0.0775	94.06
22	1.437	-0.0654	-0.0475	1.281	0.375	0.125	0.1138	30
23	1.227	-0.2127	-0.0647	0.953	0.6437	0.1748	0.1025	44.06
24	1.265	-0.09	-0.0303	1.031	0.3562	0.1027	0.1338	119.06
25	0.826	-0.1964	-0.087	1.25	0.3	0.0752	0.105	73.75
26	1.246	-0.1309	-0.1214	0.891	0.7	0.1284	0.1375	90.94
27	0.712	0.0164	-0.1163	1.469	0.5625	0.1714	0.13	100.31
28	0.903	0.2454	-0.0716	1.203	0.4562	0.1783	0.1275	40.94
29	0.845	-0.0573	-0.1025	1.438	0.45	0.1577	0.075	48.75
30	0.979	0.1636	-0.0509	0.672	0.5937	0.0838	0.0875	36.25
31	0.635	-0.1473	-0.1128	1.047	0.4312	0.1009	0.15	117.5
32	1.074	0.2536	-0.02	1.297	0.5125	0.0975	0.125	72.19
33	0.96	0.1145	-0.0888	0.75	0.4125	0.1697	0.145	114.38
34	0.368	-0.0491	-0.0269	0.844	0.4875	0.0769	0.1125	89.38
35	0.34907	0.2209	-0.0595	0.562	0.475	0.1456	0.11	75.31
36	0.521	0.0409	-0.1283	1.016	0.325	0.1405	0.1263	55
37	0.75	0	-0.0252	0.781	0.5875	0.1353	0.14	33.12
38	0.597	0.2291	-0.0939	1.078	0.6562	0.113	0.1475	76.88
39	1.132	-0.0982	-0.0733	1.234	0.6687	0.1628	0.0838	123.75
40	0.731	0.1391	-0.0372	1.094	0.3125	0.1181	0.0763	58.12
41	0.502	-0.0409	-0.0441	1.391	0.3625	0.1319	0.1438	70.62
42	0.674	0.2045	-0.0578	1.156	0.6062	0.0992	0.07	103.44
43	1.113	0.1473	-0.0664	0.578	0.5562	0.07	0.1325	109.69
44	1.304	0.0982	-0.0853	1.453	0.6937	0.1164	0.1	56.56
45	1.418	-0.1718	-0.075	0.984	0.3312	0.1491	0.0738	95.62
46	0.693	-0.1064	-0.0423	0.594	0.6187	0.1422	0.0725	84.69
47	1.456	-0.2618	-0.0922	1.484	0.5	0.1198	0.1175	97.19
48	1.284	-0.18	-0.1145	0.922	0.525	0.0958	0.0863	39.38
49	0.807	-0.1636	-0.0991	1.359	0.5812	0.1302	0.1413	31.56
50	1.189	0.2618	-0.1197	1.062	0.4187	0.1095	0.0938	47.19
51	0.788	-0.0327	-0.0544	1.422	0.6375	0.0872	0.1288	120.62
52	0.406	-0.1145	-0.0698	1.219	0.4	0.1439	0.0913	122.19
53	1.036	0.1309	-0.0458	0.609	0.3812	0.1216	0.085	128.44
54	1.361	-0.0082	-0.1231	0.641	0.3375	0.1044	0.115	98.75
55	0.922	0.1882	-0.0286	0.812	0.6812	0.1473	0.1188	115.94
56	1.552	-0.0164	-0.1266	1.141	0.4437	0.1731	0.1213	62.81
57	1.151	-0.2536	-0.0767	0.766	0.3875	0.1388	0.1488	59.69
58	1.475	0.1554	-0.032	1	0.5312	0.1594	0.0813	69.06
59	1.514	0.1964	-0.0956	1.172	0.5687	0.1267	0.1225	126.88
60	0.387	-0.2209	-0.063	0.906	0.425	0.1336	0.0988	34.69
61	1.055	-0.2454	-0.0784	0.797	0.5375	0.082	0.095	125.31
62	0.616	-0.0818	-0.1042	0.547	0.55	0.0855	0.1313	53.44
63	0.769	-0.2373	-0.1248	0.734	0.4812	0.168	0.1038	92.5
64	1.342	-0.0245	-0.0337	1.312	0.575	0.1662	0.1425	86.25
65	0.998	-0.1882	-0.0234	1.375	0.5187	0.1113	0.08	80

Figure A.27 Valeurs des 8 paramètres pour les 65 essais du plan d'expériences testé.

On présente également la table des résultats obtenus pour le plan d'expériences (figure A.28). On voit les contraintes thermiques, illustrées en vert lorsqu'elles sont respectées et une échelle de couleurs illustrant les résultats de $C_x.S_x$ et de la masse de l'échangeur m_{rad} .

Run#	P elec (kW)	P elec lim (kW)	P therm (kW)	P therm lim (kW)	Cx.Sx (m2)	m rad (kg)
1	0.754	0.712	7.034	5.671	0.736	0.259
2	0.821	0.703	5.009	5.628	0.752	0.174
3	0.729	0.780	4.672	5.627	0.747	0.172
4	1.036	1.654	9.744	5.831	0.751	0.363
5	2.173	0.763	16.920	5.972	0.750	0.520
6	0.902	0.933	7.954	6.120	0.733	0.328
7	1.943	0.716	14.408	5.628	0.749	0.479
8	0.799	0.944	5.313	5.343	0.739	0.231
9	1.771	0.682	10.802	6.080	0.737	0.327
10	1.726	0.775	14.561	9.768	0.730	0.347
11	2.034	0.618	14.382	6.206	0.726	0.448
12	1.176	1.664	11.014	6.262	0.740	0.475
13	0.871	0.937	7.256	5.697	0.728	0.294
14	1.851	0.907	12.542	5.813	0.730	0.406
15	1.448	0.935	12.729	5.922	0.737	0.398
16	0.513	1.589	4.667	4.469	0.752	0.245
17	1.306	0.601	9.645	6.911	0.736	0.302
18	1.072	0.588	7.371	6.560	0.748	0.216
19	0.999	1.601	8.564	6.175	0.738	0.402
20	0.989	1.635	6.254	5.242	0.738	0.364
21	1.122	0.874	6.887	5.653	0.749	0.226
22	0.613	1.398	5.405	3.246	0.766	0.360
23	1.130	1.645	10.904	5.545	0.761	0.429
24	1.620	0.684	14.331	8.642	0.729	0.380
25	0.810	0.847	6.036	6.069	0.735	0.225
26	1.741	0.823	13.344	5.629	0.756	0.456
27	2.280	0.939	17.395	5.765	0.760	0.538
28	1.183	1.623	10.672	4.954	0.742	0.550
29	0.979	1.665	7.816	6.222	0.744	0.289
30	0.471	1.561	3.801	4.229	0.743	0.199
31	1.698	0.664	15.244	8.275	0.742	0.427
32	1.128	0.891	9.514	6.193	0.733	0.339
33	2.597	0.619	21.311	7.354	0.748	0.606
34	0.962	0.802	6.883	5.627	0.731	0.249
35	1.521	0.796	12.148	5.921	0.742	0.399
36	1.249	1.313	9.803	5.783	0.755	0.451
37	0.797	1.487	7.852	3.741	0.758	0.480
38	1.449	0.748	12.580	5.778	0.743	0.446
39	1.825	0.725	15.235	9.189	0.736	0.332
40	0.870	1.021	5.661	5.390	0.756	0.229
41	1.537	0.920	14.002	6.265	0.747	0.494
42	0.941	0.843	6.013	5.883	0.748	0.179
43	1.081	0.586	7.848	6.350	0.740	0.289
44	0.982	1.152	8.266	5.565	0.732	0.304
45	1.392	0.900	8.315	5.674	0.731	0.273
46	1.239	0.735	8.329	5.627	0.748	0.260
47	1.551	0.922	11.175	5.701	0.737	0.368
48	0.571	1.609	4.442	4.708	0.771	0.219
49	0.740	1.444	7.089	3.495	0.756	0.484
50	0.782	1.661	5.639	6.069	0.758	0.267
51	1.359	0.700	12.270	8.882	0.730	0.318
52	1.718	0.713	14.581	9.053	0.731	0.328
53	1.424	0.761	10.123	9.581	0.732	0.262
54	1.362	0.936	8.280	5.731	0.729	0.328
55	2.042	0.641	17.630	7.827	0.747	0.437
56	1.613	0.940	13.178	5.488	0.762	0.504
57	1.431	0.952	12.532	5.304	0.739	0.540
58	1.317	0.929	10.054	6.248	0.732	0.321
59	1.893	0.748	16.215	9.435	0.729	0.394
60	0.716	1.526	6.333	3.987	0.767	0.337
61	1.052	0.736	8.542	9.310	0.736	0.216
62	0.822	1.473	7.645	6.001	0.737	0.318
63	1.886	0.847	13.173	5.637	0.764	0.418
64	2.119	0.757	17.614	5.627	0.765	0.590
65	1.026	0.698	7.118	5.628	0.754	0.224
min	0.471	0.586	3.801	3.246	0.726	0.172
max	2.597	1.665	21.311	9.768	0.771	0.606

Figure A.28 Résultats du plan d'expériences illustrant les contraintes et objectifs.

A.3 Liste des publications

Voici la liste des publications réalisées durant l'étude :

Driant T., Remaki L., Fellouah H., Moreau S., Desrochers A., 2013 , *Aerodynamic Study of a Tricycle Wheel Subsystem for Drag Reduction*, Journal of Fluids Engineering, vol. 136, no 1, p. 014502 014502-7

Driant T., Fellouah H., Moreau S., Desrochers A., Remaki L., 2013 , *Numerical simulation and wind tunnel measurements on a tricycle wheel sub-system*, International Journal of Engineering Systems Modelling and Simulation, vol. 5, no 1-3, p. 159-167

Driant T., Moreau S., Fellouah H., 2013, *Aerodynamic and thermal study combination for less drag and best cooling efficiency on a hybrid roadster tricycle*, Proceedings of CFD Canada conference, Sherbrooke, Québec, Canada, 6-9 May.

Driant T., Moreau S., Fellouah H., 2014, *Aero-Thermal Optimization of a Hybrid Roadster Tricycle Using Multidisciplinary Design Optimization Tools*, Proceedings of ASME 2014 4th Joint US-European Fluids Engineering Division Summer Meeting, Chicago, Illinois, USA, August 3-7, 2014, Paper No. FEDSM2014-21505, pp. V01CT17A008 ; 9 pages, doi :10.1115/FEDSM2014-21505

Denis N., Dubois M.R., Gil K.A., Driant T., 2012, *Range prediction for a three-wheel plug-in hybrid electric vehicle* , Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC), 2012 IEEE , p. 1-6

LISTE DES RÉFÉRENCES

- Adams.Nikolaus.A, I. T. H. (2012). Experimental and numerical investigation of the driver model. *ASME 2012 Fluids Engineering Summer Meeting*, , numéro FEDSM2012-72272.
- Adapco, C. (2010). User's guide star ccm+.
- Ahmed, S. R., Ramm, G. et Faltin, G. (1984). Some salient features of the time - averaged ground vehicle wake. *Automobile Aerodynamics ; Wakes, Wind Effect, DFVLR, Inst fuer Entwerfs - Aerodynamik, West Ger, DFVLR, Inst fuer Entwerfs - Aerodynamik, West Ger, SAE, Detroit, MI, Engl*, p. 1–31.
- Aider, J.-L., Lasserre, J.-J., Beaudoin, J.-F., Herbert, V. et Wesfreid, J. E. (2009). Contrôle d'écoulement en aérodynamique automobile. *19^{ème} Congrès Français de Mécanique*.
- Angeletti, M., Sclafani, L., Bella, G. et Ubertini, S. (2003). The role of cfd on the aerodynamic investigation of motorcycles. *SAE Transactions*, volume 112 no 6, p. 1103–1111.
- Angle, G. M. (2002). Aerodynamic drag reduction of a racing motorcycle through vortex generation. *M.S.A.E. dissertation, West Virginia University, United States - West Virginia*.
- Aoki, H., Shinagawa, T. et Suga, K. (1989). An experimental study of the local heat transfer characteristics in automotive louvred fins. *Expl thermal and fluid sci*, volume 2, p. 293–300.
- Bahrani, S., Rahimian, M. H., Mohammadbeigi, H. et Hosseinimanesh, H. (2012). Thermal-hydraulic study of multi-louvered fins in compact heat exchangers and recommendations for improvement. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, volume 19, numéro 1, p. 53–61.
- Barlow, J., Rae, W. et Pope, A. (1999). *Low Speed Wind Tunnel Testing(3rd edition)*, hardback édition. Wiley.
- Barnard, R. H. (2000). Theoretical and experimental investigation of the aerodynamic drag due to automotive cooling systems. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D : Journal of Automobile Engineering*, volume 214, numéro 8, p. 919–927.
- Barnard, R. H. (2001). Road vehicle aerodynamic design (second edition). *MechAero Publishing*.
- Berro, A., Duthen, Y. et sociales., U. T. I. S. (2001). Optimisation multiobjectif et stratégies d'évolution en environnement dynamique.
- Betterman, U. (1987). Konstruktion,bau und prüfung eines motorrad rennfahrwerks. *VDI bericht 657, Aktive und passive Sicherheit von Krafträdern, VDI-Verlag*.

- Biancolini, M. E., Biancolini, C., Costa, E., Gattamelata, D. et Valentini, P. P. (2009). Industrial application of the meshless morpher rbf morph to a motorbike windshield optimisation. Dans *EASC 2009*, Mech. Eng. Dept., Univ. of Rome Tor Vergata, Roma, Italy. 4th European Automotive Simulation Conference. ANSYS Inc, Canonsburg, PA, USA, p. 71–83.
- Bougeard, D., Russeil, S., luc Harion, J. et rabie Nacereddine (2011). Optimisation des performances d'échangeurs de chaleur.
- Bruneau, C. H., Creusé, E., Depeyras, D., Gilliéron, P. et Mortazavi, I. (2011). Active procedures to control the flow past the ahmed body with a 25 degree rear window. *International Journal of Aerodynamics*, volume 1, numéro 3/4, p. 299–317.
- Buchheim, R. (1981). Necessity and permises for reducing the aerodynamic drag of future passenger cars. *Society of automotive engineers, Warrendale, Pa*, volume SAE paper No.810185.
- Chapman, D. K. (1979). Computational aerodynamics development and outlook. *AIAA Journal*, volume 17, numéro 12, p. 1293–1313.
- Chassaing, P. (2000). *Turbulence en mécanique des fluides, analyse du phénomène en vue de sa modélisation à l'usage de l'ingénieur*. Cépadues éditions, Toulouse.
- Choi, H. et Moin, P. (2012). Grid-point requirements for large eddy simulation : Chapman s estimates revisited. *Physics of Fluids (1994-present)*, volume 24, numéro 1, p. 011702.
- Cioppa, T. M. et Lucas, T. W. (2007). Efficient nearly orthogonal and space-filling latin hypercubes. *Technometrics*, volume 49, numéro 1, p. 45–55.
- Cocco, G. (2004). Motorcycle design and technology. *MotorBooks/MBI Publishing Company*.
- Cogotti, F., Ribaldone, E. et Scantamburlo, G. (2011). Advances in aerothermal simulation at crf and fiat. *8th FKFS Conference*, volume 8, numéro 7, p. 81–93.
- Collette, Y. et Siarry, P. (2002). *Optimisation multiobjectif*. Eyrolles, Paris.
- Conti, P. et Argento, M. (2006). Cfd integration into design process of motorcycles. Dans *8th Biennial ASME Conference on Engineering Systems Design and Analysis, ESDA2006, July 4, 2006 - July 7*, Università Degli Studi di Perugia, Dipartimento di Ingegneria Industriale, Via G. Duranti 93, 06125 Perugia, Italy. volume 2006. American Society of Mechanical Engineers, Torino, Italy.
- Cooper, K. R., Mercker, E. et Wiedemann, J. (1999). Improved blockage corrections for bluff bodies in closed and open wind tunnels. p. 1627–1634.
- Davenport, C. J. (1980). Heat transfer and fluid flow in 27 chang, y.-j. and wang, c.-c. a generalized heat louvred triangular ducts.
- Deb, K., Pratap, A., Agarwal, S. et Meyarivan, T. (2002). A fast and elitist multiobjective genetic algorithm : Nsga-ii. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, volume 6, numéro 2, p. 182–97.

- Denis, N. (2014). *Système de Gestion d'énergie d'un Véhicule Électrique Hybride Rechargeable à Trois Roues*. Thèse de doctorat, Université de Sherbrooke.
- Dong, J., Chen, J., Chen, Z., Zhang, W. et Zhou, Y. (2007). Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers. *Energy Conversion and Management*, volume 48, numéro 5, p. 1506–1515.
- Douglas, J., Paes-Leme, P. J. et Giorgi, T. (1993). *Generalized Forchheimer flow in porous media*. Army High Performance Computing Research Center.
- Driant, T. (2012). *Réduction de la traînée aérodynamique d'un tricycle de type roadster*. Mémoire de maîtrise, Université de Sherbrooke.
- Driant, T., Fellouah, H., Moreau, S., Desrochers, A. et Remaki, L. (2013a). Numerical simulation and wind tunnel measurements on a tricycle wheel sub-system. *International Journal of Engineering Systems Modelling and Simulation*, volume 5, numéro 1-3, p. 159–167.
- Driant, T., Remaki, L., Fellouah, H., Moreau, S. et Desrochers, A. (2013b). Aerodynamic study of a tricycle wheel subsystem for drag reduction. *Journal of Fluids Engineering*, volume 136, numéro 1, p. 014502–014502–7.
- Duchaine, F., Morel, T. et Gicquel, L. Y. M. (2009). Computational-fluid-dynamics-based kriging optimization tool for aeronautical combustion chambers. *AIAA Journal*, volume 47, numéro 3, p. 631–645.
- Fares, E. (2006). Unsteady flow simulation of the ahmed reference body using a lattice boltzmann approach. *Computers & Fluids*, volume 35, numéro 8-9, p. 940–950.
- Fletcher, D. F. et Xuereb, C. (2004). Mécanique des fluides numérique. *Techniques de l'ingénieur*.
- Fourrié, G., Keirsbulck, L., Labraga, L. et Gilliéron, P. (2011). Bluff-body drag reduction using a deflector. *Experiments in Fluids*, volume 50, numéro 2, p. 385–395.
- Frick, C. W., Davis, W. F., Randall, L. M. et Mossman, E. A. (1945). An experimental investigation of naca submerged duct entrance (naca-acr-5i20). *National advisory committee for aeronautics*.
- Geropp, D. et Odenthal, H. J. (2000). Drag reduction of motor vehicles by active flow control using the coanda effect. *Experiments in fluids*, volume 28, p. 74–85.
- Gilliéron, P. et Chometon, F. (1999). Modelling of stationary three dimensional separated air flows around an ahmed reference model. *ESAIM : Proc. Third International Workshop on Vortex Flows and Related Numerical Methods*, volume 7, p. 173–182.
- Gilliéron, P. et Kourta, A. (2009). Aerodynamic drag reduction by vertical splitter plates. *Experiments in fluid*, volume 48, numéro 1, p. 1–16.
- Goupy, J. (2006). Les plans d'expériences. *Revue MODULAB*, , numéro 34, p. 74.

- Gratton, Y. (2002). Le krigeage : La méthode optimale d'interpolation spatiale. *INRS-Eau-Terre-Environnement, les articles de l'Institut d'Analyse Géographique*.
- Hackett, J. E., Baker, J. B., Williams, J. E. et Wallis, S. B. (1987). On the influence of ground movement and wheel rotation in tests on modern car shapes. *SAE International*.
- Hackett, J. E. et Cooper, K. R. (2001). Extensions to maskell's theory for blockage effects on bluff bodies in a closed wind tunnel. *Aeronautical Journal*, volume 105, p. 409–418.
- Hamstra, J. W., Miller, D. N., Truax, P. P., Anderson, B. A. et Wendt, B. J. (2000). Active inlet flow control technology demonstration. *Aeronautical Journal*, volume 104, numéro 1040, p. 473–479.
- Han, T., Hammond, D. C. et Sagi, C. J. (1992). Optimization of bluff body for minimum drag in ground proximity. *AIAA Journal*, volume 30, numéro 4, p. 882–889.
- Hardy, R. L. (1971). multiquadric equations of topology and other irregular surfaces. *Journal of geophysical research*, volume 76, numéro 8, p. 1905–1915.
- Hartman, F. J., Keeler, J. D. et Kowalski, J. M. (1990). Layered neural networks with gaussian hidden units as universal approximators. *Neural Computation*, volume 2, p. 210–215.
- Hassen, B. R. (2010). *Modélisation numérique et optimisation du comportement aérodynamique d'un tricycle*. Mémoire de maîtrise, université de Sherbrooke.
- Heckemüller, J. (1988). Vier 1000er im windkanal-sturm und drang. *Motorrad*, volume 25, p. 6–13.
- Herbert, V., Muyl, F. et Dumas, L. (2005). Optimisation de forme en aérodynamique automobile. *Mechanics & Industry*, volume 6, numéro 03, p. 285.
- Hoffmann, R., Hupertz, B., Krueger, L. et Lemtzen, M. (2009). active aerodynamics on passenger car. *7 th FKFS conference*, volume 7, p. 202–213.
- Hucho, W. H. (1998). Aerodynamic of road vehicles (fourth edition). *Society of automotive engineers SAE international*.
- Hugo, J. M. (2012). Transferts dans les milieux cellulaires à forte porosité : applications à l'optimisation structurale des échangeurs à ailettes.
- Huminic, A. et Huminic, G. (2010). Computational study of flow in the underbody diffuser for a simplified car model. *SAE International*, volume SP-2269.
- Hutabarat, W., Parks, G. T., Jarrett, J. P., Dawes, W. N. et Clarkson, P. J. (2008). Aerodynamic topology optimisation using an implicit representation and a multiobjective genetic algorithm. Dans *8th International Conference Evolution Artificielle, EA 2007*, Dept. of Eng., Univ. of Cambridge, Cambridge, UK. Artificial Evolution. Springer-Verlag, Berlin, Germany, p. 148–59.
- IEA (2011). Co2 emissions from fuel combustion 2011-highlights. *IEA Statistic*.

- Ivanic, T. et Gilliéron, P. (2005). Reduction of the aerodynamic drag due to colling systems : An analytical and experimental approach. *SAE International*, volume 2005-01-1017.
- Johnson, D. A., Sperandei, B. A. et Gilbert, R. (2003). Analysis of the flow through a vented automotive brake rotor. *Transactions of the ASME. Journal of Fluids Engineering*, volume 125, numéro 6, p. 979–86.
- Kaiyao, H., Xiaolong, Y. et Jia, Y. (2011). Underhood thermal analysis and improvement of a bus with rear engine compartment. Dans *Electric Information and Control Engineering (ICEICE), 2011 International Conference on.* p. 2826–2829.
- Kakaç, S. et Liu, H. (2002). *Heat exchangers : selection, rating, and thermal design*. CRC Press, Boca Raton.
- Kapadia, S., Roy, S., Vallero, M., Wurtzler, K. et Forsythe, J. (2004). *Detached-Eddy Simulation over a Reference Ahmed Car Model, volume 9*. Springer Netherlands, p. 481–488.
- Katz, J. (1995). Race car aerodynamics : Designing for speed. *Bentley Publishers.com*.
- Kays, W. M. et London, A. L. (1998). *Compact heat exchangers*. Krieger Pub. Co, Malabar, Fla.
- Kiener, P. (2010). Du linéaire au non-linéaire, des modèles plus précis à base de réseaux de neurones. *Conférence NAFEMS 2010, Optimisation Conception robuste Plans d'expériences*.
- Kitoh, K., Oshima, N., Yamamoto, M. et Sebben, S. (2009). A cfd approach via large eddy simulation to the flow field with complex geometrical configurations : A study case of vehicle underbody flows. *SAE International*, volume SP-2226.
- Koike, M., Nagayoshi, T. et Hamamoto, N. (2004). Research on aerodynamic drag reduction by vortex generators. *Mitsubishi motors Technical review*, volume 16.
- Krabchi, F. (2009). Multidisciplinary design optimization (mdo) using ansa μ -eta post and isight. *3th Ansa and μ -ETA international conference*, volume 10.
- Krajnovic, S. et Davidson, L. (2005). Flow around a simplified car, part 1 : Large eddy simulation. *ASME*, volume 127, numéro 5, p. 907–918.
- Kuethe, A. M. et Chow, C. Y. (1998). *Foundations of Aerodynamics : Bases of Aerodynamic Design, 5th Edition*.
- Kumar, V., Chacko, S. et Shome, B. (2005). Computational methods in brake system design. *Altair CAE users conferences*, volume driving innovation thought simulation.
- Landry-Blais, A. (2012). *Modélisation du système de gestion thermique d'un véhicule hybride rechargeable*. Mémoire de maîtrise, Université de Sherbooke.

- Larose, G. L., Tanguay, B., Every, D. V. et Bender, T. (2001). The new boundary layer control system for nrcs 9m x 9m wind tunnel. *AIAA Journal*, volume AIAA-2001-0455, p. 1–7.
- Larsson, L., Wiklund, T. et Lofdahl, L. (2011). Cooling performance investigation of a rear mounted cooling package for heavy vehicles. Dans *SAE 2011 World Congress and Exhibition, April 12, 2011 - April 12*, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden. SAE International, Detroit, MI, United states.
- Leclerc, C. (2008). *Réduction de la traînée d'un véhicule automobile simplifié à l'aide du contrôle actif par jet synthétique*. Thèse de doctorat.
- Lee, B. J., Kim, C. et Rho, O.-H. (2005). Optimal shape design of the s-shaped subsonic intake using nurbs. Dans *43rd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, January 10, 2005 - January 13*, Department of Aerospace Engineering, Seoul National University, 151-744, Seoul, Korea, Republic of. American Institute of Aeronautics and Astronautics Inc, Reno, NV, United states, p. 12721–12737.
- Lienhart, H., Stoots, C. et Becker, S. (2002). *Flow and Turbulence Structures in the Wake of a Simplified Car Model (Ahmed Modell)*, volume 77. Springer Berlin Heidelberg, p. 323–330.
- Lin, C. (1999). *Specific dissipation as a technique for evaluating motor car radiator cooling performance*. Thèse de doctorat, Royal Melbourne Institute of Technology.
- Mack, S., Indinger, T., Adams, N., Blume, S. et Unterlechner, P. (2012). The interior design of a 40% scaled driver body and first experimental results. *ASME 2012 Fluids Engineering Summer Meeting*, , numéro 2012-72371.
- Madsen, J. I., Shyy, W. et Haftka, R. T. (2000). Response surface techniques for diffuser shape optimization. *AIAA Journal*, volume 38, numéro 9, p. 1512–1518.
- Mair, W. A. (1969). Reduction of base drag by boat-tailed afterbodies in low speed flow. *Aeronautical Quarterly*, volume 20, p. 307–320.
- Marklund, J. et Lofdahl, L. (2012). Influence of a diffuser to the wake flow of a passenger car. *ASME 2012 Fluids Engineering Summer Meeting*, , numéro FEDSM 20 12 - 72 353.
- Matheron, G. (1966). Géénèse et signification énergétique de la loi de darcy. *Revue Inst.Franc.Petrole*, volume 21, p. 1697.
- Matheron, G. (1984). L'émergence de la loi de darcy. *Ann.Mines*, volume 5, numéro 6, p. 11–16.
- McBeath, S. (2006). *Competition Car Aerodynamics a Practical Handbook*.
- MCE-5Development.SA (2013). Mce-5 vcr : repousser les limites de la réduction de la consommation de carburant.
- Mercker, E. et Wiedemann, J. (1990). Comparaison of different ground simulation techniques for use in automotive wind tunnels. *SAE Transaction*, volume 99, numéro 6, p. 495–509.

- Morere, Y. (2001). *Les réseaux de neurones à fonctions à base radiale* (Rapport technique). Laboratory of industrial and human automation control.
- Mossman, E. A. et Randall, L. M. (1948). An experimental investigation of the design variables for naca submerged duct entrances. *National advisory committee for aeronautics*, volume RM-A7130.
- motoroids (2013). motoroids nouveau tricycle touring 2014.
- Muld, T. W., Efraimsson, G. et Henningson, D. S. (2009). Proper orthogonal decomposition of flow structures around a surface-mounted cube computed with detached-eddy simulation. *SAE International*, volume Sp-2226.
- Murugan, P., Kannan, S. et Baskar, S. (2009). Nsga-ii algorithm for multi-objective generation expansion planning problem. *Electric Power Systems Research*, volume 79, numéro 4, p. 622–628.
- Muyl, F. (2003). *Méthodes d'optimisation hybrides appliquées à l'optimisation de formes en aérodynamique automobile*. Thèse de doctorat, Université Paris 6.
- Ng, E. Y., Johnson, P. W. et Watkins, S. (2005). An analytical study on heat transfer performance of radiators with non-uniform airflow distribution. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D : Journal of Automobile Engineering*, volume 219, numéro 12, p. 1451–1467.
- Ng, E. Y., Watkins, S. et Johnson, P. W. (2004). New pressure-based methods for quantifying radiator airflow. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D : Journal of Automobile Engineering*, volume 218, numéro 4, p. 361–372.
- Otto, D. et Jobusch, C. (2011). Automated design processes with insight and their requirements regarding modification of cad- models. *2011 Simulia customer conference*.
- Park, Y.-G. et Jacobi, A. M. (2008). Air-side heat transfer and friction correlations for flat-tube louver-fin heat exchangers. *Journal of Heat Transfer*, volume 131, numéro 2, p. 021801–021801.
- Peric, M. (2004). Flow simulation using control volumes of arbitrary polyhedral shape. *ERCOFTAC*, volume 62.
- Petruchov, V. A. (1998). Improvement in vehicle aerodynamic drag and rolling resistance determination from coast-down tests. *Poc Instn mech engrs*, volume 212.
- Pierric, J. (2012). *Application du contrôle par jets pulsés à un corps non profilé*. Thèse de doctorat, Université Pierre et Marie Curie.
- Rabier, F. (2007). *Modélisation par la méthode des plans d'expériences du comportement dynamique d'un module IGBT utilisé en traction ferroviaire*. Thèse de doctorat, ENI Tarbes.
- Rivers, D. A., Poulter, J. E. et Lamont, P. J. (1994). Aerodynamics of inclined radiators on grand prix cars. *Proceedings of the Conference on Vehicle Aerodynamics*, , numéro 13, p. 1–9.

- Rogallo, F. M. (1940). Internal flow systems for aircraft. *National advisory committee for aeronautics*, volume 713.
- Roumeas, M. (2006). *Contribution à l'analyse et au contrôle des sillages de corps épais par aspiration ou soufflage continu*. Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Toulouse.
- Sahnoun, A. et Webb, R. L. (1992). Prediction of heat transfer and friction for the louver fin geometry. *Journal of Heat Transfer*, volume 114, numéro 4, p. 893–900.
- Samareh, J. A. (1998). *Geometry Modeling and Grid Generation for Design and Optimization* (Rapport technique). NASA Langley Technical Report Server.
- Samareh, J. A. (2000). Grid generation for multidisciplinary design and optimization of an aerospace vehicle. *NASA Langley Technical Report Server*.
- Sapnaras, D. et Dimitriou, I. (2008). Experimental analysis of the underbody pressure distribution of a series vehicle on the road and in the wind tunnel. *SAE International*, volume 2008-01-0802.
- Schlichting, H., Gersten, K. et Gersten, K. (2000). *Boundary-layer theory*. Springer.
- Serre, E., Minguez, M., Pasquetti, R., Guilmineau, E., Deng, G. B., Kornhaas, M., Schäfer, M., Fröhlich, J., Hinterberger, C. et Rodi, W. (2013). On simulating the turbulent flow around the ahmed body : A french german collaborative evaluation of les and des. *Computers & Fluids*, volume 78, p. 10–23.
- Shah, R. K. (1981). *Heat exchangers : thermal hydraulic fundamentals and design*. Hemisphere, Washington. DC.
- Shih, T.-H., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z. et Zhu, J. (1995). A new k-epsilon eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows. *Computers & Fluids*, volume 24, numéro 3, p. 227–238.
- SIMULIA (2012). fully coupled fluid structure interaction analysis of wind turbine rotor blades. *Abaqus technology brief*.
- SIMULIA (2013). I-sight reference information.
- Skaperdas, E. et Kolovos, C. (2009). Automated pre-processing for high quality multiple variant cfd models of a city-class car. *3rd ANSA & μ -ETA International Conference*.
- Soulat, L. (2010). *Définition, analyse et optimisation d'un nouveau concept de traitement de carter au moyen d'outils numériques : application aux turbomachines basse vitesse*. Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Lyon.
- Srinivas, N. et Deb, K. (1994). Multiobjective optimization using nondominated sorting in genetic algorithms. *Evol.Comput.*, volume 2, numéro 3, p. 221–248.
- Takagi, M. et Iwazaki, T. (2007). Aerodynamics of motorcycle helmets. Dans *9th International Symposium on Fluid Control Measurement and Visualization 2007, FLUCOME 2007, September 17, 2007 - September 19, 2007*, Department of Prime Mover Engineering,

- School of Engineering, Tokai University, Japan. volume 2. FAMU-FSU College of Engineering, Tallahassee, FL, United states, p. 625–633.
- Tsubokura, M., Takahashi, K., Matsuuki, T., Nakashima, T., Ikenaga, T. et Kitoh, K. (2010). Hpc-les for unsteady aerodynamics of a heavy duty truck in wind gust - 1st report : Validation and unsteady flow structures. *SAE International*, volume SP-2269.
- Tu, J., Yeoh, G. H. et Liu, C. (2008). Computational fluid dynamics a practical approach (first edition). *Butterworth-Heinemann*.
- Versteeg, H. K. et Malalasekera, W. (1998). An introduction to computational fluid dynamics : The finite volume method (second edition). *Pearson. Prentice Hall*.
- Vincent, V., Robidou, H. et Chevalier, C. (2008). Étude thermo hydraulique de nouvelles surfaces d'échange sur l'air pour les échangeurs automobiles.
- Vino, G., Watkins, S., Mousley, P., Watmuff, J. et Prasad, S. (2005). Flow structures in the near-wake of the ahmed model. *Journal of Fluids and Structures*, volume 20, numéro 5, p. 673–695.
- Watanabe, T., Okubo, T., Iwasa, M. et Aoki, H. (2003). Establishment of an aerodynamic simulation system for motorcycle and its application. *JSAE Review*, volume 24, numéro 2, p. 231–233.
- Williams, S. et Boyd, D. (2001). *Self-excited aerodynamic unsteadiness associated with passenger cars*. Thèse de doctorat, Durham University.
- Wolfshtein, M. (1969). The velocity and temperature distribution in one-dimensional flow with turbulence augmentation and pressure gradient. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, volume 12, numéro 3, p. 301–318.
- Ye, K. Q. (1998). Orthogonal column latin hypercubes and their application in computer experiments. *Journal of the American Statistical Association*, volume 93, numéro 444, p. 1430–1439.
- Zang, T. A. et Green, L. L. (1999). Multidisciplinary design optimization techniques : Implications and opportunities for fluid dynamics research. *AIAA paper*, p. 99–3798.
- Zeghib, A. et Taldi, K. (2008). Comparaison des différents modèles de turbulence d'un écoulement aérodynamique dans un cyclone. *Revue des Energies Renouvelables CISM08 Oum El Bouaghi*, volume 311-324.
- Zhang, X., Toet, W. et Zerihan, J. (2006). Ground effect aerodynamics of race cars. *ASME*, volume 59.
- Zhu, H. et Zhigan, Y. (2008). Simulation of flow around a generic pickup truck with rsm model. *SAE International*, volume SP2151.

