

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE  
Faculté de génie  
Département de génie mécanique

CONCEPTION D'UNE ENTRÉE D'EAU À  
GÉOMÉTRIE VARIABLE POUR LA PROPULSION  
HYDROJET D'UN VÉHICULE MARIN

Mémoire de maîtrise  
Spécialité : Génie Mécanique

Olivier LECLERCQ  
Matricule : 10.123.760

Jury : Stéphane MOREAU  
Alain DESROCHERS  
Marc-André ROUX  
Hachimi FELLOUAH



# RÉSUMÉ

---

Depuis une vingtaine d'années, l'engouement pour les propulsions hydrojets n'a fait que croître et elles s'imposent aujourd'hui comme la propulsion marine incontournable pour les hautes vitesses. Dans un même temps, un outil permettant un gain considérable de temps et d'argent s'est lui aussi développé considérablement. En effet, la CFD (Computational Fluid Dynamics) est devenue une pratique courante lorsqu'il s'agit de prévoir le comportement d'un écoulement sans avoir à passer par un modèle réel. Elle sera utilisée tout au long du projet pour simuler le flux au travers de la propulsion.

Le design d'une entrée d'eau est capital : une entrée d'eau mal conçue engendrera des zones de cavitation, de la recirculation sur la lèvre ou la rampe, des pertes importantes et un champ de vitesse non uniforme à la face de la pompe. Il en résultera une diminution du rendement de l'entrée, mais aussi une diminution du rendement de la pompe, puisqu'optimisée pour un flux uniforme. L'objectif de ce projet sera d'optimiser l'entrée d'eau pour augmenter le rendement global de la propulsion et ainsi réduire la consommation d'essence de 6 % sur un cycle donné. Actuellement, les conduites d'entrées sont conçues pour optimiser une vitesse de croisière moyenne. Dans ce projet, le but sera d'éviter d'avoir un compromis à faire entre les basses vitesses, la vitesse de croisière et la vitesse de pointe, et d'optimiser la géométrie de l'entrée pour une large plage de fonctionnement. Cela passe par une géométrie variable et donc un mécanisme asservi.

Afin de concevoir un tel système, il sera nécessaire de trouver les géométries optimales pour les différents régimes de fonctionnement. Une étude CFD 2D paramétrable permettra de trouver les lignes directrices de ces géométries. Un modèle 3D devra ensuite être validé, puis utilisé pour pouvoir affiner les géométries optimales. Un système sera alors conçu puis testé sur le modèle CFD. Des tests expérimentaux viendront finaliser l'étude.

**Mots clé :** propulsion hydrojet, propulsion à jet, géométrie à aire variable, flush intake, Computational Fluid Dynamics (CFD), mécanique des fluides.



# REMERCIEMENTS

---

Je tiens à exprimer mes remerciements aux professeurs qui m'ont encadré tout au long de ma maîtrise, Stéphane Moreau et Alain Desrochers. Merci pour leur gentillesse et leurs conseils avisés qui ont été d'une aide précieuse dans la réalisation du projet. Merci à Alain avec qui j'ai aussi eu plaisir à partager quelques souvenirs et photos de France, et à faire du vélo à un rythme « plus humain ». Je tiens également à exprimer ma reconnaissance à Hachimi Fellouah d'avoir accepté de juger ce travail de recherche et d'avoir été aussi disponible.

Merci au CTA de m'avoir accueilli et sans qui tout cela aurait été impossible.

Un merci tout particulier à Marc-André Roux, voisin de bureau patient et ami qui a pris le temps de m'aider, de m'orienter tout au long du projet et de me former à la CFD. J'ai eu beaucoup de plaisir à travailler à ses côtés et à partager nos diverses passions communes.

Mes remerciements vont également à Maxime Desjardins-Goulet, arrivé malheureusement trop tard sur le projet et sans qui celui-ci n'aurait probablement pas abouti si vite. Ses connaissances scientifiques et sa capacité à les partager ont été très bénéfiques. Merci aussi pour toutes les discussions que nous avons pu avoir.

Merci à tout l'atelier et plus particulièrement à Jérôme, Stéphane et Patrick pour les efforts qu'ils ont déployés dans la réalisation des prototypes, pour leur bonne humeur permanente et pour leur disponibilité.

Ma gratitude va également à Gilbert Lefrançois qui m'a guidé tout au long du projet et m'a toujours donné des explications calmes et très complètes sur certaines de mes interrogations.

Une pensée particulière pour mon entourage, mes parents qui m'ont toujours encouragé et suivi dans mes choix, ainsi que pour Sandrine et sa joie de vivre qui a su me supporter patiemment (et réciproquement !).

Et enfin merci à tout mes amis, Thomas, Clémence, Maxime, Mylène, Céline, Renaud, Valentin, Amandine, Simon et aux autres avec qui j'ai passé deux très belles années actives au Canada, pleines de randonnées en raquettes au Mégantic par -33 °C, d'escalades à Larouche, Orford et Pinacle, de sorties à vélo aux itinéraires hasardeux, de cueillettes de fraises soigneusement sélectionnées, de déménagements avec quelques pertes et surtout de repas bien sympas et pas vraiment légers.



# TABLE DES MATIÈRES

---

<b>1 INTRODUCTION</b>	1
1.1 Contexte	1
1.2 Problématique	1
1.3 Objectifs	2
1.4 Méthodologie	3
<b>2 ÉTAT DES CONNAISSANCES</b>	5
2.1 Historique	5
2.2 Description de la technologie	7
2.3 Paramètres du système de propulsion hydrojet	9
2.3.1 Volume de contrôle réduit et surface de capture	9
2.3.2 Vitesses	12
2.4 Modèle analytique	13
2.4.1 Poussée	13
2.4.2 Rendement	14
2.5 Phénomènes hydrodynamiques	16
2.5.1 Interaction propulsion/coque	16
2.5.2 Géométrie de l'entrée	17
2.5.3 Non uniformité	18
2.5.4 Arbre moteur	20
2.6 Computational Fluid Dynamics (CFD)	21
2.6.1 Géométrie	21
2.6.2 Maillage	21
2.6.3 Conditions aux frontières	22
2.6.4 Modèle de turbulence	23
2.6.5 Propriétés des fluides	24
2.6.6 Paramètres de contrôle	24
2.6.7 Traitement des résultats	24
2.7 Étude paramétrable	25
2.8 Géométrie variable de l'entrée d'eau	26
<b>3 ÉTUDE 2D PARAMÉTRABLE</b>	28
3.1 Étude de la non-uniformité	28

3.1.1	Présentation -----	28
3.1.2	Résultats -----	30
3.2	Recherche des surfaces de capture -----	31
3.2.1	Normalisation -----	31
3.2.2	Surface de capture -----	32
3.2.3	Rendement des différents appendices -----	33
3.2.4	Identification des zones sources de pertes -----	34
3.3	Étude 2D paramétrable -----	35
3.3.1	Présentation-----	35
3.3.2	Résultats anticipés -----	35
3.3.3	Éléments et matériaux -----	36
3.3.4	Maillage -----	36
3.3.5	Conditions frontières -----	37
3.3.6	Paramètres de contrôle -----	39
3.3.7	Analyse des résultats -----	42
3.3.8	Conclusions -----	45
<b>4</b>	<b>DESCRIPTION DU MODÈLE 3D D'ENTRÉE D'EAU UTILISÉ -----</b>	<b>46</b>
4.1	Description du modèle numérique -----	46
4.1.1	Éléments et matériaux -----	46
4.1.2	Maillage -----	47
4.1.3	Conditions frontières -----	49
4.1.4	Paramètres de contrôle -----	49
4.1.5	Hypothèses -----	50
4.1.6	Validation du modèle d'entrée d'eau -----	50
4.2	Validation expérimentale du modèle stock -----	50
4.2.1	Validation à hautes vitesses -----	50
4.2.2	Validation en statique -----	52
<b>5</b>	<b>OPTIMISATION NUMÉRIQUE -----</b>	<b>55</b>
5.1	Critères de performances -----	55
5.2	Entrée d'eau idéale -----	56
5.3	Influences de divers appendices -----	60
5.4	Étude de la rampe mobile -----	62
5.4.1	Description -----	62
5.4.2	Influence de la forme de la lèvre -----	62
5.4.3	Conception -----	63
5.4.4	Conclusions -----	69

5.5	Étude du faux palais .....	70
5.5.1	Procédure d'optimisation .....	71
5.5.2	Analyse des résultats .....	74
5.5.3	Conception .....	81
<b>6</b>	<b>VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU FAUX PALAIS .....</b>	<b>89</b>
6.1	Description des essais .....	89
6.1.1	Véhicules .....	89
6.1.2	Instrumentation .....	89
6.1.3	Environnement .....	90
6.1.4	Protocole .....	90
6.2	Résultats expérimentaux des essais à hautes vitesses .....	93
6.3	Comparaison des résultats expérimentaux / simulations à hautes vitesses .....	97
6.4	Comparaison des résultats expérimentaux / simulations des essais statiques .....	98
6.5	Conclusion .....	99
6.5.1	Récapitulatif des résultats .....	99
6.5.2	Mise à jour de la méthodologie en CFD .....	100
<b>7</b>	<b>CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS .....</b>	<b>101</b>
7.1	Conclusions .....	101
7.2	Recommandations .....	102
7.2.1	Conduite bombée .....	102
7.2.2	Courbure de la lèvre .....	103
7.2.3	Lèvre partitionnée .....	104
7.2.4	Lèvre fendue .....	105
7.2.5	Lèvre remontée .....	106
7.2.6	Remplissage de la cavitation sous lèvre .....	107
7.2.7	Entrée d'eau élargie .....	108
7.2.8	Redirection du flux .....	109
7.2.9	Double flux .....	110
7.2.10	Plaque promenade réduite .....	111
7.2.11	Arbre profilé .....	112
	<b>LISTE DES RÉFÉRENCES .....</b>	<b>113</b>



# LISTE DES SYMBOLES

---

Débit massique =  $\dot{m}$   
Débit volumique =  $Q$   
Diamètre de la conduite en amont de la pompe =  $D_{\text{pump}}$   
Diamètre du venturi =  $D_{\text{venturi}}$   
Distance quelconque =  $Z$   
Distribution de vitesse en entrée =  $v_x(y, z)$   
Épaisseur de la couche limite =  $\delta$   
Force de traînée =  $D$   
Hauteur minimale de la surface de capture =  $h_{\min}$   
Largeur de la surface de capture =  $l$   
Nombre de Reynolds =  $Re$   
Perte dans un appendice =  $\delta_{\text{app}}$   
Poussée brute =  $T_g$   
Poussée nette =  $T_n$   
Pression statique agissant sur les surfaces solides en contact avec l'eau =  $p$   
Pression totale en aval =  $P_{\text{tot down}}$   
Pression totale en amont de l'appendice =  $P_{\text{tot up}}$   
Puissance délivrée à la pompe =  $\dot{W}$   
Puissance d'entrée du système =  $P_{\text{in}}$   
Puissance effective délivrée par le système =  $P_{\text{out}}$   
Puissance moteur =  $P_{\text{mot}}$   
Rendement de la conduite =  $\eta_{\text{duct}}$   
Rendement de la pompe pour un flux uniforme =  $\eta_{\text{pump}}$   
Rendement de la propulsion =  $\eta_{\text{prop}}$   
Rendement de l'entrée d'eau =  $\eta_{\text{inlet}}$   
Rendement du rotor =  $\eta_{\text{rotor}}$   
Rendement du stator =  $\eta_{\text{stator}}$   
Rendement du venturi =  $\eta_{\text{venturi}}$   
Rendement du volume de fluide qui s'écoule sous l'inlet =  $\eta_{VCR}$   
Rendement idéale de la propulsion =  $\eta_I$   
Rendement rotative =  $\eta_{\text{rot}}$   
Ratio vitesse du véhicule sur vitesse axiale à la pompe = IVR  
Ratio vitesse du véhicule sur vitesse du jet =  $JVR = \mu$   
Surface d'entrée =  $S_{\text{in}}$   
Surface de pompe =  $S_{\text{pump}}$   
Surface en sortie du venturi =  $S_{\text{jet}}$

Vitesse axiale en amont de la pompe =  $V_p$

Vitesse du bateau =  $V_s$

Vitesse du jet =  $V_j$

Vitesse en entrée =  $V_{in}$

Vecteur de contrainte de cisaillement =  $\tilde{\tau}$

Vecteur direction normal à la surface de sortie du venturi =  $\tilde{n}_{Jet}$



# LISTE DES FIGURES

---

- Figure 1.1 - Propulsion hydrojet installée sur un véhicule sportif
- Figure 2.1 – Vis d’Archimède
- Figure 2.2 – Navire militaire « HSV-XI » propulsé par 4 hydrojets
- Figure 2.3 – Navire avec propulsion hybride
- Figure 2.4 – Propulsion hydrojet vue en coupe [Marc, 2009]
- Figure 2.5 – Différents types de conduites pour propulsion hydrojet
- Figure 2.6 – Différents volumes de contrôle possibles [Van Terwisga, 1996]
- Figure 2.7 – Définition des stations et de la largeur de l’entrée par [23rd ITTC]
- Figure 2.8 – Définition de la surface de capture
- Figure 2.9 – Vitesses dans les différentes sections de la propulsion
- Figure 2.10 – Volume de contrôle V1+V2 [Seil, 1997]
- Figure 2.11 – Rendement de la propulsion
- Figure 2.12 – Navire de démonstration équipé de la technologie du AWJ-21TM
- Figure 2.13 – Phénomènes observables à faible IVR
- Figure 2.14 – Phénomènes observables à haut IVR
- Figure 2.15 – Inducteur devant une pompe [ARS Marine Inc., 2012]
- Figure 2.16 – Exemple de maillage non structuré avec prismes contre parois
- Figure 2.17 – Description des paramètres utilisés par [Seil, 1997]
- Figure 2.18 – Exemple d’optimisation de la lèvre [Seil, 1997]
- Figure 2.19 – Exemples de géométries variables d’entrée d’eau [Etter et al., 1975]
- Figure 3.1 – Plan médian du volume de contrôle de la moto marine
- Figure 3.2 – Exemple de profil de vitesse à la face de la pompe
- Figure 3.3 – Profil de vitesse uniforme pour une conduite rectiligne de 60 mm
- Figure 3.4 – Profil de vitesse incliné de 38.66°
- Figure 3.5 – Profil de vitesse uniforme avec obstruction de 1/10 de la hauteur d’entrée
- Figure 3.6 – Profil de vitesse de type pente
- Figure 3.7 – Rendement total de la pompe en fonction du critère de non uniformité
- Figure 3.8 – Identification des plans de référence
- Figure 3.9 – Lignes de courant s’écoulant dans la pompe (tube de courant)
- Figure 3.10 – Comparaison des surfaces de capture
- Figure 3.11 – Identification des appendices
- Figure 3.12 – Répartition des pertes dans les appendices de la propulsion
- Figure 3.13 – Géométrie de référence pour l’étude 2D paramétrable
- Figure 3.14 – Résumé des paramètres du fluide
- Figure 3.15 – Maillage de la géométrie de référence

- Figure 3.16 – Schéma des conditions limites imposées  
Figure 3.17 – Résumé des conditions limites  
Figure 3.18 – Convergence des résidus moyennés en fonction du nombre d’itération (1) et convergence de la poussée, du débit d’eau dans la pompe et de la portance (2)  
Figure 3.19 – Géométrie de référence  
Figure 3.20 – Géométries dites critiques  
Figure 3.21 – Cotations rampe supérieure  
Figure 3.22 – Géométrie optimale pour la variation de L7  
Figure 3.23 – Géométrie optimale pour la variation du couple Rc1 / L7  
Figure 3.24 – Cotation lèvre  
Figure 3.25 – Géométrie optimale pour la variation
- Figure 4.1 – Résumé des paramètres des fluides  
Figure 4.2 – Paramètres du maillage  
Figure 4.3 – Aperçu du maillage 3D de l’entrée d’eau dans le plan médian  
Figure 4.4 – Représentation des conditions limites imposées  
Figure 4.5 – Emplacement des capteurs de pression sur le venturi  
Figure 4.6 – Comparaison de la poussée statique obtenue en simulation et expérimentalement pour une géométrie stock  
Figure 4.7 – Comparaison de la poussée statique obtenue en simulation et expérimentalement par [Forest, 2012] pour une géométrie stock identique à la notre
- Figure 5.1 – Cycle d’utilisation ICOMIA  
Figure 5.2 – Géométrie de l’entrée d’eau idéale  
Figure 5.3 – Cavitation présente sous la lèvre à 67 mph  
Figure 5.4 – Lignes de courant pour l’entrée d’eau « idéale » à une vitesse de 67 mph  
Figure 5.5 – Comparaison des rendements des différents appendices d’une propulsion avec une entrée d’eau stock et une entrée d’eau "idéale"  
Figure 5.6 – Entrée d’eau type « ram »  
Figure 5.7 – Lignes de courant dans le plan médian d’une géométrie stock simulée à 67 mph  
Figure 5.8 – Principe de la rampe mobile  
Figure 5.9 – Gain sur la consommation de la rampe mobile en fonction de la longueur de sortie et pour un rayon de courbure de lèvre de 2 mm  
Figure 5.10 – Premier prototype de rampe mobile  
Figure 5.11 – Positions envisageables pour la rampe mobile  
Figure 5.12 – Exemples de guidage cylindrique et prismatique  
Figure 5.13 – Support de glissière prismatique sur la plaque promenade (en rouge)  
Figure 5.14 – Exemple de forme de lèvre basique (en bleu) fixée sur la rampe (gris)  
Figure 5.15 – Renforts assurant le maintien en position des éléments  
Figure 5.16 – Rampe mobile totalement sortie et rentrée : vue de dessous (1), vue de coté (2), vue de dessus (3)

- Figure 5.17 – Lignes de courant dans le plan médian de l’entrée d’eau stock à 67 mph
- Figure 5.18 – Représentation de la hauteur de pompe
- Figure 5.19 – Exemple de faux palais « 2D extrudé »
- Figure 5.20 – Exemple de faux palais avec un rayon sur les bords
- Figure 5.21 – En vert profil de l’entrée d’eau stock, en rouge lèvre « coupée »
- Figure 5.22 – En vert profil de l’entrée d’eau stock, en rouge lèvre « ouverte »
- Figure 5.23 – En vert profil de l’entrée d’eau stock, en rouge lèvre « elliptique »
- Figure 5.24 – Réduction de la consommation d’essence en fonction de la hauteur de pompe (Hpompe)
- Figure 5.25 – Réduction de la consommation d’essence en fonction de la hauteur de pompe (Hpompe) avec une combinaison faux palais / lèvre tranchante
- Figure 5.26 – Réduction de la consommation d’essence en fonction de la hauteur de pompe (Hpompe) avec une combinaison faux palais / lèvre arrondie
- Figure 5.27 – Réduction de la consommation d’essence en fonction de la hauteur de pompe (Hpompe) avec une combinaison faux palais / lèvre elliptique
- Figure 5.28 – Lignes de courant dans le plan médian pour une vitesse de 67 mph : combinaison faux palais / lèvre tranchante pour une hauteur de pompe stock
- Figure 5.29 – Lignes de courant dans le plan médian pour une vitesse de 67 mph : combinaison faux palais / lèvre elliptique pour une hauteur de pompe stock
- Figure 5.30 – Géométries simulées pour chaque plage de vitesse
- Figure 5.31 – Résumé de l’étude du faux palais en fonction de la vitesse
- Figure 5.32 – Résumé de l’étude du faux palais sur un cycle ICOMIA et en poussée statique
- Figure 5.33 – Réduction de la consommation à 67 mph pour les optimums des différentes combinaisons
- Figure 5.34 – Installation du faux palais par le dessous de la coque
- Figure 5.35 – Partitions du faux palais vue éclatée / vue en perspective
- Figure 5.36 – Partie gauche du faux palais / Faux palais complet assemblé
- Figure 5.37 – Faux palais mis en place dans l’entrée d’eau
- Figure 5.38 – Comparaison grille stock avec grille adaptée au faux palais / Grille du faux palais
- Figure 5.39 – Mécanisme de faux palais à membrane souple
- Figure 5.40 – Mécanisme de faux palais à ailette
- Figure 5.41 – Mécanisme mobile de faux palais
- Figure 5.42 – Partitions du faux palais
- Figure 5.43 – Prototype de faux palais mobile extrait de la coque
- Figure 5.44 – Positions extrêmes du faux palais mobile
- Figure 6.1 – À gauche, instrumentation (débitmètre, capteur de pression et de température connectés à la conduite d’alimentation en essence) / À droite, module d’acquisition e-DAQ
- Figure 6.2 – Représentation d’un des relevés GPS des essais au lac Magog

- Figure 6.3 – Conditions climatiques relevées lors des essais du prototype de faux palais (vent entre 5 et 10km/h, vagues de moins de 10 cm, essais effectués entre 9 et 13h)
- Figure 6.4 – Représentation des données sélectionnées après filtrage
- Figure 6.5 – Exemple de représentation de la consommation d'essence en fonction de la vitesse pour des données filtrées
- Figure 6.6 – Comparaison essais stock / faux palais
- Figure 6.7 – Comparaison entre deux essais stocks réalisés à 2 heures d'intervalle
- Figure 6.8 – Comparaison entre une géométrie stock et une géométrie sans top loader
- Figure 6.9 – Comparaison essais stock / faux palais pour le palier de vitesse de 60 mph : distinction des directions de essais
- Figure 6.10 – Comparaison entre deux essais stocks réalisés à 2 heures d'intervalle en ne sélectionnant qu'une direction (A-B) lors du filtrage des données
- Figure 6.11 - Comparaison de la poussée statique obtenu en simulation et expérimentalement pour le faux palais
- 
- Figure 7.1 – Conduite bombée
- Figure 7.2 – Lignes de courant dans la conduite bombée à 0 m.s-1 et 8300 RPM
- Figure 7.3 – À gauche, forme de lèvre concave, à droite convexe
- Figure 7.4 – Lèvre traversée par une conduite secondaire
- Figure 7.5 – Vitesse du flux dans le plan médian de l'entrée d'eau pour une simulation 0 m.s-1 et 8300 RPM
- Figure 7.6 – Concept de lèvre fendue à 67 mph
- Figure 7.7 – Les quatre hauteurs de lèvres simulées
- Figure 7.8 – Géométrie de référence à 67 mph
- Figure 7.9 – Remplissage sous la plaque promenade
- Figure 7.10 – Lignes de courant dans le plan médian à 67 mph pour une géométrie de lèvre qui enveloppe la cavitation
- Figure 7.11 – À gauche, entrée d'eau élargie / à droite, entrée d'eau de référence
- Figure 7.12 – Exemple d'ailette testée
- Figure 7.13 – Exemple d'entrée d'eau secondaire testée
- Figure 7.14 – Exemple de géométrie d'un double flux
- Figure 7.15 – Lignes de courant dans le plan médian du double flux à 67 mph
- Figure 7.16 – Géométrie de la « plaque promenade réduite »
- Figure 7.17 – Lignes de courant dans le plan médian de la plaque promenade réduite à 67 mph
- Figure 7.18 – Arbre moteur avec coquille profilée



## **LISTE DES TABLEAUX**

---

Tableau 3.1 – Caractérisation de la non-uniformité

Tableau 4.1 – Comparaison des données expérimentales / simulations à différentes vitesses pour une géométrie stock

Tableau 6.1 – Comparaison des données expérimentales / simulations à différentes vitesses pour une géométrie avec faux palais

Tableau 6.2 – Comparaison des données expérimentales / simulations à différentes vitesses pour la géométrie stock et celle avec faux palais



# CHAPITRE 1 INTRODUCTION

---

## 1.1 Contexte

À l'heure actuelle, il existe de nombreux types de propulsions marines, mais la propulsion à jet demeure la plus efficace à haute vitesse. En effet, elle présente des avantages bien spécifiques, tels que de n'avoir aucun organe extérieur à la coque. Ce système de propulsion est couramment utilisé sur les motos marines et les bateaux sportifs.

Toute entreprise est en constante recherche d'innovation. Dans notre cas, cela passe par l'amélioration des performances de la propulsion et donc par l'optimisation de son rendement. Or l'amélioration du rendement se répercute directement sur la consommation d'essence du véhicule. Les propulsions marines haute vitesse de type hydrojet ne s'inscrivent pas réellement dans le contexte actuel de protection de l'environnement et d'économie de coûts. En effet, la consommation affichée à l'heure, pour une moto marine par exemple, demeure très élevée (avoisinant les 60 litres par heure à haute vitesse), ce qui nuit à son image. Il serait donc souhaitable d'avoir, au moins à performances égales, un produit davantage ancré dans les problématiques actuelles et les grandes tendances écologiques du moment. Cela rendrait les modèles de véhicules marins plus attractifs. C'est dans cette optique que ce projet a vu le jour. Il s'inscrit dans la continuité d'un projet mené par un étudiant l'an passé intitulé « Modélisation numérique d'un système de propulsion à jet de véhicules nautiques » [Marc, 2009].

## 1.2 Problématique

La propulsion hydrojet est une propulsion marine totalement incorporée à la coque. L'eau y pénètre en passant par le dessous de la coque, puis elle passe dans la conduite d'admission, et est éjectée par une pompe, actionnée par un moteur, vers l'arrière de l'embarcation. Cela produit une poussée qui vient mettre en mouvement le véhicule.



Figure 1.1 - Propulsion hydrojet installée sur un véhicule sportif

Il existe plusieurs solutions qui permettent d'améliorer le rendement du système de propulsion :

- équiper le système d'une transmission à la sortie du moteur pour l'utiliser dans une zone optimale. Cette solution a été envisagée lors de la première étude [Marc, 2009]. Elle permet en effet d'améliorer le rendement de la propulsion, mais coûte trop cher pour un résultat trop faible.

- optimiser la pompe (rotor, stator, venturi). Des calculs concernant le rendement de ces appendices ont été effectués dans la première étude et ont révélé que leur rendement respectif était déjà supérieur à 90 %. Cette solution ne permettrait donc que d'envisager un gain très faible et peu intéressant.

- optimiser la zone d'arrivée d'eau pour une plage de vitesse, en modifiant la géométrie de la lèvre et de la rampe.

La plus pertinente de ces solutions s'est finalement avérée être la dernière. En effet, de nombreux phénomènes hydrodynamiques, néfastes au rendement de la propulsion, sont présents dans la conduite lors des différentes phases de fonctionnement du véhicule (recirculation, cavitation, traînée...). Les propulsions hydrojets classiques avec admission fixe ne travaillent efficacement que pour un intervalle de vitesses restreint. Si la propulsion est conçue pour opérer efficacement à 60 km/h, elle ne le sera pas à 75 km/h et vice versa. De plus, les embarcations ne fonctionnent pas en permanence à une vitesse donnée, par exemple lors des manœuvres. L'étude menée préalablement a montré qu'en rajoutant des éléments mécaniques et en modifiant l'admission d'eau, il était envisageable de gagner 6 % sur le rendement du système pour différents régimes de fonctionnement, le problème étant que les différentes géométries permettaient d'optimiser le rendement sur un seul régime de fonctionnement à la fois.

### 1.3 Objectifs

**L'objectif principal** de ce projet est d'améliorer le rendement du système de propulsion d'un véhicule marin pour en **réduire la consommation d'essence de 6 %** sur un cycle d'utilisation donné (dans notre cas le cycle ICOMIA définit plus bas), tout en conservant ses performances en accélération et la dynamique du véhicule (par exemple la manœuvrabilité en virage). Pour cela, il sera nécessaire de concevoir une entrée d'eau en prenant en compte tous les phénomènes hydrodynamiques néfastes au rendement de la propulsion, et ce à basses vitesses comme à vitesse maximale. Un montage expérimental sera développé pour valider le système conçu. Le mécanisme pourra être fixe ou variable si cela se révèle indispensable afin d'éviter tout compromis. Une contrainte de coût a également été fixée : pour chaque pourcentage de consommation gagné sur un cycle d'utilisation, 33 \$ pourront être alloués au coût de production du mécanisme. Si l'objectif de 6 % de gain est atteint, cela reviendra à concevoir un système avec un budget de 200\$.

L'objectif secondaire sera d'**établir un protocole expérimental** fiable pour évaluer l'impact de variations géométriques dans l'entrée d'eau et la coque sur la consommation du véhicule.

Enfin, des pistes d'améliorations envisageables pour un futur projet seront proposées. D'autres concepts d'optimisation seront explorés et permettront de guider un éventuel futur étudiant qui travaillerait dans la continuité du projet.

Voici les principales **hypothèses** posées pour le projet :

- La simulation par ordinateur du comportement du fluide dans le système de propulsion est proche du comportement réel du fluide.
- La modification la plus pertinente à apporter au système de propulsion est de rendre la géométrie de l'entrée d'eau variable.
- Les appendices ayant l'impact le plus important sur le rendement de la propulsion sont la forme de la rampe d'admission et la géométrie de la lèvre située sur le bord d'attaque de la conduite.
- L'uniformisation du profil de vitesse à la face de la pompe va résulter en une augmentation notable du rendement de la pompe.

## 1.4 Méthodologie

Il existe de nombreuses références sur le sujet qui sont reprises dans le chapitre de l'état des connaissances. La première phase de la présente étude a consisté en l'exploration de tous les concepts possibles pour décider ensuite lequel il serait le plus pertinent d'optimiser.

La seconde phase du projet a consisté en une prise en main du logiciel de simulation d'écoulement Ansys CFX v12.1. Pour cela, divers exercices tels que la simulation d'une sphère dans un écoulement et l'ajout d'un profil autour de l'arbre moteur de la propulsion avec les paramètres de l'étude préalable de [Marc, 2009] ont été testés. Puis une optimisation 2D de la géométrie de la propulsion étudié a été effectuée. Elle a permis d'orienter nos choix de concepts pour la future étude 3D, plus complexe. Une étude de la non-uniformité à la face de la pompe a alors été réalisée.

Après cela, un modèle de propulsion hydrojet a été conçu en 3D puis validé numériquement. Ce modèle a également été validé expérimentalement. Sont alors venues la phase itérative CFD avec la modélisation du système à géométrie fixe puis variable sur un logiciel de conception (Catia v5), et la validation par simulation CFD sous Ansys CFX. Pendant cette phase, la géométrie retenue a été testée à chaque étape de son évolution. C'est l'étape la plus longue du projet.

La conception d'un prototype fixe a ensuite été entreprise. La phase d'essais a été effectuée sur un plan d'eau calme, avec tout le matériel d'acquisition nécessaire (un capteur de

position, un module d'acquisition E-DAQ, un câble pour le test de traction statique, un inclinomètre manuel, une cellule de charge, un débitmètre d'essence, des capteurs de pression, un ordinateur, et un logiciel de traitement de données, Matlab, pour finaliser le tout). Le prototype fixe a été optimisé pour une vitesse spécifique. Les essais ont été effectués à vitesses constantes (correspondant à 4 plateaux de vitesses) en mesurant la consommation d'essence. La vitesse maximale a également été évaluée, ainsi que la poussée statique. Pendant cette phase, une deuxième moto marine est indispensable pour servir de référence et évaluer le gain pour chaque prototype. Enfin, il aurait fallu fabriquer le prototype à géométrie variable. Cela n'a pu être fait faute de temps. Les essais de ce système auraient permis, en outre, de régler l'asservissement du mécanisme.

# CHAPITRE 2 ÉTAT DES CONNAISSANCES

---

## 2.1 Historique

Les propulsions marines de type hydrojet se sont récemment démocratisées, mais leur technologie est depuis bien longtemps connue. En effet, déjà Archimède avait trouvé le moyen d'évacuer de l'eau en dehors d'un bateau inondé avec une pompe. Il avait baptisé ce système « vis d'Archimède ».

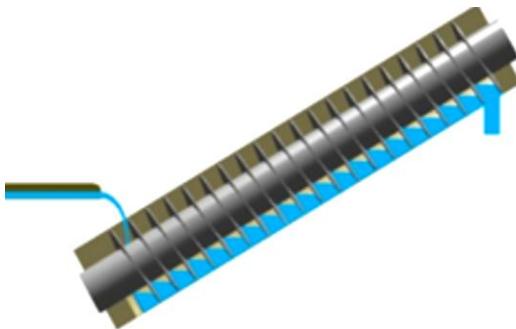


Figure 2.1 – Vis d'Archimède

Puis, en 1661, Toogood et Hayes déposent un brevet en Angleterre décrivant le premier système de propulsion avec une pompe à jet utilisant le principe de la vis d'Archimède : il s'agit d'une pompe montée dans une conduite parcourant tout le bateau, de la proue à la poupe [Berry et al., 1967]. Au XVIII<sup>ème</sup> siècle, alors que Daniel Bernoulli développe l'idée d'une propulsion marine dans le même sens, James Rumsey, en 1787, présente un bateau propulsé par un système à vapeur éjectant l'eau à l'arrière du véhicule. Il y eut ensuite d'autres applications où la vapeur était utilisée comme source d'énergie, mais le manque de compréhension du principe de fonctionnement et de la technologie à disposition n'a jamais permis de concurrencer les autres technologies disponibles (la roue à aube par exemple).

Ce n'est seulement qu'à partir du milieu du XX<sup>ème</sup> siècle que les propulsions hydrojets se sont vraiment développées et que des fabricants spécialisés sont apparus sur le marché, et plus spécifiquement à partir des années 1970 où ce type de propulsion est véritablement devenu une force majeure dans le domaine [Barham, 1976]. Allison [Allison, 1993] décrit de manière synthétique l'évolution de la propulsion hydrojet. À l'heure actuelle, la propulsion hydrojet est devenue très populaire, non seulement pour les navires commerciaux (un ferry de 140 mètres de long est équipé avec une propulsion hydrojet d'une puissance de 25 MW), mais aussi pour les embarcations militaires. Des recherches récentes sur la propulsion hydrojet pour la marine américaine sont répertoriées par Kim et al. [Kim et al., 2003].



Figure 2.2 – Navire militaire « HSV-XI » propulsé par 4 hydrojets

Une alternative à la propulsion hydrojet est décrite par [Woodyard, 2000], le HAD (Hydro Air Drive). La principale différence de cette technologie avec une propulsion hydrojet classique est qu'elle dispose d'une rampe supérieure asservie dans l'entrée d'eau qui s'ouvre à partir d'une certaine vitesse afin de venir injecter de l'air. Cela permet d'éviter certains problèmes de cavitation mais reste complexe à mettre en œuvre. Des propulsions hybrides commencent également à apparaître depuis quelques années. Elles permettent d'offrir des performances optimales dans des conditions opérationnelles diverses, lorsqu'un seul type n'y parvient pas : un propulseur traditionnel fonctionne mieux à basse vitesse, mais lorsque la vitesse est supérieure à 20 nœuds (environ 37 km/h), la propulsion hydrojet est bien plus efficace.

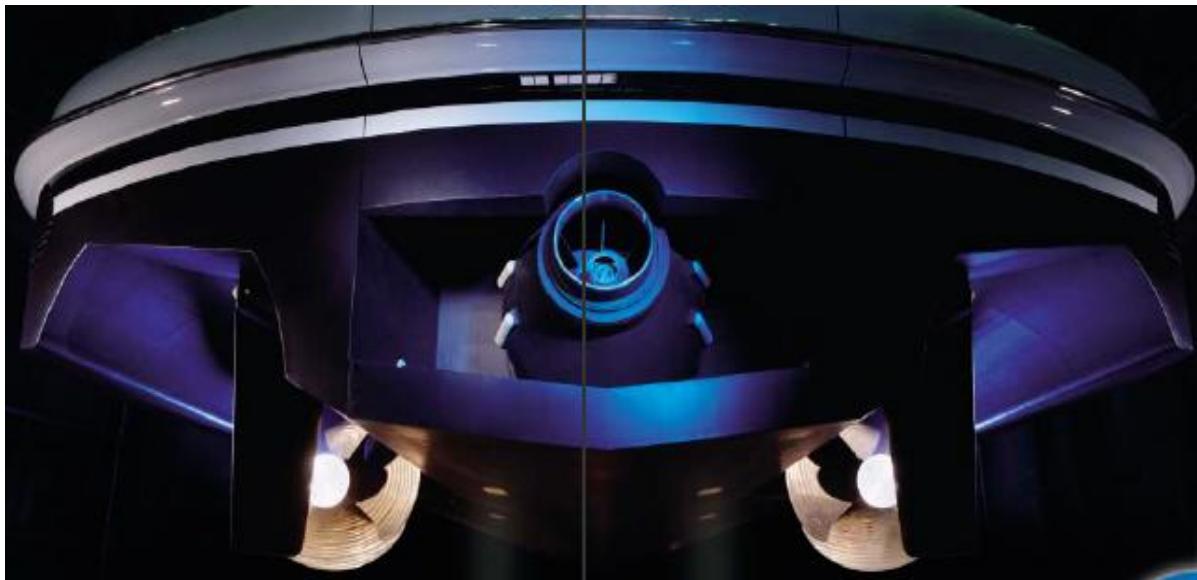


Figure 2.3 – Navire avec propulsion hybride

## 2.2 Description de la technologie

Certains articles tels que [Brandau, 1967], [Seil, 1997] et [Van Terwisga, 1996] comparent la propulsion hydrojet aux autres types de propulsions marines (par exemple avec hélice), et décrivent les différents avantages de l'utilisation de cette technologie. Voici les principaux avantages qui sont répertoriés :

- Élimination des appendices extérieurs.
- Élimination de transmissions complexes (mécanisme de marche arrière...).
- Manœuvrabilité excellente.
- Mécanisme plus robuste et moins enclin à des bris issus de débris flottants.
- Réduction du bruit et des vibrations.
- Réduction de la distance de freinage.
- Rendement supérieur à toutes les autres propulsions marines pour les hautes vitesses.

La propulsion hydrojet est une technologie basée sur la troisième loi de Newton : « Tout corps A exerçant une force sur un corps B subit une force d'intensité égale, de même direction mais de sens opposé, exercée par le corps B ». Pour la propulsion hydrojet, la pompe génère une poussée sur l'eau. L'eau éjectée vers l'arrière du bateau exerce donc une force dans la direction inverse sur l'embarcation, c'est ainsi que se fait la propulsion.

Ce type de propulsion est composé de 4 parties principales visibles sur la Figure 2.4.

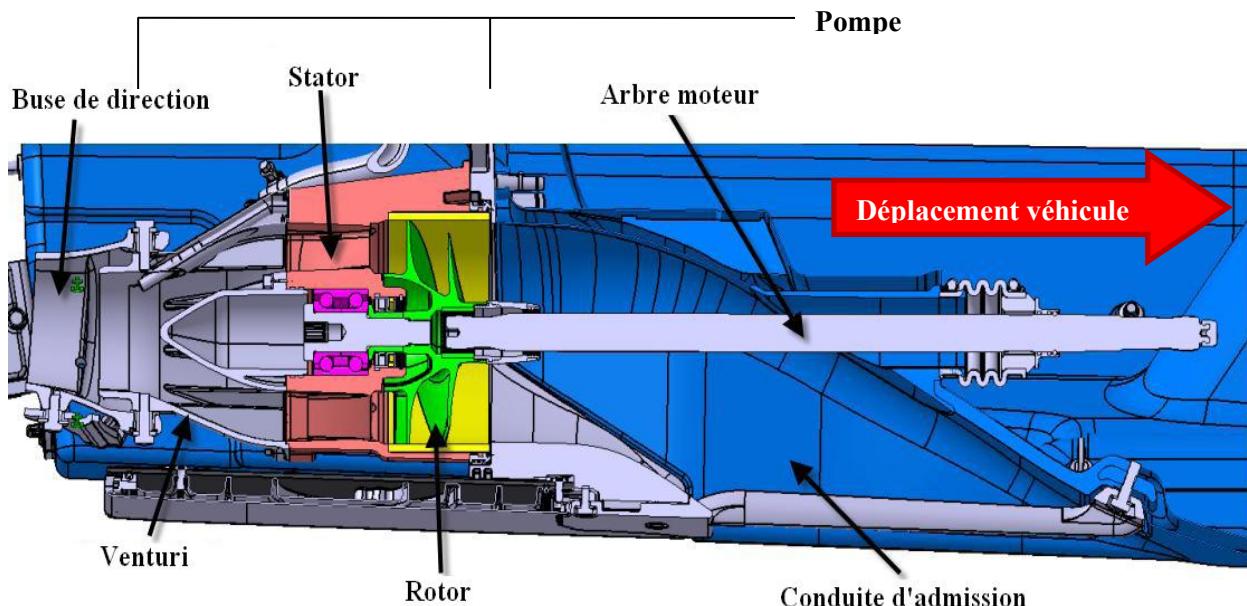


Figure 2.4 – Propulsion hydrojet vue en coupe [Marc, 2009]

Ces appendices sont décrits par [Seil, 1997], et [Van Terwisga, 1996] dans leurs différents écrits. Ces composants sont :

- La conduite d'admission. C'est par là que pénètre l'eau permettant d'alimenter le système de propulsion. Elle débute au niveau où la coque change brutalement de courbure et prend fin juste avant le rotor (voir Figure 2.4). Elle doit fournir un flux le plus uniforme possible à la pompe, quelles que soient les conditions de fonctionnement. Elle peut être considérée comme une conduite de décélération : le flux ralentit avant le rotor ce qui augmente la pression statique. Il existe deux types principaux de conduite, l'un adapté aux hydroptères (ram intake), le second, plus courant, pour les monocoques et catamarans (flush intake, voir Figure 2.5). La forme et la direction d'entrée (prise frontale ou en paroi) diffèrent selon ces deux types. Le projet présenté ici se fera sur une moto marine, la conduite d'entrée sera donc de type « flush intake », sans appendice extérieur.

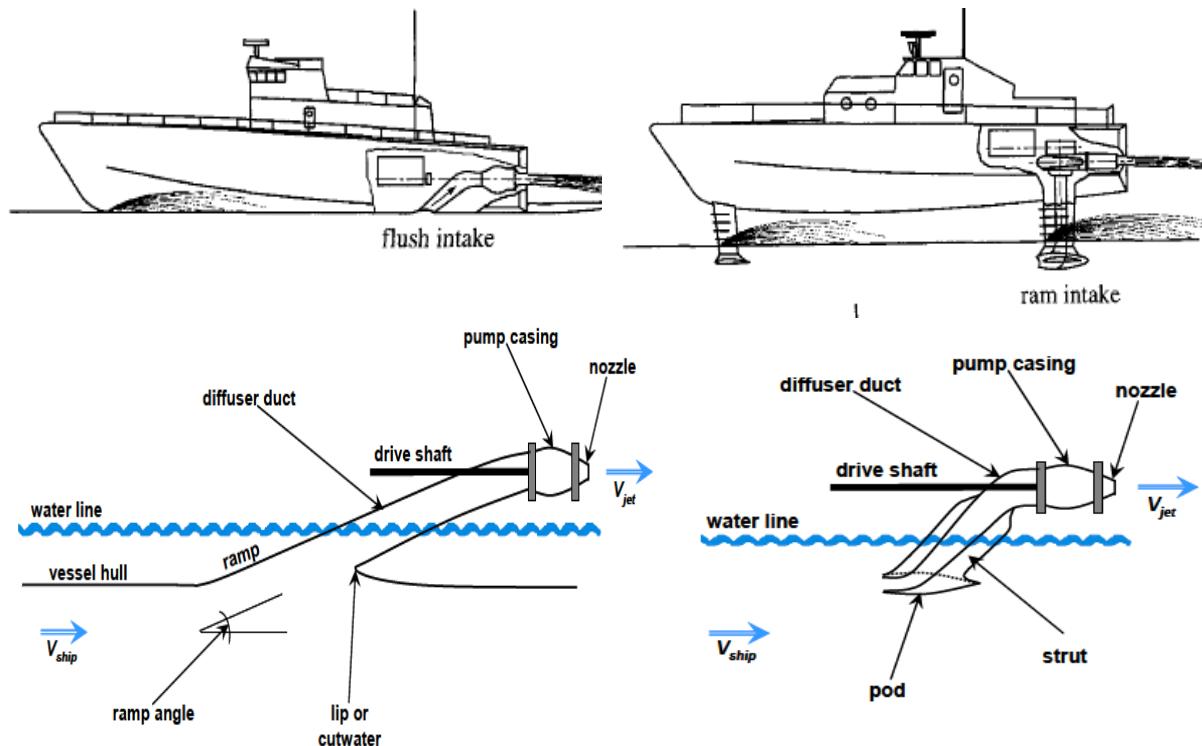


Figure 2.5 – Différents types de conduites pour propulsion hydrojet

- La pompe. Composée du stator et du rotor, elle est entraînée par un moteur grâce à un arbre. C'est l'augmentation de pression du fluide au moyen de la pompe qui procure de l'énergie au flux. Les redresseurs (stator) situés après le rotor viennent transformer en pression statique la rotation du flux en sortie de pompe. Les pompes peuvent être de trois types différents : axiale, centrifuge, ou mixte (la composante du fluide en sortie est à la fois axiale et radiale). D'après [Trillo, 1994], la plupart des pompes utilisées sont de type mixte. Pour le cas de notre projet, la pompe installée est de type axial.

- Le venturi. C'est une conduite convergente qui vient réduire l'aire de sortie. Son rôle est de transformer la pression en vitesse de jet.

- La buse de direction. Elle est orientable : lorsqu'elle vient dévier le jet en sortie de la pompe, elle donne une certaine direction au véhicule. C'est un système qui procure une excellente manœuvrabilité en phase d'approche à très basse vitesse (stationnement par exemple). Il peut être couplé avec un dispositif de renverse du flux. Lorsqu'il est activé, il vient dévier le jet qui sort de la pompe de manière plus ou moins importante vers le dessous de la coque. Il permet ainsi de freiner ou même d'effectuer une marche arrière avec le navire.

## 2.3 Paramètres du système de propulsion hydrojet

Afin de calculer certains paramètres importants pour comparer des propulsions (tels que les rendements), il est nécessaire de définir les plans et volumes où seront effectués ces calculs. Cette partie a pour but de décrire ces éléments.

### 2.3.1 Volume de contrôle réduit et surface de capture

Afin de simuler la moto marine, un modèle numérique sera créé. La première étape logique à la définition de ce modèle numérique est d'établir un volume de contrôle réduit (VCR). Ce volume de contrôle correspond à la partie du flux qui est fortement affecté par la propulsion hydrojet. En ce sens, les effets de l'interaction entre le flux autour de la coque et le flux à travers la propulsion sont relativement faibles [Van Terwisga, 1996]. Par conséquent, les performances de l'ensemble de la propulsion seront très proches de celles déterminées par le volume de contrôle réduit. Le VCR permettra donc de déterminer la poussée générée grâce à la loi de conservation de la quantité de mouvement. Sa détermination doit être très précise car elle permettra également de définir le rendement de la propulsion, ainsi que les effets de l'interaction coque-propulsion [Seil, 1997].

Pour déterminer le rendement de la conduite d'entrée ou de la propulsion globale, la vitesse et l'énergie à l'entrée de la conduite seront trouvées à partir de l'intégration sur une surface de capture proprement définie (représentant l'aire d'entrée de la conduite). Quand le débit et le profil de vitesse sont connus (comme dans le cas des simulations), le seul paramètre manquant est la géométrie de la surface de capture. Ce problème nécessite donc de connaître la localisation du plan et la forme de la surface de capture. C'est cette surface de capture qui pose problème dans la littérature. En effet, les surfaces de capture différentes sont nombreuses, et par conséquent, les VCR envisageables également. [Van Terwisga, 1996] fait état de certains de ces VCR. Il rapporte les travaux de [Bowen, 1971] et [Allison, 1993] qui utilisent le VCR 1 (voir Figure 2.6), et [Etter et al., 1982] qui utilisent le VCR 3. La surface DI' représente un tube de courant par lequel aucun transfert de masse ne se produit. Il divise donc le flux entrant dans la conduite du reste du flux.

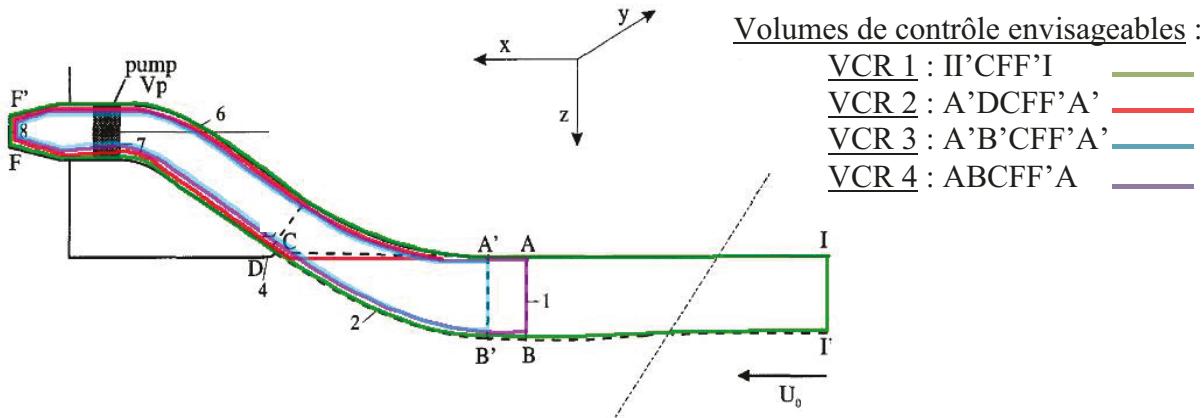


Figure 2.6 – Différents volumes de contrôle possibles [Van Terwisga, 1996]

Une seconde schématisation est proposée dans la Figure 2.7. La localisation de la surface de capture (station 1a d'après [21st ITTC, 1996], voir Figure 2.7) est arbitraire. Les recommandations de [23rd ITTC, 2002] sont de la placer à une largeur d'entrée d'eau du point de tangence afin de standardiser les tests. Étant donné le grand nombre de définition de la largeur d'une entrée d'eau, cette dimension a également été définie comme étant la dimension maximale entre les deux points de tangence de l'entrée (voir Figure 2.7). Quant à [Van Terwisga, 1996], il place sa surface de capture (représentée par AB sur la Figure 2.6) à une distance d'environ 10 % de la longueur de l'entrée d'eau (A'D). Conserver une longueur AA' relativement faible est plus simple, mais elle doit tout de même être suffisamment grande pour éviter d'être située dans un endroit où le flux est affecté par la propulsion [Bulten, 2006]. Cela permet également de connaître la direction de la vitesse d'entrée et de prendre en compte le phénomène de couche limite. Il paraît également logique que le flux fortement affecté par la géométrie de la propulsion, appartienne au flux interne.

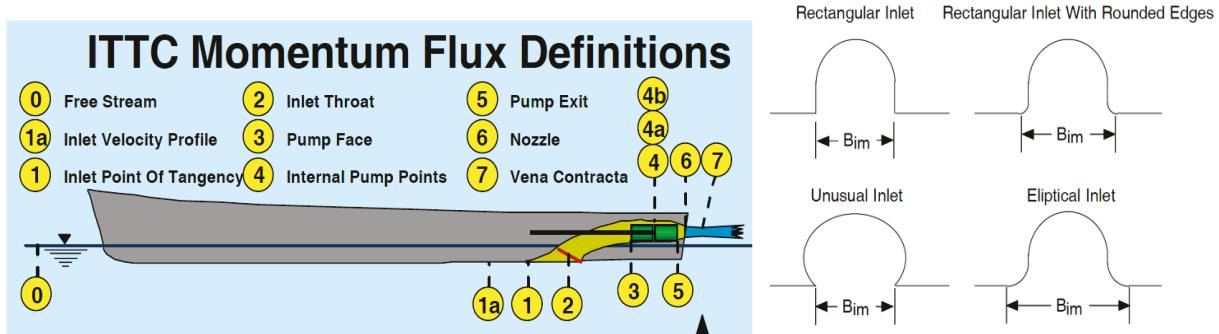


Figure 2.7 – Définition des stations et de la largeur de l'entrée par [23rd ITTC, 2002]

Il s'est avéré que la forme réelle de la section de l'écoulement sous la coque, entrant dans la conduite, était davantage semi elliptique ou trapézoïdale [Griffith-Johnes, 1994], mais choisir une forme rectangulaire simplifie l'analyse tout en conservant des résultats tout à fait satisfaisants aux vues de données expérimentales [Van Terwisga, 1996]. En effet, une variation de 20 % dans la

largeur de la surface de capture modifierait la puissance à hauteur de 1 %. La conférence [21st ITTC, 1996] recommande quant à elle une surface rectangulaire d'une largeur de 1,3 fois la largeur de l'entrée d'eau, la hauteur minimale,  $h_{\min}$  (voir Figure 2.8), étant obtenue par calcul grâce à la conservation de la masse :

$$Q = S_{in} \cdot V_{in} = S_{jet} \cdot V_j = S_{pump} \cdot V_p \quad (2.1)$$

Soit :

$$h_{\min} = \frac{S_{in}}{1} = \frac{Q}{l \cdot V_{in}} \quad (2.2)$$

En pratique, il est difficile de mesurer le diamètre du « vena contracta » (lorsque le jet atteint son diamètre minimum après la buse de direction) correspondant à la station 7 (Figure 2.7), mais il est proche du diamètre de sortie du venturi (pour la majorité des designs de venturi). L'approximation simplificatrice est donc faite par la majorité des auteurs de les considérer comme quasi égaux, et donc de choisir la station 6 comme sortie du VCR.

À partir de simulation, il est possible de déterminer une surface de capture réelle avec les lignes de courant, et d'en déduire la surface approximée la plus proche de la surface de capture réelle. Dans notre cas, le plus intéressant semble être le volume AF'FCBA (VCR 4), qui inclut à la fois le venturi, la pompe, la conduite d'admission et une partie de la coque située devant l'entrée (AA'). Ce VCR permet de considérer uniquement l'eau qui pénètre dans la pompe.

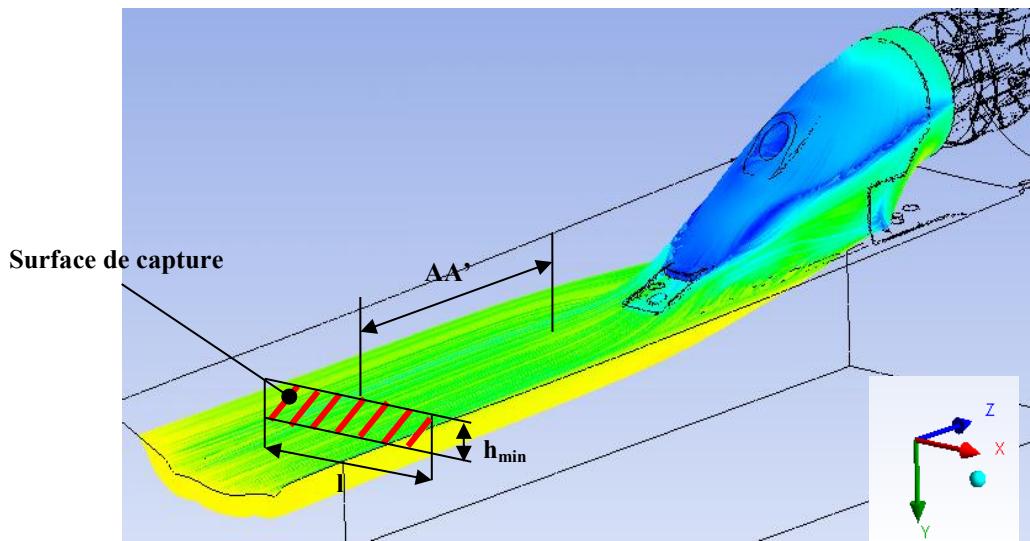


Figure 2.8 – Définition de la surface de capture

Dans notre analyse, afin de prendre en compte l'influence de la lèvre, on prolongera le volume de contrôle réduit en dessous de la plaque promenade (appelée « ride plate »). Ce VCR servira pour la détermination des performances de la propulsion. Pour faciliter l'analyse qui

suivra, les vitesses et les surfaces seront notées sur la Figure 2.9. Un repère sera fixé tel que l'axe x corresponde à l'axe de la pompe et du venturi, et qu'il soit normal aux surfaces d'entrée et de jet.

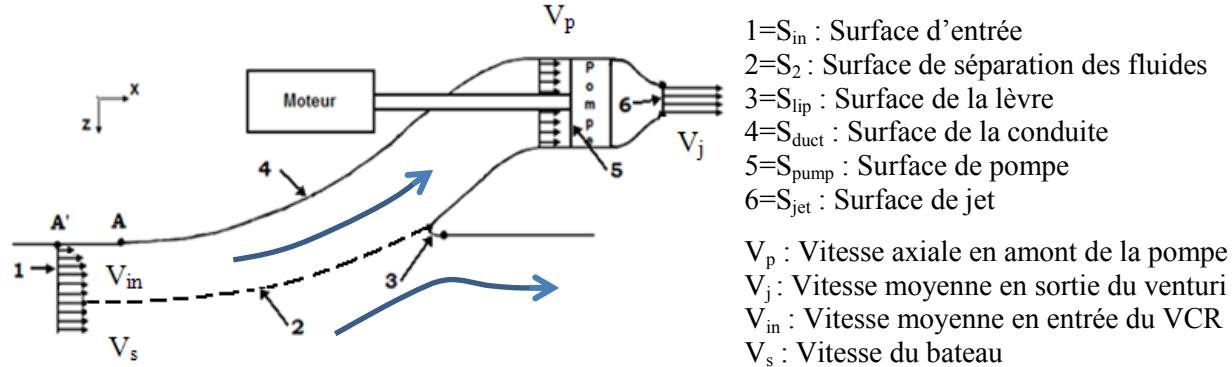


Figure 2.9 – Vitesses dans les différentes sections de la propulsion

### 2.3.2 Vitesses

Les quatre vitesses principales de la Figure 2.9 sont données pour un repère mobile lié à la moto marine. Elles sont orientées dans la direction principale de l'écoulement, x.  $V_{in}$  est la vitesse moyenne entrante déterminée avec l'intégrale de la distribution de vitesse  $v_x(y, z)$  (vitesse dans la direction x) [Marc, 2009] :

$$V_{in} = \frac{1}{S_{in}} \int_{S_{in}} v_x(y, z) \cdot dS \quad (2.3)$$

La coque en amont de l'admission est modélisée par une plaque plane par [Schlichting, 1968], ce qui nous donne des indications sur la distribution de vitesse. Une loi de puissance nous donne la distribution de vitesse dans la couche limite [Bulten, 2006] :

$$\frac{v}{v_s} = \left(\frac{Z}{\delta}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.4)$$

avec  $v$  la vitesse locale dans la couche limite à une distance Z normale à la surface d'entrée,  $\delta$  l'épaisseur locale de la couche limite, et n un paramètre dépendant du nombre de Reynolds  $R_e$ . La vitesse en amont de la pompe,  $V_p$ , est donnée par la relation suivante :

$$V_p = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_{pump}^2 - D_{shaft}^2)} \quad (2.5)$$

avec  $D_{shaft}$  le diamètre de l'arbre moteur. La vitesse du jet en sortie de la propulsion,  $V_j$ , est donnée par la relation suivante (en négligeant l'effet du « vena contracta ») :

$$V_j = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D_{venturi}^2} \quad (2.6)$$

Le paramètre le plus important pour caractériser l'écoulement dans la propulsion est l'IVR (Inlet Velocity Ratio, rapport de vitesses d'entrée). En condition normale de fonctionnement, par exemple pour une moto marine, il vaut entre 1,3 et 1,8. Pendant les manœuvres (à très basse vitesse), il descend en dessous de 1, c'est-à-dire que l'eau est accélérée en entrant dans la conduite. À haute vitesse, il peut atteindre 2,3 : l'eau décélérera en entrant dans la conduite d'admission. L'IVR est défini par :

$$IVR = \frac{V_s}{V_p} \quad (2.7)$$

Le JVR (Jet Velocity Ratio, rapport de vitesse de jet), quant à lui, servira principalement pour évaluer le rendement de la propulsion (voir paragraphe 2.4). Il s'exprime par la relation suivante [Allison, 1993] :

$$JVR = \mu = \frac{V_s}{V_j} \quad (2.8)$$

## 2.4 Modèle analytique

Pour comprendre les phénomènes hydrodynamiques, il est nécessaire d'aborder la notion de rendement du véhicule. Les différentes vitesses dans les sections sont visibles sur la Figure 2.9.

### 2.4.1 Poussée

La poussée agissant sur le système de propulsion peut être définie comme étant la force qui s'exerce dans la direction inverse au vecteur de surface du venturi (vecteur de l'axe de la pompe). Son expression découle des équations de conservation de masse et de quantité de mouvement. D'après [Seil, 1997], la poussée peut s'exprimer telle que :

$$T_g = - \int_{A_{VCR}} p d\tilde{A} - \int_{A_{VCR}} \tilde{\tau} dA + \int_{V_1 + V_2} \rho g V \quad (2.9)$$

où  $T_g$  est la poussée brute,  $\rho$  la densité de l'eau,  $g$  la gravité,  $p$  la pression statique,  $dA$  le différentiel de la surface du volume de contrôle,  $\tilde{\tau}$  le vecteur de contrainte de cisaillement,  $A_{VCR}$  les surfaces délimitant le VCR Figure 2.10 (correspondant au VCR 4 de la Figure 2.6), et  $V$  le volume du VCR. Les deux premiers termes de l'équation à gauche représentent les forces qui s'exercent sur les surfaces du volume de contrôle (pression et cisaillement). Le terme le plus à droite résulte du poids de l'eau à l'intérieur du VCR.

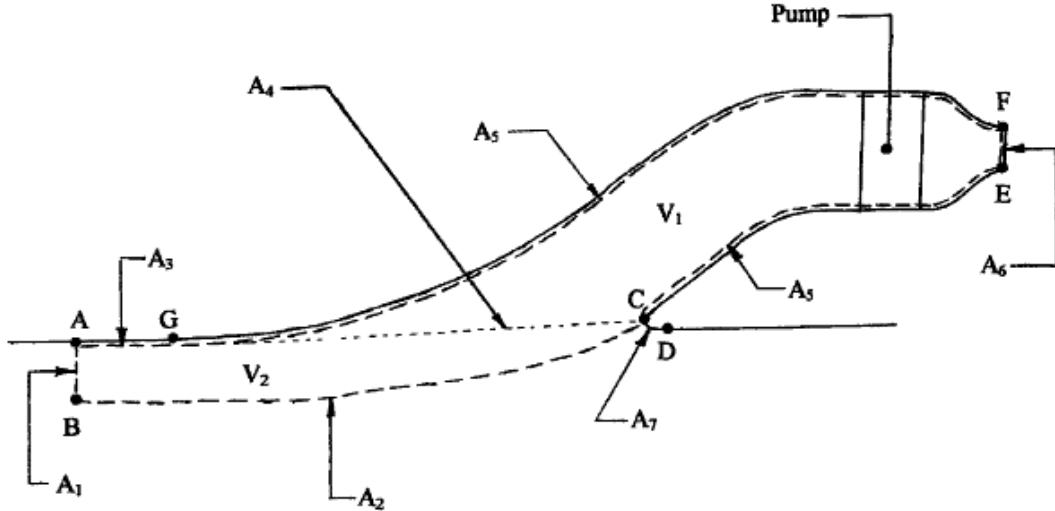


Figure 2.10 – Volume de contrôle  $V_1 + V_2$  [Seil, 1997]

La gravité s'exerçant sur le fluide peut être négligée. [Svensson, 1993] et [Etter et al., 1982] reformule cette expression par :

$$T_g = \dot{m} \cdot (V_j - V_s) \quad (2.10)$$

où  $\dot{m}$  représente le débit massique. Cette force de propulsion est neutralisée en partie par la force de traînée engendrée par les surfaces en contact avec l'eau dans la direction opposée (entre autre l'eau qui ne passe pas dans la pompe mais s'écoule sous la plaque promenade). Cela correspond à la poussée nette [Etter et al., 1982] :

$$T_n = T_g - D_{prop} \quad (2.11)$$

où  $T_n$  correspond à la poussée nette, et  $D$  à la force de traînée engendrée par la propulsion.

## 2.4. 2 Rendement

Il est possible d'exprimer les performances de puissance des propulseurs à travers le rendement total [Seil, 1997] :

$$\eta_{prop} = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{T_n \cdot V_s}{\dot{W}} \quad (2.12)$$

avec  $\eta_{prop}$  le rendement de la propulsion,  $P_{out}$  la puissance effective délivrée par le système,  $P_{in}$  la puissance d'entrée du système, et  $\dot{W}$  la puissance mécanique délivrée à la pompe. La littérature présente de nombreuses manières d'exprimer le rendement global de la propulsion, mais celle qui semble la plus judicieuse est donnée par [Seil, 1997]. Il décrit ce rendement en fonction des rendements des différents appendices de la propulsion :

$$\eta_{prop} = \eta_{duct} \cdot \eta_{rot} \cdot \eta_{pump} \cdot \eta_I \quad (2.13)$$

où  $\eta_{duct}$  est le rendement de la conduite,  $\eta_{pump}$  le rendement de la pompe pour un flux d'entrée uniforme,  $\eta_{rot}$  le rendement rotatif, et  $\eta_I$  le rendement idéale de la propulsion.  $\eta_I$  correspond au rendement maximal que peut atteindre la propulsion, sachant que les pertes d'énergie du jet sont inévitables (voir Figure 2.10 de [Barham, 1976]). Le rendement idéal peut s'écrire ( $\mu$  étant le ratio vitesse du véhicule sur vitesse du jet) :

$$\eta_I = \frac{2\mu}{1+\mu} \quad (2.14)$$

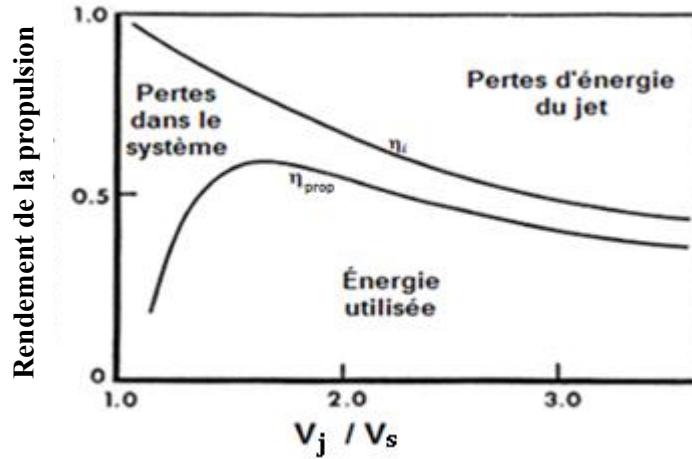


Figure 2.11 – Rendement de la propulsion

Le rendement rotatif prend en compte la distorsion du flux à la face de la pompe. Si  $\eta_{rot} = 1$  l'écoulement sera uniforme. Cela permet de bien séparer la non-uniformité du flux (due à l'entrée d'eau) du rendement de la pompe, ce qui semble pertinent dans la mesure où la pompe est optimisée pour un flux uniforme. Elle fera l'objet d'une étude minutieuse durant le projet présenté ici. Le rendement de la pompe, quant à lui, peut s'écrire :

$$\eta_{pump} = \eta_{rotor} \cdot \eta_{stator} \cdot \eta_{venturi} \quad (2.15)$$

avec  $\eta_{rotor}$  le rendement du rotor,  $\eta_{stator}$  le rendement du stator, et  $\eta_{venturi}$  le rendement du venturi. Les rendements de chacun des appendices peuvent se mettre sous la forme :

$$\eta_{appendice} = 1 - \frac{\delta_{appendice}}{P_{mot}} \quad (2.16)$$

avec  $\delta_{appendice}$  les pertes de pression totale entre l'entrée et la sortie du sous-système, et  $\eta_{appendice}$  le rendement du sous-système.

## 2.5 Phénomènes hydrodynamiques

### 2.5.1 Interaction propulsion/coque

Il existe de nombreux phénomènes hydrodynamiques qu'il est nécessaire de prendre en compte pour concevoir correctement un système de propulsion efficace. Pour analyser ces phénomènes, et à la différence des propulseurs conventionnels, le système de propulsion hydrojet et la coque sont indissociables (la conduite d'admission fait partie intégrante de la coque moulée). En effet, la forme de la coque affecte le flux qui pénètre dans la propulsion, et inversement, l'entrée d'eau a une grande influence sur le flux sous la coque. Cette interaction joue un rôle important dans la répartition des pressions sous la coque et dans la résistance de l'eau sur la coque, et donc sur l'assiette de la moto marine. [Dai et al., 1995] relève également que le flux de l'entrée d'eau peut faire varier les caractéristiques de la couche limite à la poupe du véhicule. C'est dans l'optique d'avoir la meilleure interaction possible entre la propulsion et la coque que des concepts voient le jour, tels que le AWJ-21<sup>TM</sup> en cours de développement (voir Figure 2.11 tirée de [Giles et al., 2010]). C'est un système de propulsion qui intègre la pompe mixte, la sortie, et l'appendice de contrôle/renverse dans un profilé appelé nacelle. L'entrée d'eau est conçue pour minimiser les distorsions du flux, alors que la nacelle est conçue pour minimiser la trainée qu'elle engendre. Globalement, la technologie AWJ-21<sup>TM</sup> est comparable à une propulsion hydrojet classique à haute vitesse. Elle introduit certains avantages propres aux vaisseaux militaires (diminution de la signature et du bruit), mais le rendement global de la propulsion reste inférieur à celle des propulsions conventionnelles.

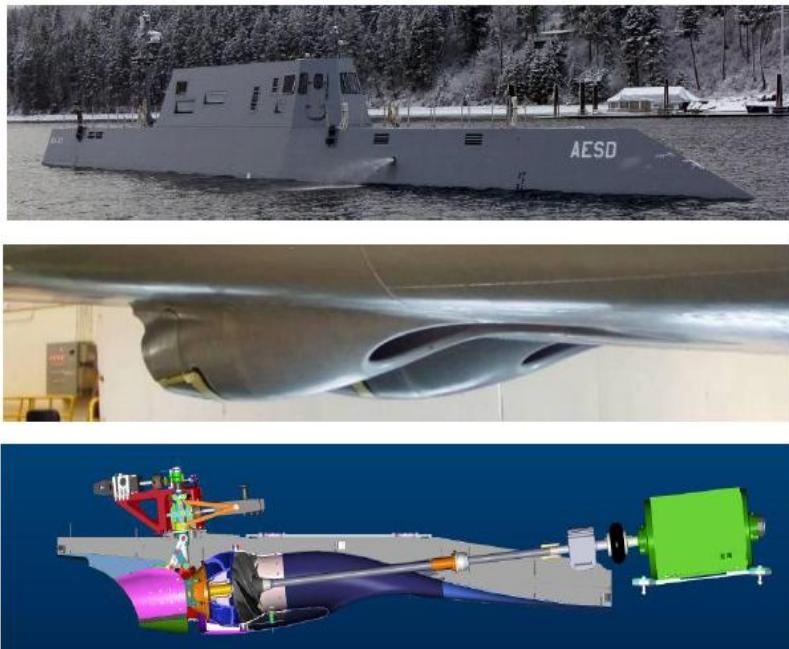


Figure 2.12 – Navire de démonstration équipé de la technologie du AWJ-21<sup>TM</sup>

### 2.5.2 Géométrie de l'entrée d'eau

La conduite entre l'entrée et la pompe est un élément critique de la propulsion. Elle doit convoyer l'eau à la pompe pendant que sa section se transforme, d'une forme rectangulaire en une forme circulaire. Dans un même temps, l'axe de la conduite fait un virage en forme de S, plus ou moins accentué [English, 1994]. De plus, un rapport de diffusion est appliqué entre l'entrée et la sortie, et la longueur de conduite est souvent trop courte pour de bons résultats hydrodynamiques. L'angle de la rampe est directement lié à cette longueur, ainsi qu'à la hauteur de la pompe. La place est habituellement le facteur déterminant de ces paramètres. L'angle devrait être le plus faible possible pour permettre au flux externe de pénétrer dans l'entrée d'eau avec le minimum de perturbation angulaire, et cela pas simplement pour réduire les pertes, mais aussi parce que la distorsion à la face de la pompe dépend de cette variable. En généralisant, l'angle de la conduite est souvent trop prononcé sur les propulsions hydrojets (environ 25 degrés). Mais cette idée entre en conflit avec la nécessité d'avoir une conduite de faible longueur.

L'entrée NACA décrite par [Frick et al., 1945] et [Best, 1970] développée comme entrée d'air auxiliaire pour les avions est une entrée hautement efficace qui pourrait convenir pour les hydrojets, mais présentant des caractéristiques géométriques délicates à mettre en œuvre, à savoir un angle de rampe de 7 degrés et une distance de près de 5D (D étant le diamètre de la section circulaire à la fin de la conduite) entre la lèvre et l'extrémité de la conduite. Attention néanmoins car les entrées d'eau ont des problèmes uniques associés à l'épaisseur de la couche limite qui limite la comparaison avec les entrées d'air. Enfin, la forme rectangulaire de la conduite de l'entrée d'eau s'avérerait être moins efficace qu'une forme elliptique d'un point de vue de la distorsion à la face de la pompe [English, 1994].

La géométrie de l'entrée d'eau jouera un rôle très important dans les phénomènes de recirculation et de stagnation, et donc dans le rendement de la propulsion. Ces phénomènes se produisent à différents endroits selon l'IVR donné par les conditions de fonctionnement du véhicule. À faible IVR ( $<1$ ), c'est-à-dire à basse vitesse du véhicule (en manœuvre dans un port par exemple), l'eau qui pénètre dans la conduite est accélérée et le point de stagnation se situe sous la coque [Bulten, 2006]. Cela entraîne la séparation du flux au niveau de la lèvre. Ce décollement provoque de la recirculation qui peut mener à de la cavitation dans la partie inférieure de la conduite (voir Figure 2.12).

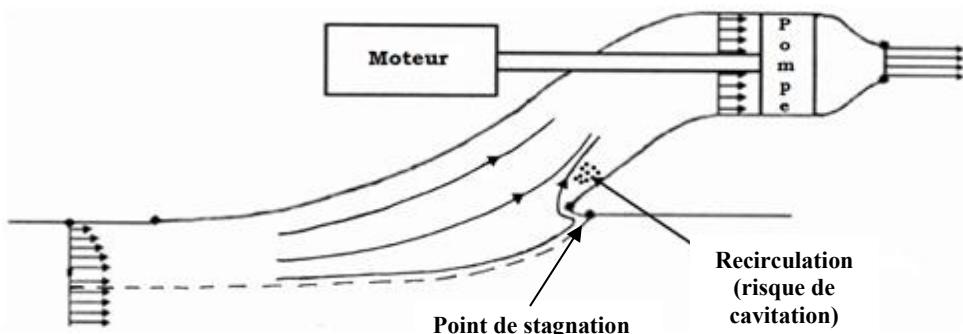


Figure 2.13 – Phénomènes observables à faible IVR

À haut IVR maintenant, c'est-à-dire à vitesse du véhicule élevée, l'excès d'eau qui arrive dans la conduite d'admission (la vitesse de l'eau qui entre est plus importante que celle de l'eau entrant dans la pompe) entraîne une décélération du flux ainsi qu'une chute de pression et un décrochage du flux dans le haut de la conduite. Le point de stagnation se situe alors sur la lèvre et des phénomènes de recirculation se produisent sous la lèvre et sur la partie supérieure de la conduite (voir Figure 2.13).

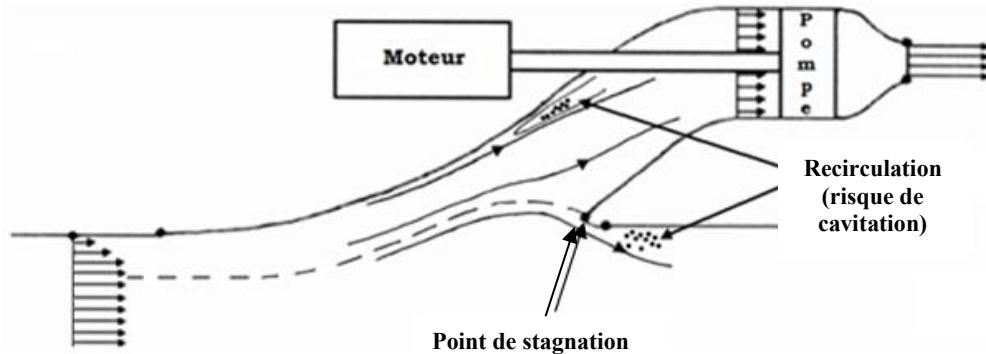


Figure 2.14 – Phénomènes observables à haut IVR

Le design d'une entrée d'eau est donc capital : une entrée d'eau mal conçue engendrera des zones de cavitation, de décrochage au niveau de la lèvre ou de la rampe et des pertes importantes de pression totale.

### 2.5.3 Non uniformité

Il est connu qu'une conduite courbe avec un flux uniforme en entrée aboutit sur un flux non uniforme à la sortie, et ce, sous l'effet d'un flux secondaire [Schlichting, 1968]. D'après les résultats expérimentaux de [Bulten, 2006], il y a un autre phénomène important qui influence le flux réel par rapport à un flux circulant dans une conduite courbe classique. Cette différence est causée par la couche limite de la coque. Dans le cas de Bulten, la non uniformité des vitesses dans la couche limite entraîne l'eau avec la vitesse la plus élevée dans le bas de la conduite et celle avec la vitesse la plus basse dans le haut de la conduite. Cela surpassé l'effet du coude en haut de la conduite. De plus, les expériences effectuées par l'auteur ont montré que l'IVR avait un impact plus important que la forme précise de l'entrée d'eau. Il explique l'origine de cette non-uniformité dans la distribution de vitesse par quatre phénomènes :

- L'ingestion de la couche limite : plus la quantité d'eau entrante dans le système de propulsion proviendra de la couche limite, plus la non-uniformité augmentera (en dessous de 1, plus le rapport de la hauteur d'eau entrante sur la hauteur de la couche limite diminue, moins le profil de vitesse sera uniforme).

- La décélération du flux : plus la conduite sera divergente (angle de diffusion élevé), moins le profil de vitesse sera uniforme.
- La présence de l'arbre dans l'entrée d'eau : elle contribue à la non-uniformité du profil de vitesse, mais permet de stabiliser le flux [Seil, 2000].
- La distance entre la fin du second coude et le rotor. Cette distance est trop faible pour laisser le temps au profil de vitesse de redevenir uniforme.

Les deux phénomènes les plus handicapants demeurent l'ingestion de la couche limite et la décélération du flux. L'ingestion de la couche limite est un paramètre qui influence l'uniformité à la face de la pompe; sur ce point les auteurs sont unanimes. En revanche, il est nécessaire de nuancer l'influence qu'elle peut avoir. En effet, [Brandner, 2007] effectue une étude expérimentale et en conclut que pour un IVR inférieur à 2, une couche limite plus faible est favorable à l'uniformité, mais que pour un IVR supérieur à 2, une couche limite plus épaisse donnerait un flux davantage uniforme. Il faut néanmoins mentionner que ces auteurs travaillent sur des bateaux de très grandes dimensions, donc avec une longueur mouillée très importante devant l'entrée.

Il est donc reconnu que le profil de vitesse à l'entrée de la pompe n'est pas uniforme, et que cela a un impact négatif sur la pompe. De nombreuses études ne fournissent aucun résultat du champ des vitesses à la face de la pompe, alors que la qualité de ce champ de vitesses est un paramètre très important du point de vue des concepteurs. [Dai et al., 1995] et [Van Esch et al., 2005] expliquent qu'en minimisant les distorsions du fluide dans l'entrée d'eau, il est possible d'améliorer le rendement de la pompe et de réduire les problèmes de cavitation et de vibration. Ainsi l'optimisation de la conduite mènera à une augmentation du rendement de celle-ci, ainsi que du rendement rotatif (donc engendrera un écoulement plus uniforme). Afin de comparer les différents profils de vitesse pour optimiser les performances du système de propulsion, le rendement peut être représenté en fonction d'un critère de non uniformité. Un critère pertinent nous est confié par [Bulten, 2000]. Il représente cette non-uniformité au travers de l'expression adimensionnelle suivante :

$$\xi = \frac{1}{Q} \int \sqrt{(v - v_p)^2} dS_p \quad (2.17)$$

avec  $S_p$  la surface de l'entrée de la pompe,  $v$  la vitesse axiale locale, et  $Q$  le débit.

Une solution à cette non uniformité pourrait être un mécanisme appelé inducteur. Les inducteurs, dont font état [Lakshminarayana, 1982], [Acosta, 1958] et [Pearsall, 1973], sont prévus, entre autre, pour retarder l'apparition de la cavitation dans la pompe. Ils sont considérés comme des extensions du rotor qui pourraient influencer la non uniformité du flux. Pour les propulsions hydrojet, la non uniformité du flux à l'entrée de la pompe est un facteur majeur qui affecte les performances de la pompe, et la question de savoir comment un inducteur pourrait

améliorer cet aspect des performances dépend principalement de leur forme et d'investigations expérimentales. En l'absence de résultats détaillés sur ces investigations, il n'est pas possible de statuer sur la question de savoir si les inducteurs conventionnels vont influencer de façon significative et favorable les performances de la pompe, mais des expérimentations sont encourageantes sur ce point. Un dérivé des inducteurs est proposé par [English, 1994] : le mécanisme consiste en une hélice en rotation libre installée sur l'arbre moteur juste devant le rotor. D'après l'auteur, elle permettrait d'homogénéiser le flux devant le rotor. C'est un appendice similaire au « Grim wheel » déjà installé sur certaines propulsions marines (voir Figure 2.14).

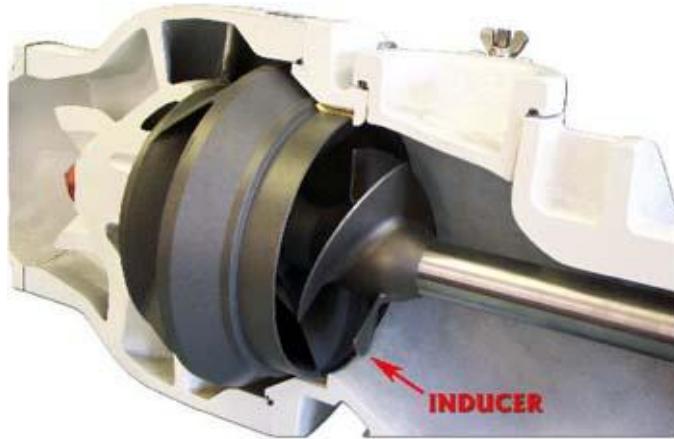


Figure 2.15 – Inducteur devant une pompe [ARS Marine Inc., 2012]

#### 2.5.4 Arbre moteur

L'arbre moteur qui traverse la conduite d'entrée a une influence non négligeable sur le flux, il est donc important de le représenter lors des simulations. [Hu and Zangeneh, 1999] utilise Fluent pour observer l'effet de sa présence dans l'écoulement. D'après ses résultats, il est clair que sa présence joue un rôle important en créant un flux secondaire dans l'entrée d'eau, et déforme la distribution de pression totale à la sortie de la conduite. Il est également intéressant de noter que, toujours d'après ses résultats, la rotation de l'arbre induit une légère asymétrie dans le champ de pression, mais qu'elle est atténuée avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Des résultats similaires ont été validés expérimentalement par [Seil, 2001]. [Hughes et al., 2003], quant à lui, explore la possibilité de supprimer l'arbre de la conduite en entraînant le rotor par l'extrémité des pales. D'après lui, la présence de l'arbre engendrerait des variations cycliques des performances du rotor. Le supprimer permettrait donc d'avoir un flux plus uniforme, et ainsi une poussée supérieure. Il envisage un entraînement mécanique et un entraînement électromagnétique. L'entraînement mécanique présente de gros désavantages (rendement plus faible, pertes par friction, fuites...), si bien qu'il privilégie l'entraînement électromagnétique. L'étude semble concluante en termes de performances hydrodynamiques, de facilité d'assemblage, et de flexibilité d'agencement. [Marc, 2009] avait également étudié l'influence de

l'arbre et en avait conclu qu'il serait bon de le supprimer de l'entrée d'eau. Il faut néanmoins remarquer que certains auteurs tels que [Seil, 2000] précisent que supprimer l'arbre ou lui rajouter une enveloppe profilée viendrait perturber l'écoulement. Il serait donc préférable de conserver un arbre nu traversant l'entrée d'eau.

## 2.6 Computational Fluid dynamics (CFD)

La CFD représente le calcul numérique appliquée à la mécanique des fluides. Cela consiste en fait à résoudre les équations fondamentales de la mécanique des fluides sur une géométrie donnée. C'est un outil qui offre des bénéfices considérables pour le développement de géométries d'entrées d'eau puisqu'il permet d'améliorer significativement la compréhension des phénomènes hydrodynamiques qui ont lieu dans la conduite. De plus, il permet de réduire le temps de développement d'un produit (selon l'expérience en CFD du concepteur), tout en diminuant considérablement les coûts expérimentaux (une baisse de 60 % peut facilement être envisagée dans le cas de la conception d'une entrée d'eau de propulsion hydrojet). En effet, il est possible de résoudre les équations gouvernant le flux qui circule à travers le système en quelques heures, d'examiner les résultats avec des interfaces graphiques, de modifier la géométrie du système ou les conditions limites du modèle et de relancer la simulation. L'ingénieur peut donc lancer une simulation durant la nuit, examiner les résultats et modifier le modèle durant le jour. Le procédé est répété jusqu'à ce que le système soit optimisé sur l'ordinateur, pour ensuite être testé expérimentalement [Seil, 1997].

### 2.6.1 Géométrie

C'est la première étape à effectuer. Elle est généralement réalisée avec un logiciel de Conception Assistée par Ordinateur (CAO) tel que Catia. Elle est ensuite importée dans un logiciel de CFD, dans notre cas Ansys CFX. Elle est alors retouchée afin de corriger tous les défauts qu'il pourrait y avoir et qui pourraient nuire à la génération du maillage. Pour réaliser ce travail, le logiciel ICEM sera utilisé. C'est un logiciel de maillage avancé qui permet de faire des corrections sur les surfaces. Des surfaces pourront également être créées dans ce logiciel.

### 2.6.2 Maillage

Cette étape doit être réalisée de manière rigoureuse. En effet, quel que soit le type de maillage utilisé, la qualité du maillage sera un gage majeur de la validité des résultats. Il existe plusieurs types de maillages :

- Le maillage structuré, adapté à des résolutions de problèmes physiques dans les zones proches des parois car le maillage est aligné avec la direction principale de l'écoulement (dépendamment du logiciel utilisé). Il est également avantageux pour un système allongé car il peut être étiré dans la direction de l'écoulement, ce qui réduit grandement le nombre de mailles

[Fletcher et al., 2004]. De plus, ce type de maillage est limité aux domaines descriptibles par un quadrilatère (2D) et un hexaèdre (3D), et devient difficilement applicable à des géométries complexes. Il pourrait néanmoins être plus adapté pour la conduite du système de propulsion.

- Le maillage non structuré, quant à lui, peut faire appel à des tétraèdres et des prismes. Il peut être contrôlé pour avoir un maillage plus fin sur les surfaces courbes ou pour certaines zones particulières. Le maillage se réalise alors en deux étapes : dans un premier temps le remplissage intérieur, puis, dans un second temps, le maillage de peau. Dans un écoulement, il sera approprié de mailler avec des prismes près des parois afin d'être bien aligné avec l'écoulement (voir Figure 2.15). Cela permettra également de considérer davantage l'influence de la couche limite, tout en réduisant le nombre d'éléments et en étant plus précis. Le maillage ainsi créé se définit par l'épaisseur de la première couche ( $Ep$ ) sur la paroi, par le nombre de couche ( $N$ ) et par le facteur d'expansion ( $Ef$ ). Le maillage du volume central est caractérisé par la taille de ses éléments ( $Te$ ). Ce type de maillage présente l'avantage d'être plus rapide à exécuter, les éléments remplissant automatiquement le volume, ce qui implique également d'être plus lourd dans la mesure où il peut y avoir plus d'éléments de taille plus petite.

Il faut néanmoins éviter les mailles présentant un angle inférieur à  $30^\circ$  qui peuvent générer une perte de précision. Dans un souci de simplification de l'étape de maillage (de nombreuses géométries seront testées), et malgré la précision plus faible (plus d'erreurs numériques), le maillage choisi sera de type non structuré. En effet, le résultat reste tout à fait acceptable et se réalise plus rapidement (d'après l'expérience de [Marc, 2009]). Le maillage sera également raffiné aux endroits dits « sensibles » pour mieux observer les phénomènes tels que la recirculation.

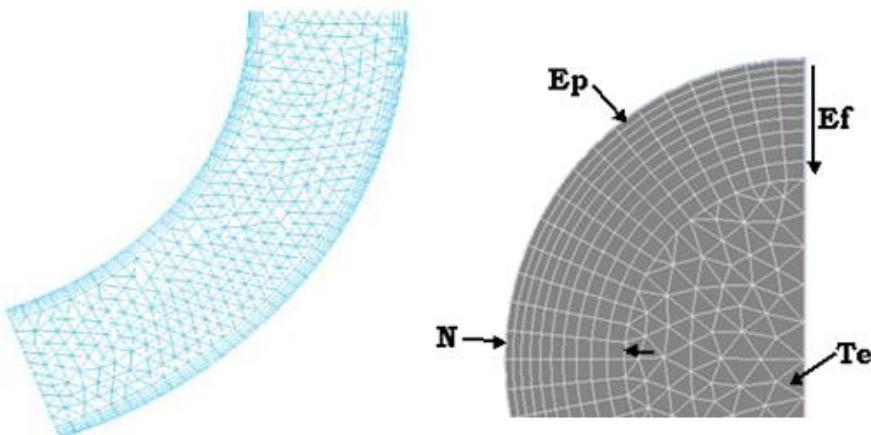


Figure 2.16 – Exemple de maillage non structuré avec prismes contre parois

### 2.6.3 Conditions aux frontières

Pour la simulation CFD, il est nécessaire de définir l'écoulement, et donc les différentes informations sur les éléments aux frontières. Ces informations peuvent être fixées de manière

globale ou bien précisément en important des profils (de pressions ou de vitesses) à partir de simulations. C'est-à-dire qu'une première simulation sera effectuée sur un volume de contrôle global (ensemble du véhicule) ce qui simplifiera grandement la simulation, et permettra d'obtenir les conditions aux frontières du volume de contrôle réduit. De façon générale, les conditions aux frontières sont réparties comme énumérées ci-dessous :

- En entrée, il est recommandé d'imposer des vitesses dans toutes les directions ainsi que les paramètres du modèle de turbulence (voir sous-section 2.6.4).

- En sortie, des pressions devront être imposées pour obtenir une combinaison vitesse en entrées / pressions en sortie robuste numériquement. Cela permettra d'avoir une résolution plus stable du système d'équation qui régit l'écoulement (guide ANSYS).

- Au niveau des parois, une condition de non glissement sera appliquée pour considérer la vitesse nulle et l'effet du cisaillement du fluide sur les frontières solides.

#### 2.6.4 Modèle de turbulence

La turbulence se caractérise par le développement dans l'écoulement de tourbillons de différentes tailles et durées de vie [Fletcher et al., 2004]. On trouve trois méthodes de modélisation d'un écoulement turbulent [Brun, 2008] : la DNS (Direct Numerical Simulation) pour représenter la totalité des phénomènes physiques, la LES (Large Eddy Simulation) pour laquelle on représente uniquement les plus gros tourbillons en fonction du temps, et enfin la RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) dans laquelle on ne représente que l'écoulement moyen. Nous nous intéresserons ici à la simulation des équations de Navier-Stokes moyennées. Afin de prendre en compte la turbulence, chaque variable (vitesse, pression...) est décomposée en deux termes : un terme moyen, et un terme fluctuant. Les deux principaux modèles de turbulence utilisés pour les simulations d'écoulement de propulsion hydrojet que l'on trouve dans la littérature sont le modèle  $k - \varepsilon$  et le modèle *RSM* (Reynolds Stress Model, type *SSG*, Spezial-Sarkar-Gatski). Le modèle  $k - \varepsilon$  était le modèle le plus couramment utilisé (en autre par [Bulten, 2006] et [Hu et al., 1999]). C'est un modèle à deux équations (la première correspond au transport de la turbulence,  $k$ , et la seconde décrit la dissipation de la turbulence,  $\varepsilon$ ). Il est bien adapté aux écoulements où la turbulence est développée (nombre de Reynolds élevé). Il présente néanmoins des problèmes en proche paroi ainsi que le défaut d'avoir tendance à prédire des viscosités turbulentes trop élevées dans les zones stagnantes, dans les écoulements rotationnels, et dans le cas de courbure des lignes de courant importante [Fletcher et al., 2004]. Le modèle *SSG*, quant à lui, est plus sophistiqué et plus lourd. Il résout les équations pour les six composantes des contraintes de Reynolds et pour  $\varepsilon$ . Il est préconisé dans le cas d'écoulements fortement tourbillonnaires. Les travaux de [Marc, 2009] basés sur les expérimentations de [Whitelaw et Yu, 1993] ont montré que la simulation d'une conduite en S sans pompe en utilisant le modèle *SSG* représentait clairement mieux la recirculation, dans la mesure où il prenait en compte la turbulence dans toutes les directions. En revanche, lors de la simulation d'une pompe, le modèle  $k - \varepsilon$  s'est avéré plus robuste. En effet, même si les résultats obtenus sont très proches, le modèle

$k - \varepsilon$  converge mieux (temps de calcul plus faible). Le modèle  $k - \varepsilon$  sera donc utilisé dans l'étude. À noter qu'un dernier modèle intéressant de turbulence, le  $k - \omega$  SST (Shear Stress Transport, l'un des plus utilisés du moment) rassemblant des propriétés du  $k - \varepsilon$  dans les zones loin des parois et du  $k - \omega$  en zone de proche paroi, pourra être envisagé dans un futur projet.

### 2.6.5 Propriétés des fluides

Plusieurs fluides peuvent cohabiter dans le système de propulsion : l'eau, évidemment, mais aussi l'air et la vapeur d'eau (cavitation). Il sera nécessaire de spécifier la présence de chacun d'eux, ainsi que leurs propriétés, à savoir leur densité et leur viscosité dynamique, et le modèle de transfert entre l'eau et la vapeur. Dans l'étude présentée ici, le fluide sera considéré comme étant incompressible.

### 2.6.6 Paramètres du contrôle

La résolution des équations s'applique à chaque élément du maillage. A chaque itération effectuée, le solveur cherche à trouver une solution qui respecte les diverses équations. Cet écart entre la solution au début d'une itération et celle obtenue à la fin est matérialisée par les résidus moyennés (issus des équations de la conservation de la quantité de mouvement et de la conservation de la masse). Afin d'obtenir une solution exploitable, il est nécessaire de s'assurer de la convergence des résultats au travers de critères tels qu'un seuil minimum à atteindre pour ces résidus moyennés. Une fois les résidus inférieurs à une certaine valeur fixée par l'utilisateur, le solveur s'arrête. Dans notre cas, d'autres données joueront également le rôle de critères de convergence, à savoir la traînée et le débit d'eau, qui seront mesurés tout au long de la simulation.

### 2.6.7 Traitement des résultats

Une fois la simulation terminée, les résultats seront dépouillés : à ce stade, il est intéressant de porter son attention entre autres, aux pressions totales, à  $k$ , à  $\frac{\mu_t}{\mu}$  avec  $\mu_t$  la viscosité turbulente, au débit à travers la pompe, au couple moteur et à la poussée. Le logiciel Ansys CFX offre également un certain nombre de possibilités d'affichage (des lignes de courant, des pressions totales, ou encore des vitesses dans le flux) dont il serait dommage de se priver et qui donne un aperçu rapide de la simulation. Cela permet, entre autre, de comparer des concepts simulés entre eux, ou de mieux comprendre les phénomènes (recirculation, cavitation ...) qui peuvent apparaître lorsque l'on modifie la géométrie de l'entrée d'eau.

## 2.7 Étude paramétrable

L'optimisation d'une propulsion hydrojet requiert l'optimisation de la forme de la coque et de l'entrée d'eau en même temps. Mais cela est très complexe. Afin d'aborder ce problème, seule l'optimisation de l'entrée est généralement effectuée. À cette fin, l'une des méthodes utilisée consiste à décrire la géométrie par un ensemble de paramètres, puis d'utiliser une fonction décrivant les performances de l'entrée. L'optimum sera obtenu lorsqu'un ensemble de paramètres minimisera cette fonction. L'optimisation doit se focaliser sur un certain IVR. Cette procédure est suivie par [Seil, 1997] qui cherche à optimiser une entrée d'eau sans arbre pour un IVR de 1,7 (correspondant à une vitesse du véhicule de  $20,6 \text{ m.s}^{-1}$ ). Lorsqu'on s'intéresse à l'étude d'un large nombre de configurations géométriques, comme dans le cas de l'optimisation d'une entrée d'eau de propulsion hydrojet, il est crucial que le processus de génération soit automatisé de la façon la plus pratique possible. Le premier pas dans cette génération automatique est de définir une géométrie paramétrique. Dans son étude, [Seil, 1997] choisit d'approximer sa géométrie par 8 paramètres (voir Figure 2.16):

- $\alpha$  l'angle d'inclinaison de la conduite par rapport à l'horizontale
- $R_L/R$  le rayon de la lèvre adimensionné
- $H/R$  la hauteur de pompe adimensionnée
- $R_D/R$  le rayon de courbure du second coude adimensionné
- $L_H/R$  la longueur de la section horizontale de la conduite devant la pompe
- $A_0/A_r$  le ratio de l'aire de sortie sur l'aire d'entrée
- $H_L/R$  la hauteur de la lèvre adimensionnée
- $\gamma$  l'angle d'inclinaison du profil de la lèvre

Cette représentation de la géométrie de l'entrée est très simplifiée. L'auteur exploite le fait que les paramètres (excepté  $\alpha$ ,  $A_0/A_r$ , et  $\gamma$ ) peuvent être adimensionnalisés avec le diamètre de conduite. Cela donne l'avantage de pouvoir modifier l'échelle de la propulsion pour d'autres applications.

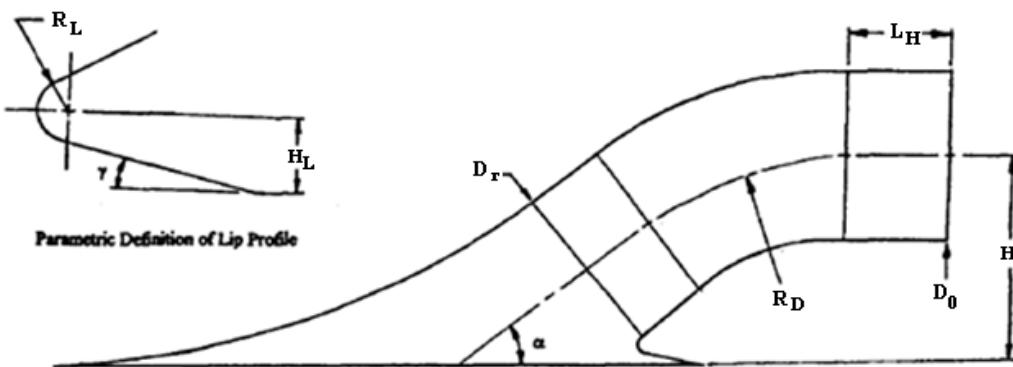


Figure 2.17 – Description des paramètres utilisés par [Seil, 1997]

La seconde étape consiste à trouver comment évaluer les performances des géométries. Pour cela [Seil, 1997] examine ce que serait l'entrée d'eau idéale : elle devrait être exempte de cavitation et de décrochage du flux, délivrer une distribution de vitesse et de pression uniforme à la pompe avec le minimum de pertes de pression totale et le minimum de masse d'eau entraînée. Il aboutit sur quatre critères d'optimisation :

- Un facteur de cavitation, qui permet d'identifier les zones de cavitation.
- La perte de pression totale, qui fournit une mesure du rendement de l'entrée d'eau.
- Un critère de distorsion de la distribution de pression totale à la sortie de la conduite, pour examiner la non uniformité du flux qui a un impact sur le rendement de la pompe.
- Un coefficient de volume. En effet, un grand volume alourdira le bateau et augmentera la traînée.

A partir de ces coefficients, il est possible d'établir une équation dans laquelle chacun des termes est pondéré selon son importance (basé sur l'expérience de l'auteur), et qui permet d'obtenir une géométrie optimale. L'auteur aboutit sur une entrée avec une rampe plus abrupte, avec une lèvre surélevée et au rayon plus petit.

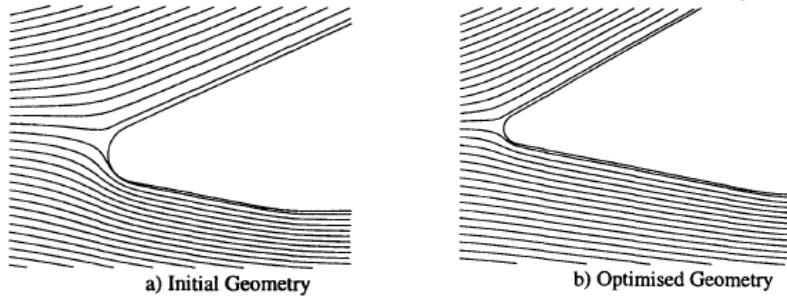


Figure 2.18 – Exemple d'optimisation de la lèvre [Seil, 1997]

À noter que les simulations 2D sont souvent utilisées pendant la phase de départ pour obtenir une section 2D typique et tester la méthodologie. La simulation complète 3D est ensuite effectuée si une géométrie 3D est nécessaire pour obtenir des flux secondaires correctement. Cette méthode est utilisée par [Hu et al., 1999]. Dans un premier temps, il optimise la géométrie du plan médian de l'entrée d'eau, puis, dans un second temps, repasse à une géométrie 3D. Son but est de minimiser les pertes dans la conduite. Cette optimisation est effectuée pour une vitesse faible. Sa nouvelle géométrie aboutit à une réduction de 20 % des pertes de l'entrée.

## 2.8 Géométrie variable de l'entrée d'eau

Afin d'optimiser la géométrie de la conduite, il est nécessaire d'avoir une bonne connaissance des phénomènes néfastes qui diminuent le rendement de la propulsion : le décrochage du fluide qui vient créer des zones de recirculation et des basses pressions, la forme

de la lèvre qui crée des écoulements turbulents, la présence de l'arbre moteur qui engendre un flux secondaire, le coude de la conduite... Mais ces phénomènes ont lieu selon les conditions de fonctionnement. C'est pourquoi il est nécessaire de faire un compromis entre l'amélioration du rendement de la propulsion à vitesse de croisière et l'amélioration des performances à l'accélération si l'on veut conserver des pièces fixes. Les paramètres à optimiser ne seront alors pas les mêmes [Kawashima, 1999].

L'étude préalable de [Marc, 2009] a démontré que même si le fonctionnement en vitesse maximale ne représente qu'un petit pourcentage du cycle de fonctionnement du véhicule, il représente la majeure partie de la consommation d'essence. Augmenter le rendement à haute vitesse aurait donc un impact non négligeable sur la consommation sur un cycle donné. Les phénomènes néfastes au rendement devront donc être minimisés. Comme l'évoquent certains auteurs tels que [Dai et al., 1995], l'idéal serait une géométrie variable adaptée à la fois à un IVR faible et à un IVR élevé. [Etter et al., 1975] passe en revue quelques possibilités d'entrée d'eau variable. Il considère la rampe mobile sur la paroi supérieure de la conduite d'admission, et la lèvre rotative, comme les meilleures opportunités pour faire varier l'aire d'entrée d'eau de la propulsion (voir Figure 2.18). L'auteur conclut néanmoins qu'un travail considérable reste encore à faire pour les entrées d'eau à géométrie variable. [Dusablon et al., 2005] observe également différentes possibilités pour faire varier l'aire d'entrée, parmi lesquelles une rampe rétractable sous la pompe, ou une ailette placée sur la grille venant se refermer à haut IVR pour équilibrer les pressions entre l'intérieur et l'extérieur de la conduite.

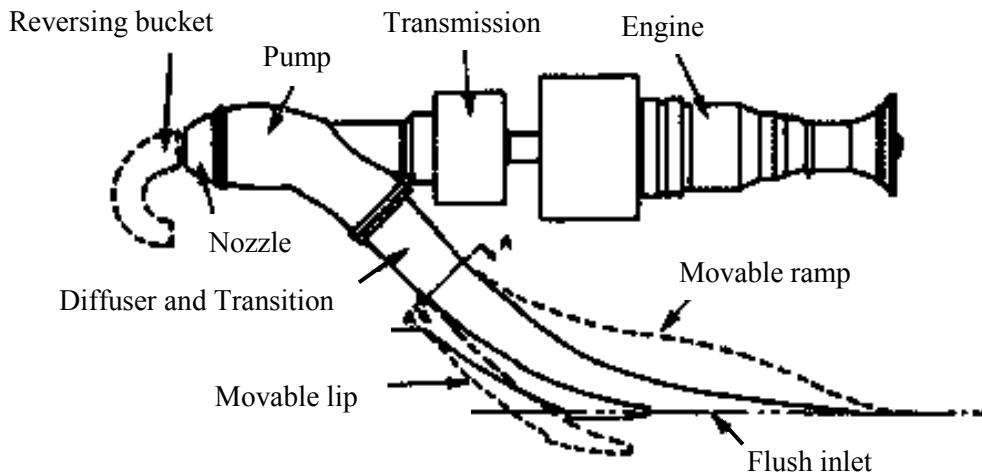


Figure 2.19 – Exemples de géométries variables d'entrée d'eau [Etter et al., 1975]

L'optimisation du système devra certainement passer par un asservissement afin de positionner l'appendice mobile de manière optimale dans tous les régimes et de régler les différents cas problématiques, par exemple dans les sauts de vagues. Il permettra d'éviter toute action incontrôlée lors de la pénétration d'air dans la propulsion, et viendra « fiabiliser » le système.

# CHAPITRE 3 ÉTUDE 2D PARAMÉTRABLE

Il est reconnu que le flux à l'entrée de la pompe est fortement affecté par la géométrie de la conduite en amont de la pompe. En effet, celle-ci provoque une importante non-uniformité du champ des vitesses. Cette non-uniformité est imputable, entre autre, à la présence des 2 coude successifs, de l'arbre en rotation qui traverse la conduite, et du décollement du fluide sur la face supérieure de la conduite. Évaluer l'impact de cette non-uniformité paraît être un point important à étudier. Cela fera l'objet de la première partie de ce chapitre, l'objectif principal étant de trouver les grandes tendances des géométries optimales à haute vitesse. Une étude du plan médian sera donc effectuée (voir Figure 3.1). Elle permettra de caractériser la distorsion à la face de la pompe, ainsi que de choisir une surface de capture qui conditionnera les rendements calculées.

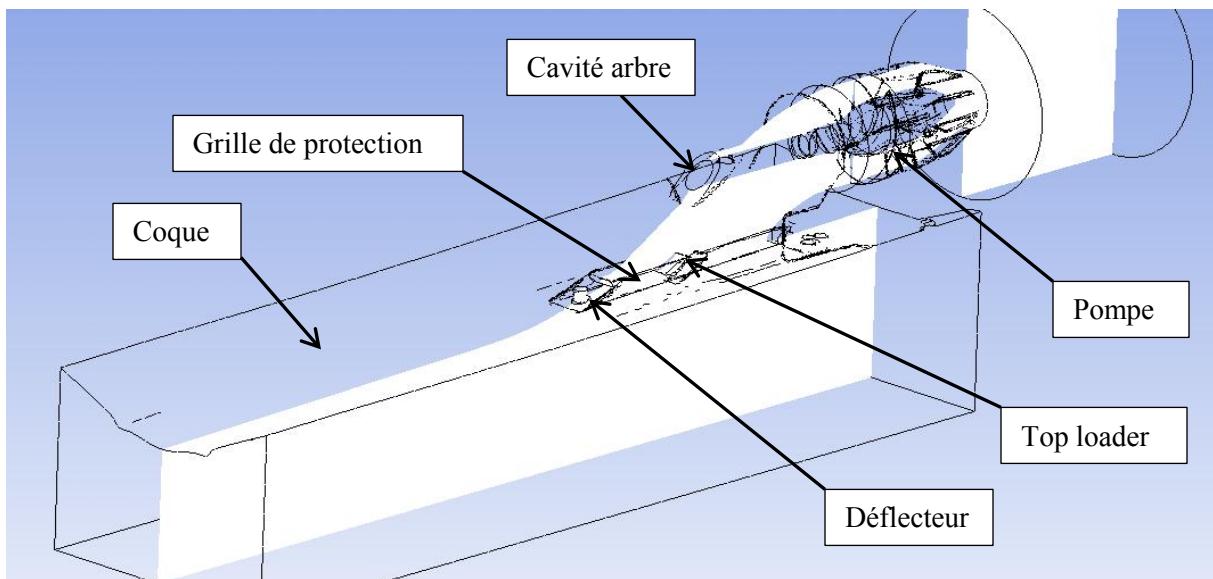


Figure 3.1 – Plan médian du volume de contrôle de la moto marine

## 3.1 Étude de la non-uniformité

### 3.1.1 Présentation

La première étape est l'étude de la non-uniformité à la face de la pompe en 3D, le but étant de trouver le profil de vitesse optimal pour minimiser le critère de non-uniformité, et donc maximiser le rendement de la pompe. Cela permettra d'évaluer le potentiel de certains appendices fixes, tels que les guides qui sont des mécanismes peu couteux et faciles à mettre en œuvre.

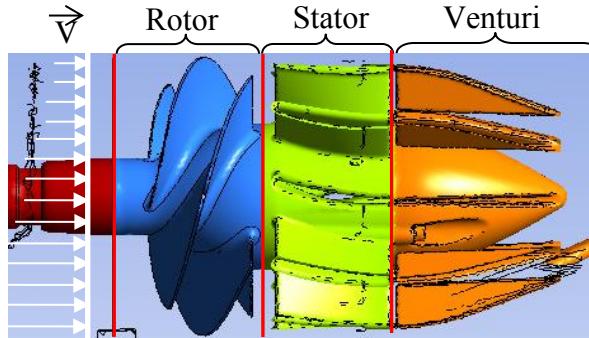


Figure 3.2 – Exemple de profil de vitesse à la face de la pompe

Cette étude aura également pour but de comparer les rendements des différents appendices (rotor, stator, et venturi) pour différents profils de vitesse imposés. Une fois cette comparaison faite, une relation entre le rendement de la pompe et la non-uniformité sera établie. Cela permettra de caractériser la pompe et de la prendre en compte dans l'étude 2D.

Notre modèle de référence sera la géométrie actuelle de la propulsion, avec le profil de vitesse réel (voir Figure 3.2). La vitesse du véhicule considéré est de  $30 \text{ m.s}^{-1}$ . Les premiers profils testés sont uniformes, c'est la longueur de la conduite rectiligne en amont de la pompe qui varie. La pré-rotation du fluide engendrée par le rotor sera ainsi plus ou moins marquée. Des longueurs de conduite de 3 mm, 60 mm, 320 mm (soit 2.D, D étant le diamètre de la pompe), et 640 mm (soit 4.D) sont considérés (voir Figure 3.3). Des ailettes ont également été testées sur une conduite de longueur 4.D (à la manière d'IGV, Inlet Guide Vane), mais les résultats obtenus non pas été concluant. En effet, aucun gain n'a été relevé sur la non-uniformité du flux. Cela vient probablement de la forme non optimisée des ailettes. En second lieu, des profils de vitesse plus ou moins inclinés (de  $11,31^\circ$  à  $59,04^\circ$ ) ont été évalués sur une conduite rectiligne de 60 mm (voir Figure 3.4).

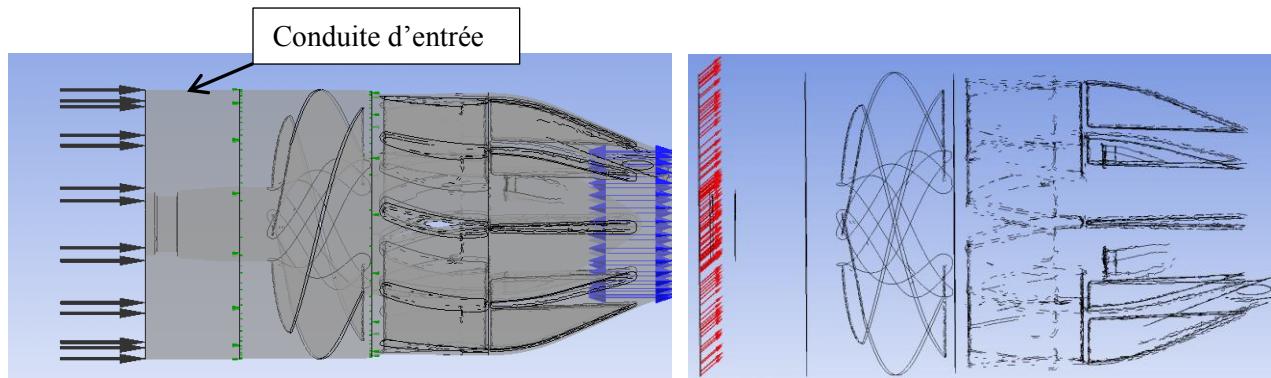


Figure 3.3 – Profil de vitesse uniforme pour une conduite rectiligne de 60 mm

Figure 3.4 – Profil de vitesse incliné de  $38.66^\circ$

Une géométrie obstruant une partie de la face du rotor a ensuite été essayée : différentes hauteurs d'obstruction seront simulées (allant de la moitié de la surface d'entrée de l'eau à 9/10

de la surface ouverte au flux, voir Figure 3.5). Enfin, un profil en pente a été testé (voir Figure 3.6), ainsi que le profil réel sur la géométrie initiale enlevant l'arbre.

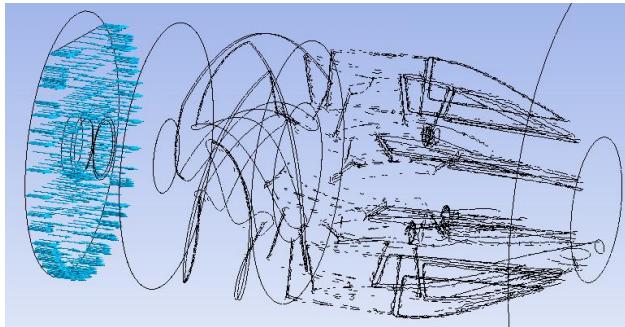


Figure 3.5 – Profil de vitesse uniforme avec obstruction de 1/10 de la hauteur d’entrée

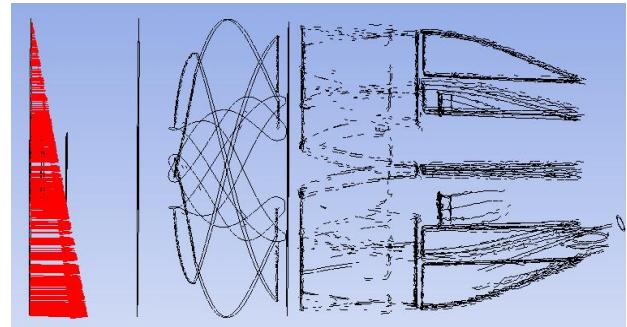


Figure 3.6 – Profil de vitesse de type pente

### 3.1.2 Résultats

Les résultats obtenus sont répertoriés dans le Tableau 3.1 et la Figure 3.7 qui suivent. Les formules utilisées pour le calcul sont celles du Chapitre 2, à savoir (2.15) et (2.17). Les surfaces utilisées pour ces calculs sont symbolisés par les traits rouges sur la Figure 3.2.

Tableau 3.1 – Caractérisation de la non-uniformité

	Pertes rotor (W)	Pertes stator (W)	Pertes venturi (W)	Pertes POMPE (W)	Critère non unif. ( $\xi$ en %)	$\eta$ pompe tot(%)
<b>Profil de vitesse réel géométrie de référence</b>						
Profil uniforme normal, longueur de conduite = 60 mm	30589	21864	17016	69469	27,48	64,26
Profil uniforme normal, longueur de conduite = 2.D	16826	16674	13751	47251	3,41	76,14
Profil uniforme normal, longueur de conduite = 3 mm	16817	16642	13718	47177	4,466	76,06
Profil uniforme normal, longueur de conduite = 4.D	17032	16695	13728	47455	0,57	76,15
Profil incliné à 45°	16818	16636	13674	47128	5,62	76,02
Profil incliné à 11,31°	24872	17579	16561	59012	23,43	67,76
Profil incliné à 21,80°	16894	16771	13810	47475	7,98	75,95
Profil incliné à 30,96°	17026	17455	14714	49195	13,84	75,09
Profil incliné à 38,66°	18488	17487	15478	51453	17,03	73,42
Profil incliné à 53,13°	21400	17353	16088	54841	18,59	70,83
Profil incliné à 59,04°	32936	18318	16794	68048	35,74	60,84
Principe faux palais : hauteur libre de 8/10	43119	19141	16008	78268	47,51	51,97
Principe faux palais : hauteur libre de 9/10	18691	17130	15358	51179	13,17	74,07
Principe faux palais : hauteur libre de 7/10	16981	16606	14084	47671	6,44	75,93
Principe faux palais : hauteur libre de 6/10	21864	18358	16552	56774	21,77	70,67
Principe faux palais : hauteur libre de 5/10	33360	18806	17084	69250	39,38	62,81
Profil type pente	47669	19249	16673	83591	53,52	51,08
Profil de vitesse réel avec géométrie sans arbre sans encoche	21677	18567	16687	56931	17,29	69,85
	30279	20995	16572	67846	29,45	65,10

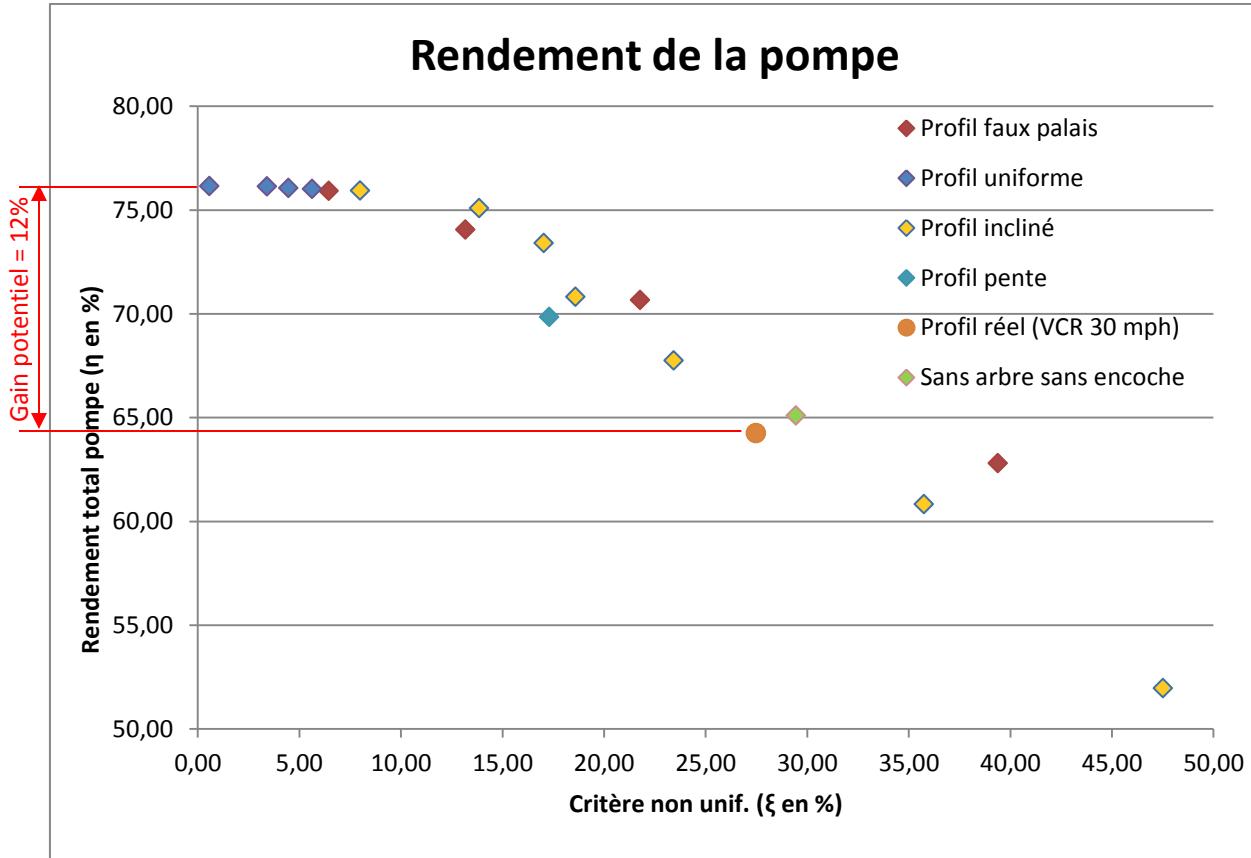


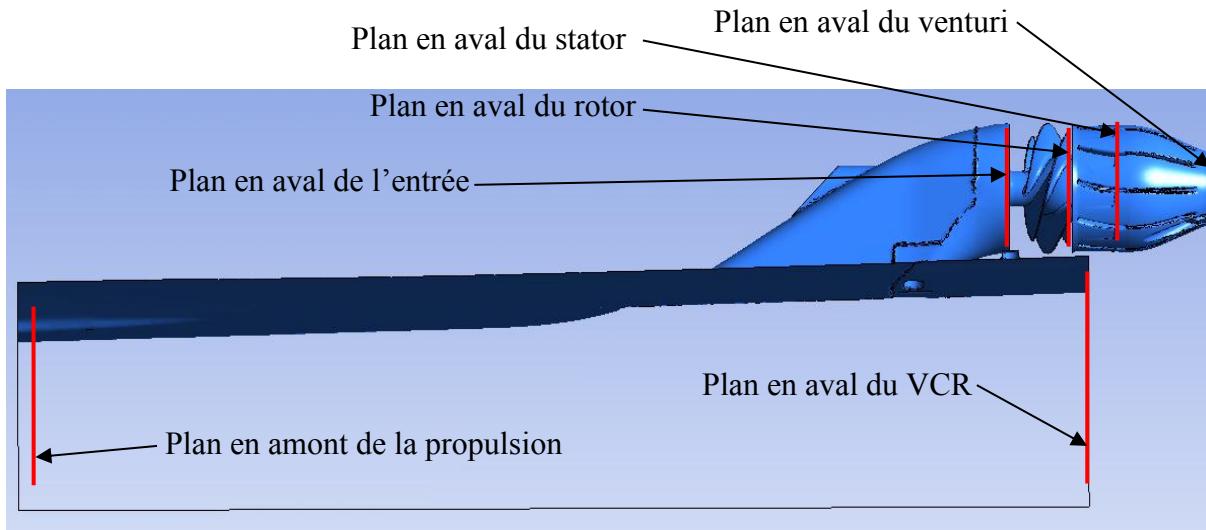
Figure 3.7 – Rendement total de la pompe en fonction du critère de non uniformité

On observe un gain potentiel d'environ 12 % sur le rendement total de la pompe. Il paraît néanmoins très difficilement atteignable. On remarque également que la pré-rotation du fluide n'a que très peu d'effet sur le rendement de la pompe (0.13 % de gain). De plus, un gain de 14 % sur le critère de non uniformité améliorerait déjà grandement le rendement (environ 11 %), et serait d'avantage envisageable de par la difficulté à supprimer la pré-rotation du flux à l'entrée de la pompe. Le potentiel qui apparaît ici est important. Il sera donc pertinent d'envisager des mécanismes tels que des guides (IGV). Cette étude a également permis d'obtenir la relation liant le rendement de la pompe et le critère de non-uniformité, qui sera utile pour caractériser le rendement de la propulsion globale dans l'étude 2D (et dans laquelle il n'est évidemment pas possible de représenter la pompe).

## 3.2 Recherche des surfaces de capture

### 3.2.1 Normalisation

Afin d'évaluer le rendement global de la propulsion, ainsi que celle des différents appendices, il est nécessaire d'identifier les plans de référence (voir Figure 3.8).



### 3.2.2 Surface de capture

La surface de capture représente la surface d'entrée du fluide qui s'écoulera dans la propulsion. Elle peut être visualisée en traçant les lignes de courant à partir de la face de la pompe (voir Figure 3.9). Cette surface est très importante dans le calcul du rendement de l'entrée d'eau. Il faudra donc la définir pour qu'elle s'adapte à toutes les simulations (c'est-à-dire définir sa position en amont de l'entrée). Le choix de la placer à une longueur d'entrée d'eau (soit 60 cm) a été fait de manière arbitraire, de telle sorte à considérer les phénomènes d'interaction entre l'entrée et la coque (voir Figure 3.11).

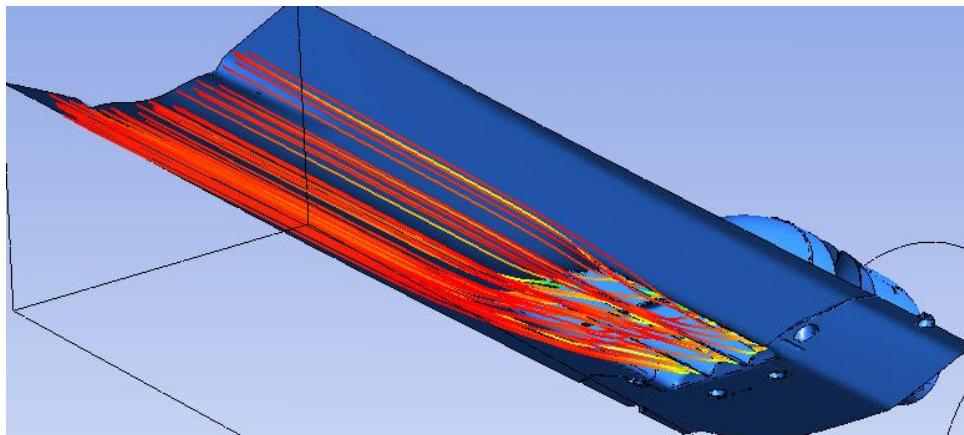


Figure 3.9 – Lignes de courant s'écoulant dans la pompe (tube de courant)

Afin de choisir au mieux cette surface de capture, une comparaison des différentes suggestions extraites de la littérature sera effectuée [ITTC, 2002]. La Figure 3.11 suivante récapitule cette étude :

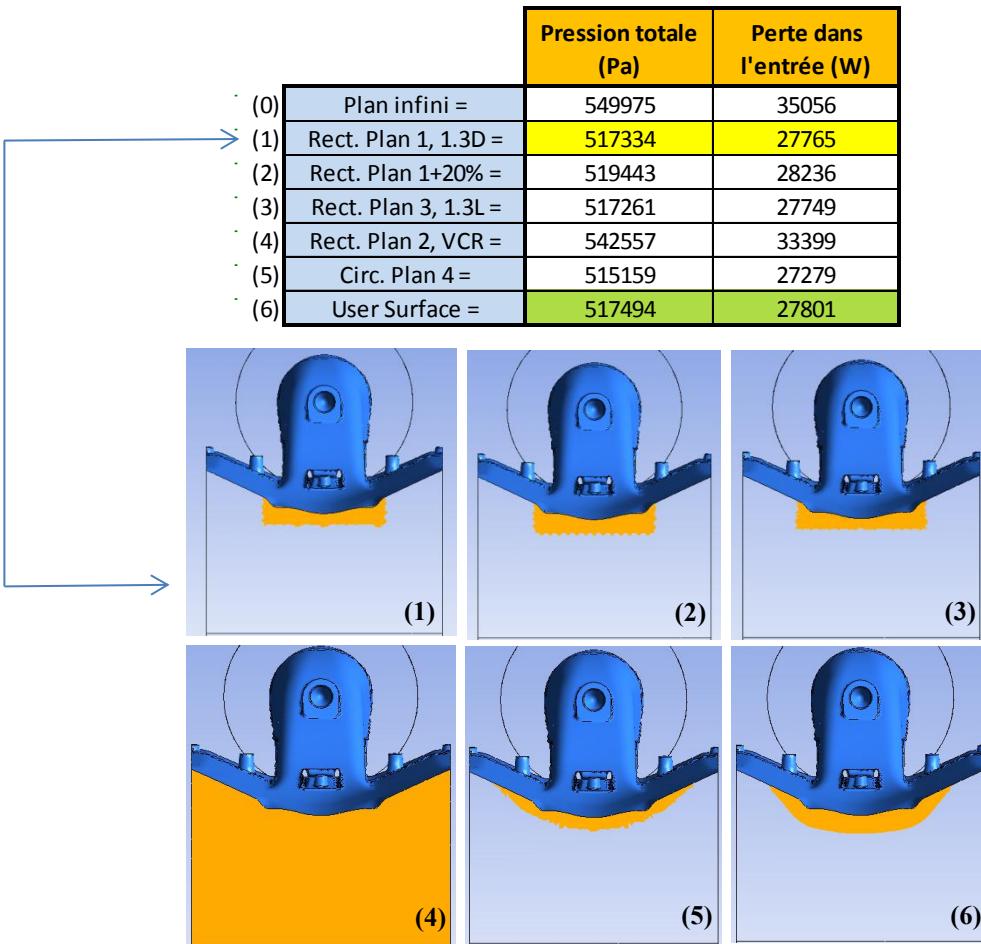


Figure 3.10 – Comparaison des surfaces de capture

La surface la plus réaliste est la numéro (6) qui épouse complètement la forme réelle par laquelle passent les lignes de courant. Mais cette forme ne peut s'adapter correctement à toutes les simulations lorsque l'on retouche à la géométrie. Dans un souci d'automatisation, le plan (1) lui sera préféré. Sa largeur correspond à 1,3 fois le diamètre de la conduite. Les résultats des pressions totales et des pertes dans l'entrée restent très proches de ceux obtenus pour la surface (6) et la différence demeure tout à fait acceptable.

### 3.2.3 Rendement des différents appendices

Le rendement des différents appendices est calculé de la façon suivante :

$$\eta_{app} = 1 - \frac{\delta_{app}}{P_{mot}} \quad (3.1)$$

avec  $P_{mot}$  la puissance moteur et  $\delta_{app}$  les pertes dans l'appendice telles que :

$$\delta_{app} = (P_{tot\ up} - P_{tot\ down}) \cdot Q \quad (3.2)$$

Avec  $P_{tot\ up}$  la pression totale en amont de l'appendice,  $P_{tot\ down}$  la pression totale en aval et  $Q$  le débit volumique d'eau circulant dans la pompe. Le rendement de la propulsion peut alors s'exprimer sous la forme :

$$\eta_{prop} = \eta_{inlet} + \eta_{pompe} + \eta_{VCR} - 2 \quad (3.3)$$

avec  $\eta_{inlet}$  le rendement de l'entrée d'eau,  $\eta_{pompe}$  le rendement de la pompe, et  $\eta_{VCR}$  le rendement du volume de fluide qui s'écoule sous la coque sans rentrer dans la pompe (voir Figure 3.9).

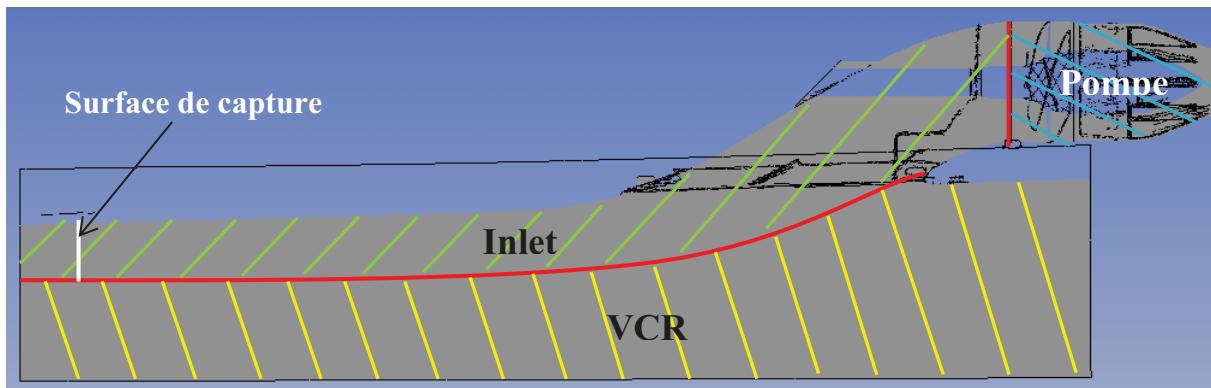


Figure 3.11 – Identification des appendices

### 3.2.4 Identification des zones sources de pertes

Il est intéressant de s'arrêter sur la répartition des pertes dans la propulsion pour envisager des stratégies d'optimisation. La Figure 3.12 représente cette répartition. Les résultats sont obtenus à partir d'une simulation 3D.

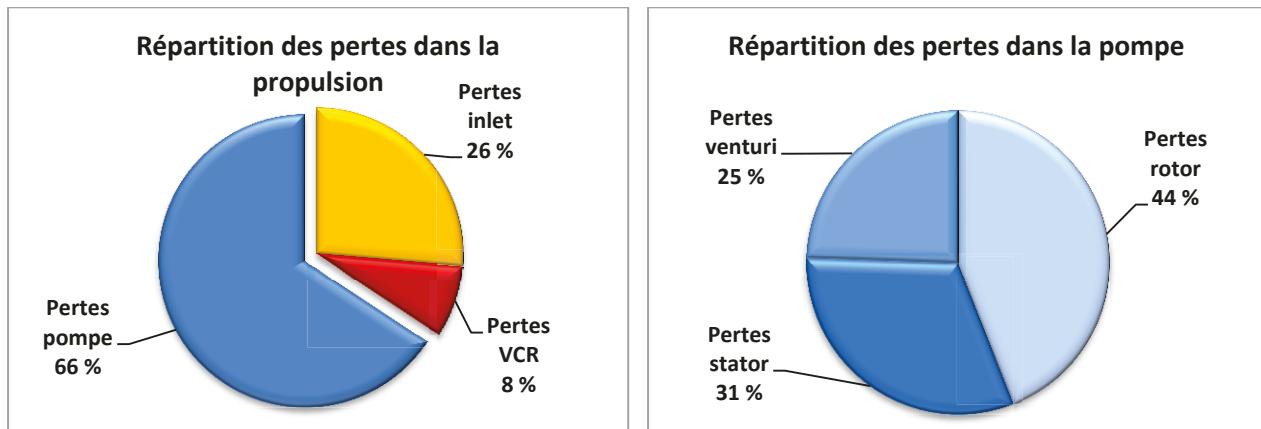


Figure 3.12 – Répartition des pertes dans les appendices de la propulsion

On constate que la majeure source de pertes réside dans la pompe, avec quasiment 2/3 des pertes totales de la propulsion. Cela paraît cohérent étant donné que c'est dans cette partie qu'on

injecte la puissance moteur. Mais la pompe est développée et optimisée pour un flux uniforme. Dans notre cas, la pompe est placée après la conduite d'entrée d'eau de la moto marine. Le flux est donc loin d'y être uniforme. Il paraît donc légitime d'envisager améliorer l'uniformité du flux à la face de la pompe grâce à des modifications géométriques de l'inlet.

### 3.3 Étude 2D paramétrable

#### 3.3.1 Présentation

L'étude 2D paramétrable a pour objectif d'obtenir grossièrement les géométries optimales pour divers ensembles de variables donnés et pour une vitesse du véhicule de 67 mph. Elle déterminera les tendances à suivre pour éliminer ou détailler les concepts envisagés. Mais il est nécessaire de remarquer que les géométries utilisées sont très simplifiées par rapport à la réalité. En effet, l'arbre et la grille situés dans l'entrée ont été retirés car impossible à représenter en 2D. De même, le coffrage de l'arbre permettant d'étanchéifier le passage de l'arbre entre le moteur et la conduite a été supprimé. Les joints, chanfreins et congés entre les différentes parties (coque, entrée d'eau, support de pompe) seront également négligés dans les simulations. L'épaisseur d'extrusion du modèle dépendra de la taille de mailles choisie (finalement 12 mm pour les raisons citées plus loin). En effet, étant donné que l'étude 2D est effectuée pour un fluide, il est nécessaire de donner une épaisseur au modèle correspondant à une épaisseur de maille. Voici la géométrie utilisée (Figure 3.13) :

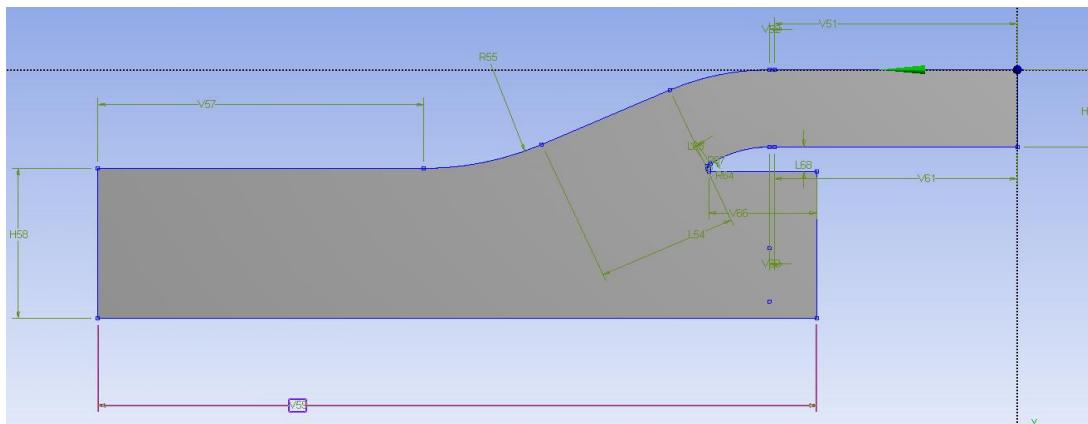


Figure 3.13 – Géométrie de référence pour l'étude 2D paramétrable

#### 3.3.2 Résultats anticipés

D'après la recherche littéraire antérieure effectuée sur des modèles de coques et de propulsions similaires [Marc, 2009], on s'attend à obtenir un gain sur le rendement global de la propulsion en allongeant la rampe supérieure pour qu'elle ait une pente plus douce. Il faudrait donc avoir de plus grands rayons de courbure pour les 2 coude. Ramener le point de tangence vers l'avant de la coque serait également bénéfique en ce sens. Des recherches ont également

rapporté que la géométrie optimale pour une entrée d'eau à haute vitesse serait une aire très inférieure à l'aire d'entrée d'eau du modèle de référence (aussi appelé « stock ») avec une lèvre tranchante, ce qui permettrait de réduire les recirculations néfastes au rendement de la propulsion, par exemple sous la lèvre. Une entrée fermée par une rampe par exemple pourrait convenir. Quant aux basses vitesses, l'idéal serait une aire d'entrée très large avec un rayon de courbure de lèvre élevé afin d'aller chercher le plus d'eau possible de tous côtés.

### 3.3.3 Éléments et matériaux

Étant donné la nature de l'optimisation (écoulement dans une conduite), le seul « matériau » qu'il est nécessaire de préciser est le fluide. Il sera défini dans la partie CFX PRE avec le modèle qui suit :

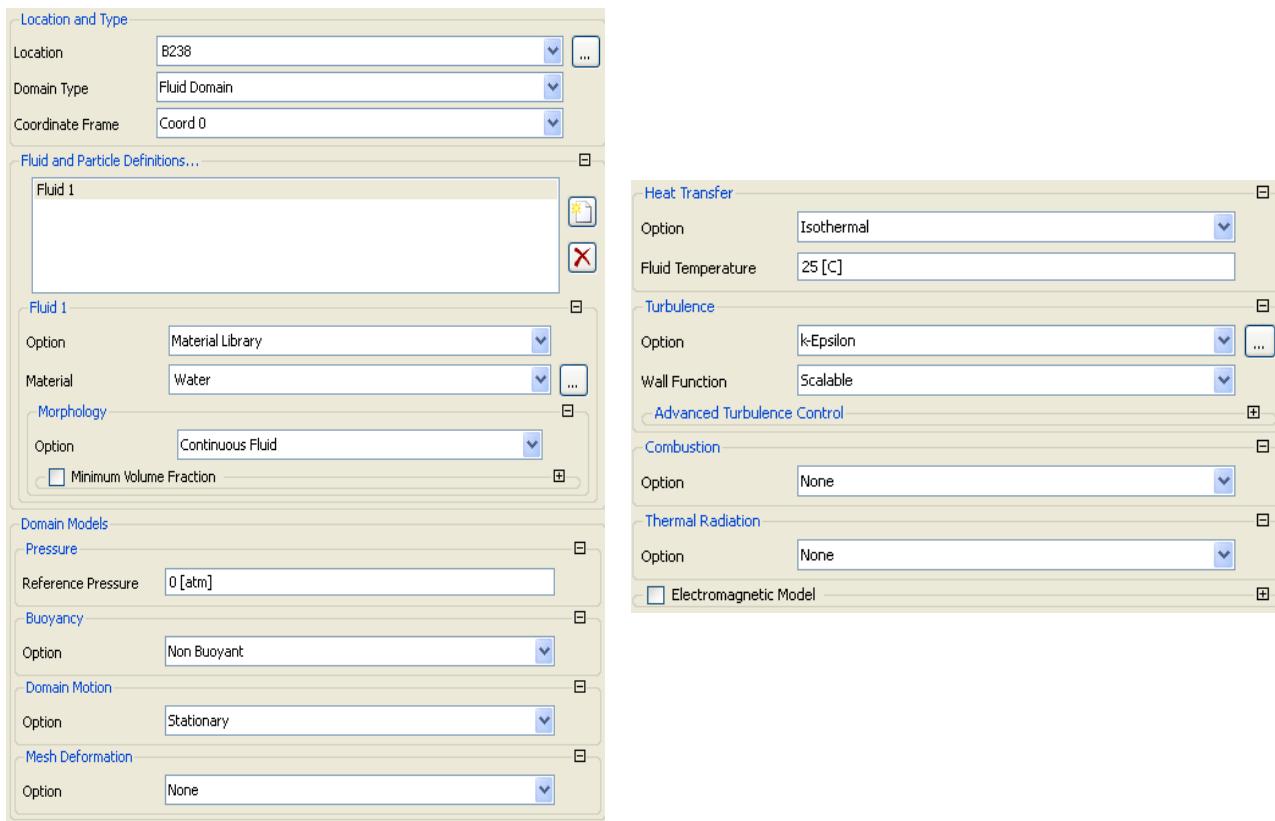


Figure 3.14 – Résumé des paramètres du fluide

### 3.3.4 Maillage

L'optimisation se fait sur un modèle 2D. Pour cette raison, le maillage approprié, et celui utilisé, sera un maillage 2D extrudé (« Extruded 2D Mesh » dans CFX PRE avec l'option full). Cela permettra d'avoir un maillage à une seule couche de mailles sur l'épaisseur. Il faudra néanmoins avoir un modèle d'une épaisseur proche de la plus grande dimension des mailles. En effet, il faudra éviter de trop étirer les mailles en épaisseur. Pour bien saisir l'influence de la

couche limite, un maillage prismatique est utilisé sur les surfaces de l'entrée. L'épaisseur de la première couche, le facteur d'expansion, et le nombre de couches seront fixés. Cela permettra d'obtenir un maillage prismatique constant sur toutes les parois. Des simulations avec différentes tailles de maille ont été lancées afin de s'assurer de la convergence du maillage (2, 4, 8, 12, 24 et 48 mm). Cela nous permettra de choisir une taille de maille judicieuse (12 mm). De plus, un raffinement au niveau de la rampe supérieure, ainsi qu'au niveau de la lèvre semble pertinent : ce sont des zones de recirculation potentielle, ou de décrochage du flux. Elles demandent donc une attention particulière. Enfin, après calcul de la hauteur de la couche limite, et afin de respecter les recommandations d'Ansys (ils conseillent une hauteur de l'ensemble des couches de prismes légèrement inférieure à l'épaisseur de couche limite, entre 10 et 15 couches de prismes, et  $y^+$  compris entre 20 et 200) notre choix se portera sur un maillage à 10 couches de prismes, pour une épaisseur totale de 5,3 mm. Les choix effectués sont représentés dans la Figure 3.15 ci-dessous :

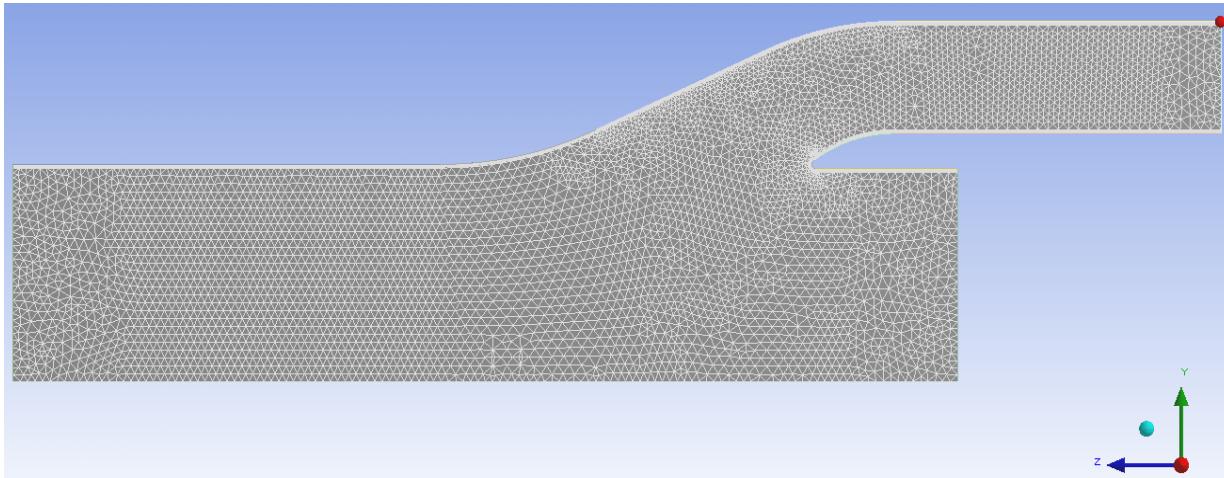


Figure 3.15 – Maillage de la géométrie de référence

### 3.3.5 Conditions frontières

Voici le schéma représentatif des conditions aux frontières appliquées sur la géométrie de référence de l'entrée d'eau (Figure 3.16). Les encadrés blancs représentent les noms des surfaces associées aux conditions :

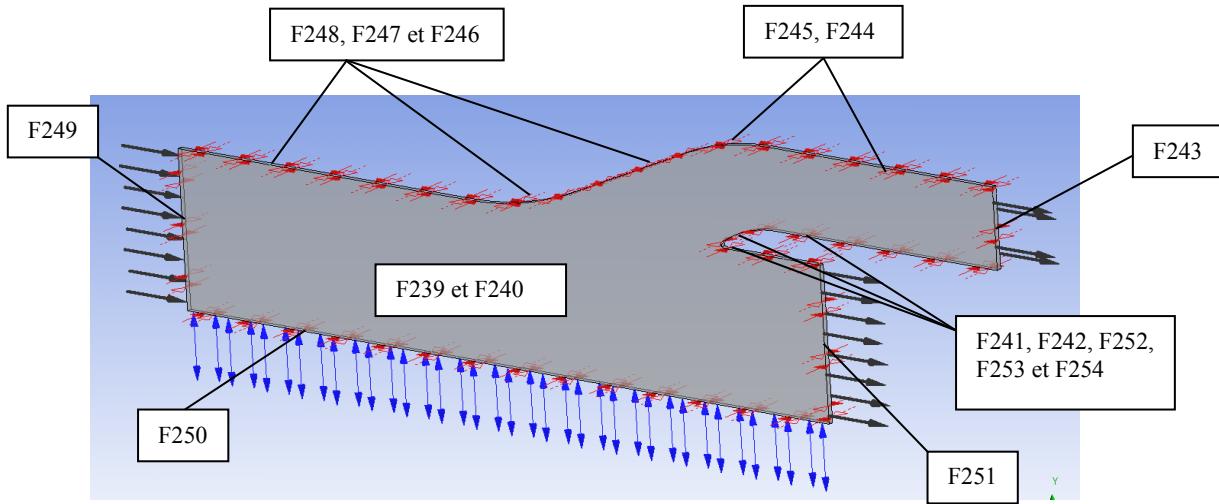


Figure 3.16 – Schéma des conditions limites imposées

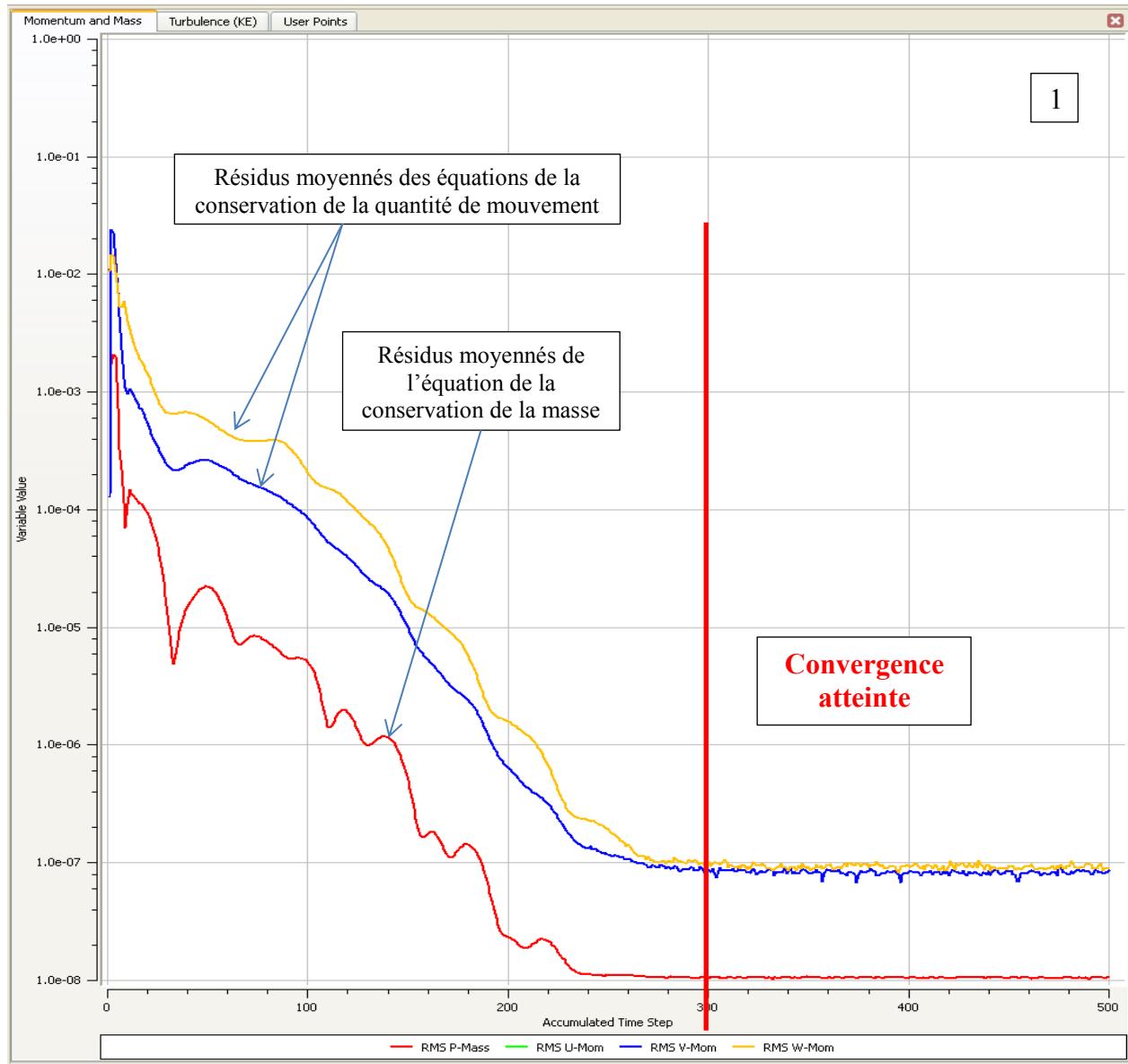
Le résumé de ces conditions limites est présenté dans la Figure 3.17 ci-dessous :

Domain	Boundaries	
<b>Default Domain</b>		<b>Boundary - inlet</b>
Type	INLET	
Location	F249	
<i>Settings</i>		
Flow Regime	Subsonic	
Mass And Momentum	Normal Speed	
Normal Speed	3.0000e+01 [m s^-1]	
Turbulence	Medium Intensity and Eddy Viscosity Ratio	
<b>Boundary - opening</b>		
Type	OPENING	
Location	F250	
<i>Settings</i>		
Flow Regime	Subsonic	
Mass And Momentum	Entrainment	
Relative Pressure	1.0000e+00 [atm]	
Turbulence	Zero Gradient	
<b>Boundary - outlet</b>		
Type	OUTLET	
Location	F251	
<i>Settings</i>		
Flow Regime	Subsonic	
Mass And Momentum	Static Pressure	
Relative Pressure	1.0000e+00 [atm]	
<b>Boundary - outlet rotor</b>		
Type	OUTLET	
Location	F243.	
<i>Settings</i>		
Flow Regime	Subsonic	
Mass And Momentum	Normal Speed	
Normal Speed	1.2154e+01 [m s^-1]	
<b>Boundary - sym</b>		
Type	SYMMETRY	
Location	F239 F240.	
<i>Settings</i>		
<b>Boundary - wall</b>		
Type	WALL	
Location	F241.238, F253.238, F254.238, F252.238, F248.238, F247.238, F246.238, F245.238, F244.238, F242.238	
<i>Settings</i>		
Mass And Momentum	No Slip Wall	
Wall Roughness	th Wa	

Figure 3.17 – Résumé des conditions limites

### 3.3.6 Paramètres de contrôle

La recherche des critères de convergence se fait en simulant différentes géométries plus ou moins handicapantes vis-à-vis du rendement de l'entrée d'eau pour trouver leurs bornes. Le cas référence sera la géométrie stock (voir Figure 3.19). La Figure 3.18 représente la convergence de ce cas :



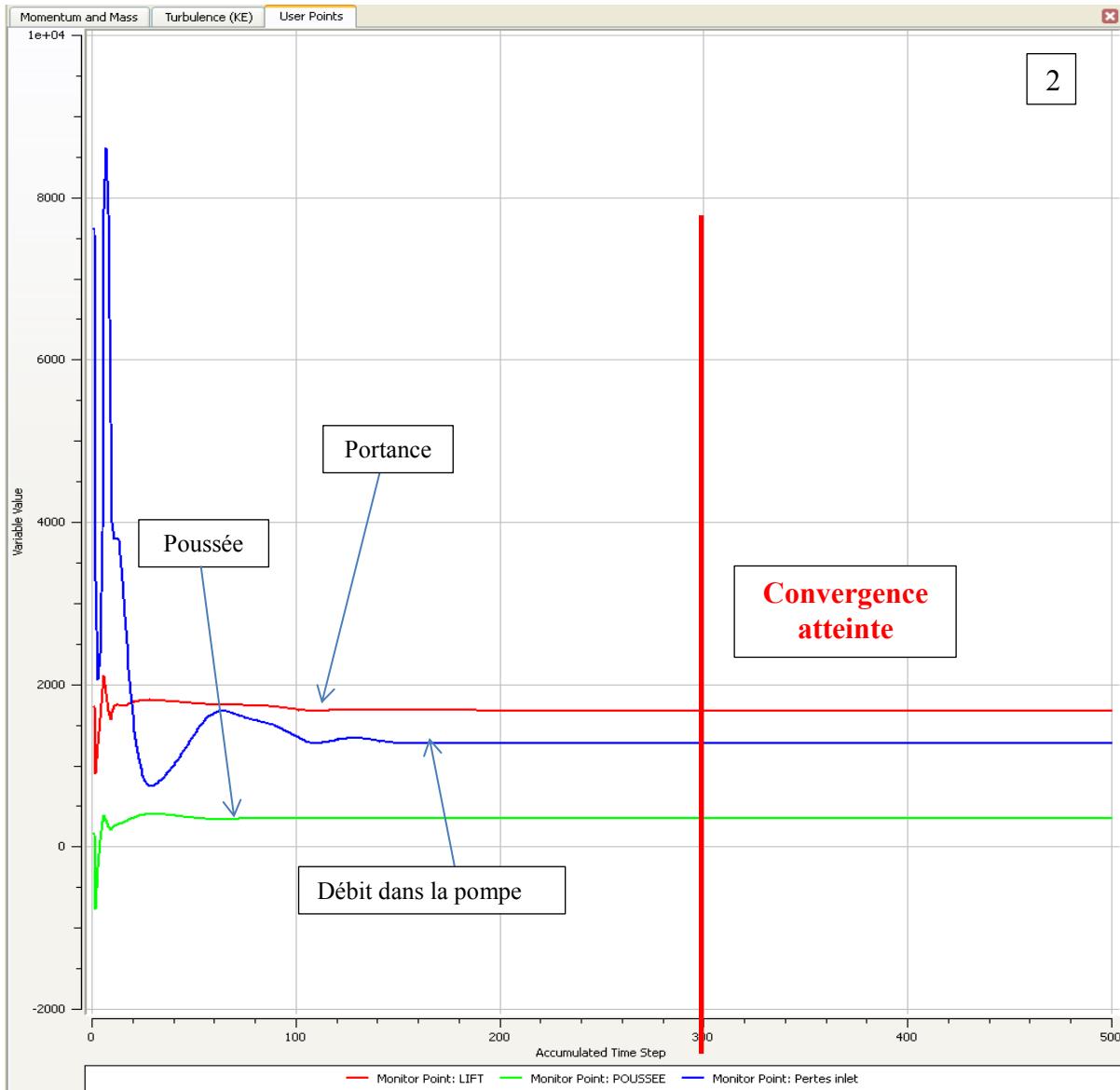


Figure 3.18 – Convergence des résidus moyennés en fonction du nombre d’itération (1) et convergence de la poussée, du débit d’eau dans la pompe et de la portance (2)

On constate que les résidus (graphique de gauche) convergent en dessous de  $10^{-7}$  ce qui est très bon. Dans un même temps les résultats qui nous intéressent (pertes dans l’entrée d’eau, force de traînée, et force de portance, aussi appelée lift, sont de bons indicateurs de performances et ont été rajoutés pour l’occasion), se stabilisent à environ 200 itérations. Cela correspond au nombre d’itérations atteint lorsque les résidus passent sous les  $10^{-6}$ . Après plusieurs tests effectués, aucune différence dans les résultats n’est remarquée lorsqu’on arrête la simulation de référence à 200, 500 ou 700 itérations. Les mêmes tests sont réalisés pour des géométries jugées critiques voir Figure 3.20).

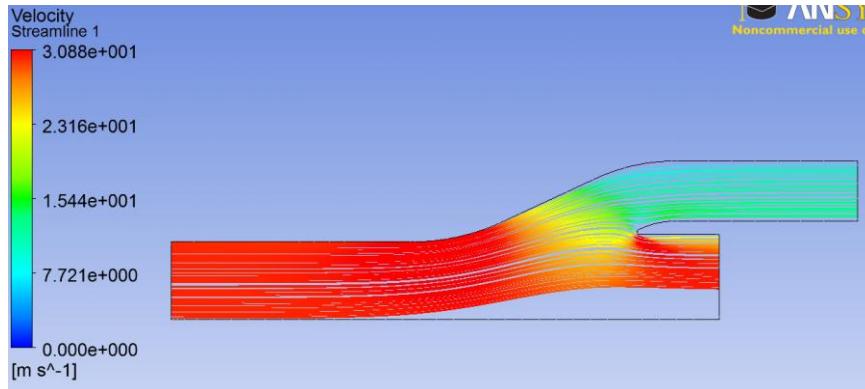


Figure 3.19 – Géométrie de référence

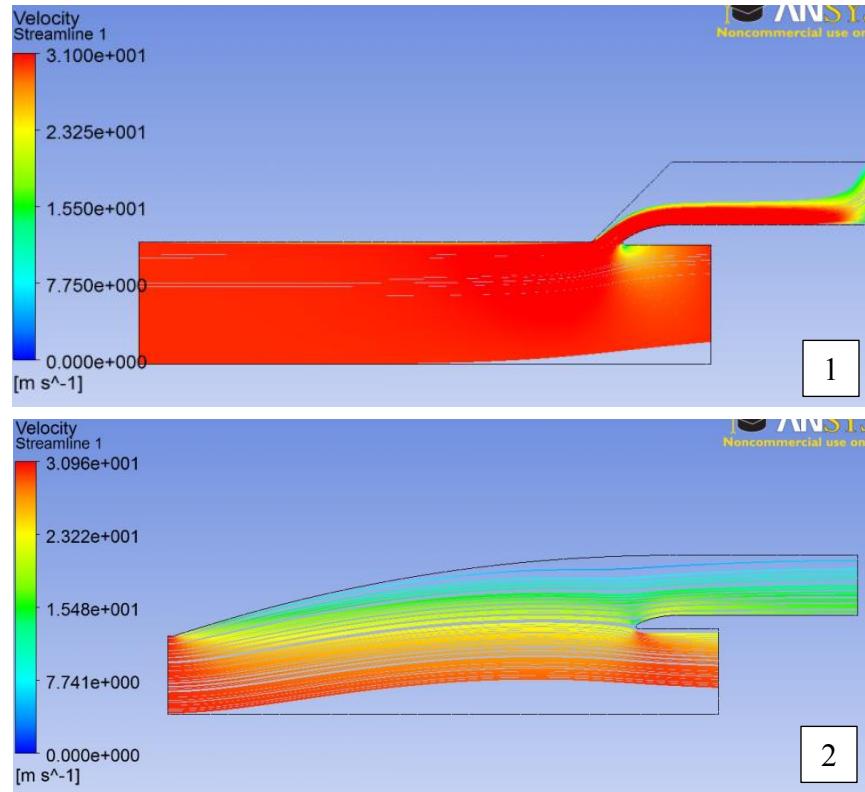


Figure 3.20 – Géométries dites critiques

La géométrie 2, ci-dessus, converge de façon sensiblement identique au cas de référence. En revanche, la géométrie 1 converge beaucoup moins bien (ce qui paraît logique étant donné la grande restriction à l'entrée). Les résidus atteignent  $10^{-6}$  à 400 itérations. Les résultats ont également déjà convergé lorsqu'ils atteignent 400 itérations. En comparant avec une simulation identique mais sur une durée de 700 itérations, on vérifie que les résultats ont effectivement bien convergé à 400 itérations. Les essais effectués sur les géométries et maillages différents nous permettent de choisir des critères de convergence appropriés, qui nous permettent d'obtenir des résultats convergés, tout en conservant un temps de calcul relativement faible :  $10^{-6}$  pour les résidus, ou 200 à 500 pour le nombre d'itérations.

### 3.3.7 Analyse des résultats

L'outil optimisation d'Ansys (« goal driven optimisation ») n'étant pas assez performant et trop limité pour les besoins de l'étude (impossibilité de générer les géométries voulues, donc impossibilité pour le logiciel d'obtenir le nombre de points nécessaires à une optimisation automatique), une optimisation manuelle sera préférée. On peut remarquer qu'un outil plus performant tel que I-Sight associé à un paramétrage sous Catia pourrait être utilisé dans un futur projet pour éviter ces limitations.

- **Rampe supérieure :**

La rampe supérieure compte 4 cotations paramétrables : Rc1, L7, L3, et Rc2 (voir Figure 3.21).

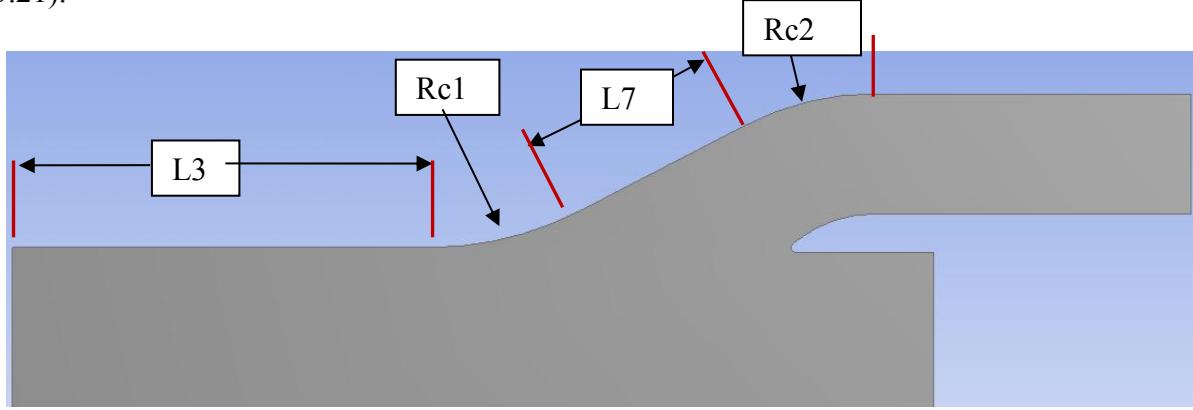


Figure 3.21 – Cotations rampe supérieure

Dans la première étude, on s'intéresse uniquement à la forme optimale de la partie supérieure de la conduite. Le rayon de courbure du second coude (Rc2) n'est pas coté pour éviter de surconstrainer le modèle. Les longueurs L3 et Rc1 sont fixées, et seul L7 varie. Le temps de calcul par géométrie oscille aux alentours de 4 minutes.

Le traitement des données est effectué comme expliqué ci-après : les simulations nous permettent d'obtenir le rendement de l'entrée d'eau, et le critère de non uniformité à la face de la pompe (expression 2.15, 2.16 et 2.17). On « relie » ensuite le critère de non-uniformité au rendement de la pompe pour obtenir le rendement global de la propulsion : étant donné que les simulations 2D ne peuvent pas faire intervenir une pompe réelle, on utilise les résultats de l'étude de la non uniformité réalisée précédemment pour s'approcher au plus près du résultat du rendement de la propulsion globale. Cela nous permet de passer du critère de non uniformité pour la géométrie 2D à un critère de non uniformité pour une géométrie 3D. À partir de ce critère 3D, on obtient le rendement équivalent de la pompe. On peut alors calculer les rendements globaux des propulsions, ce qui nous permet de classer les géométries de l'optimale à la plus handicapante pour le flux (voir Annexe 1).

Cette première étude donne la géométrie suivante (Figure 3.22) comme étant celle qui pénalise le moins le rendement de la propulsion :

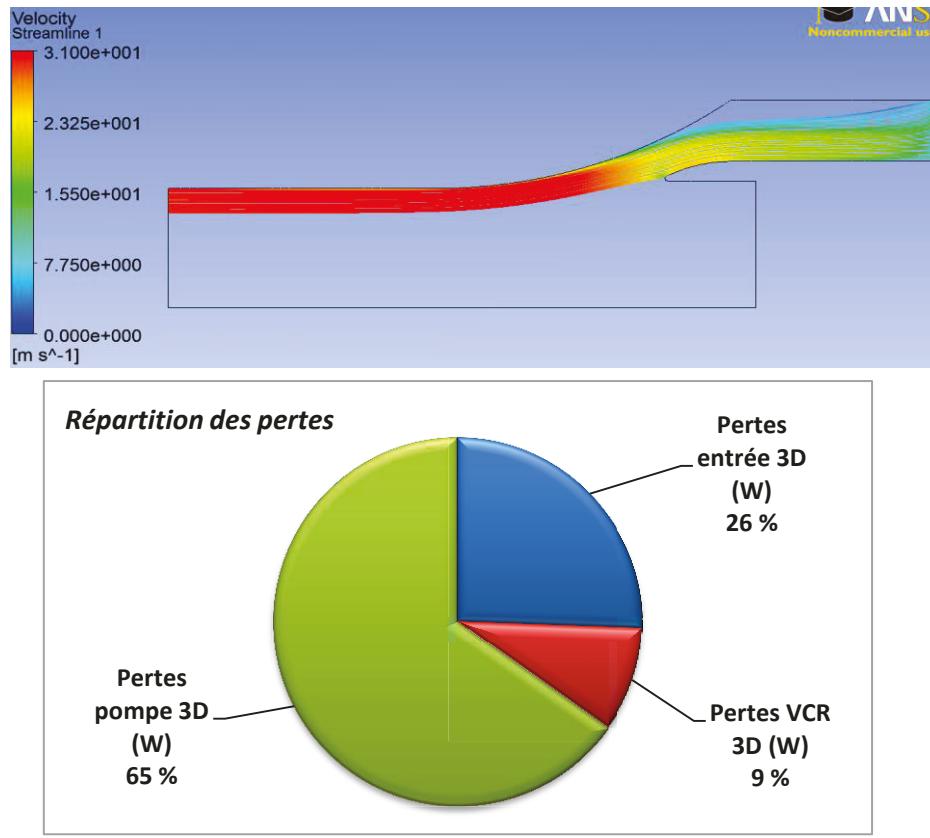
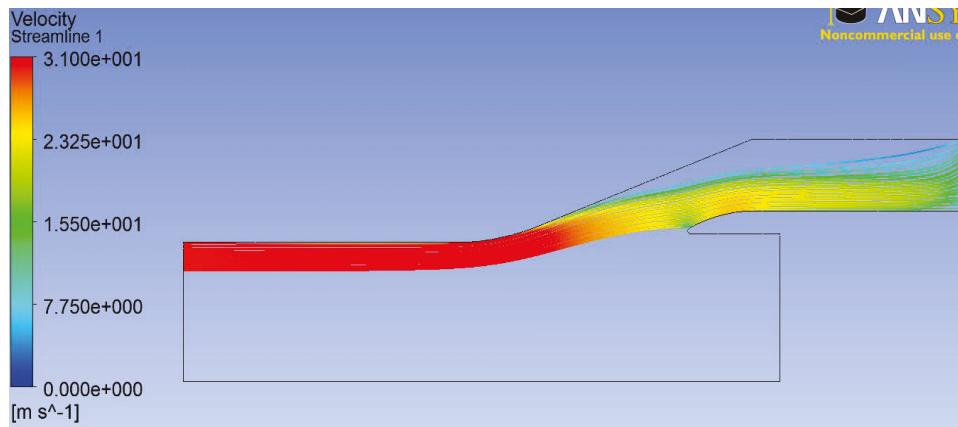


Figure 3.22 – Géométrie optimale pour la variation de L7

Le second coude a complètement disparu au profit d'une rampe totalement rectiligne. Cette géométrie améliore le rendement global de la propulsion de 5.9 % ce qui n'est pas négligeable. Le critère de non uniformité ( $\xi$ ) est de 28,21%. Afin d'accroître davantage ce gain, on effectue une seconde étude en libérant une cotation : la longueur L3 reste fixée, mais cette fois L7 et Rc1 varient. Cela augmente le nombre de possibilités à simuler. Voici la géométrie optimale qui ressort (Figure 3.23):



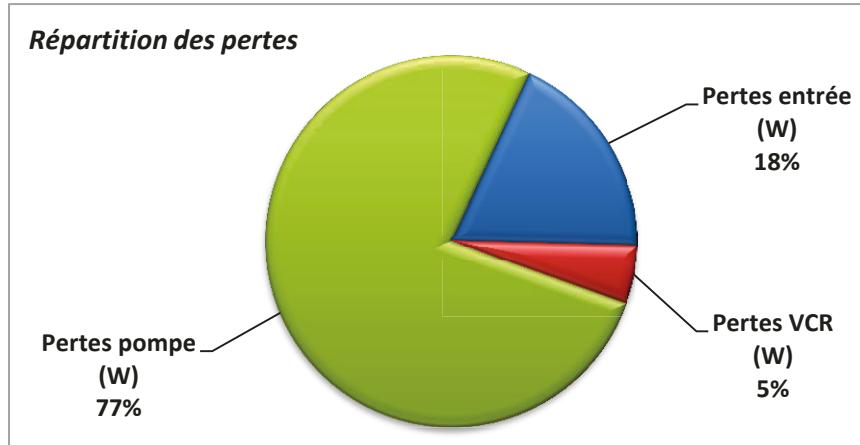


Figure 3.23 – Géométrie optimale pour la variation du couple Rc1 / L7

Cette fois, la portion rectiligne et le second coude ont totalement disparu pour une rampe avec un seul coude plus « doux » avec un rayon de courbure de 1.23 m. Elle permet au flux de décrocher plus tardivement dans la conduite, et donc de réduire la recirculation dans la partie supérieure et d'améliorer le profil du flux à l'entrée de la pompe. Cette géométrie affiche un gain considérable de 9 % sur le rendement global de la propulsion ce qui est très encourageant. Le critère de non uniformité,  $\xi$ , est de 25,17%.

#### - Rampe inférieure :

L'étude suivante porte sur la forme de la rampe inférieure, aussi appelée lèvre. Le paramètre auquel on s'intéresse ici est la longueur de la lèvre ( $L_{lèvre}$  voir Figure 3.24). Cela permettra de vérifier la tendance générale observée par [Marc, 2009].

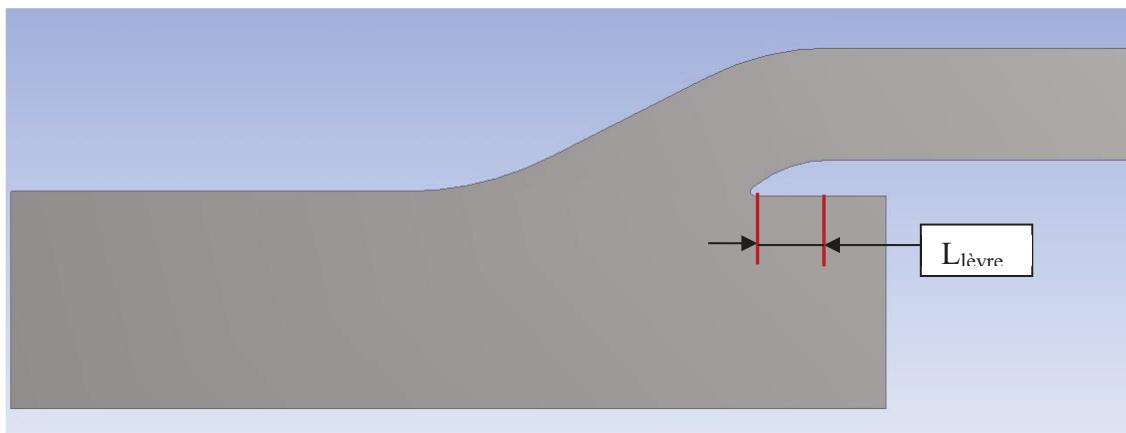


Figure 3.24 – Cotation lèvre

La géométrie optimale est donnée pour une lèvre plus longue de 15.6 cm que celle de référence (voir Figure 3.25). C'est un peu inférieur à ce que trouvait [Marc, 2009] dans son étude,

mais cela confirme les tendances qu'il avait alors observées. Un gain de 4.9 % est obtenu sur le rendement de la propulsion avec cette géométrie optimisée.

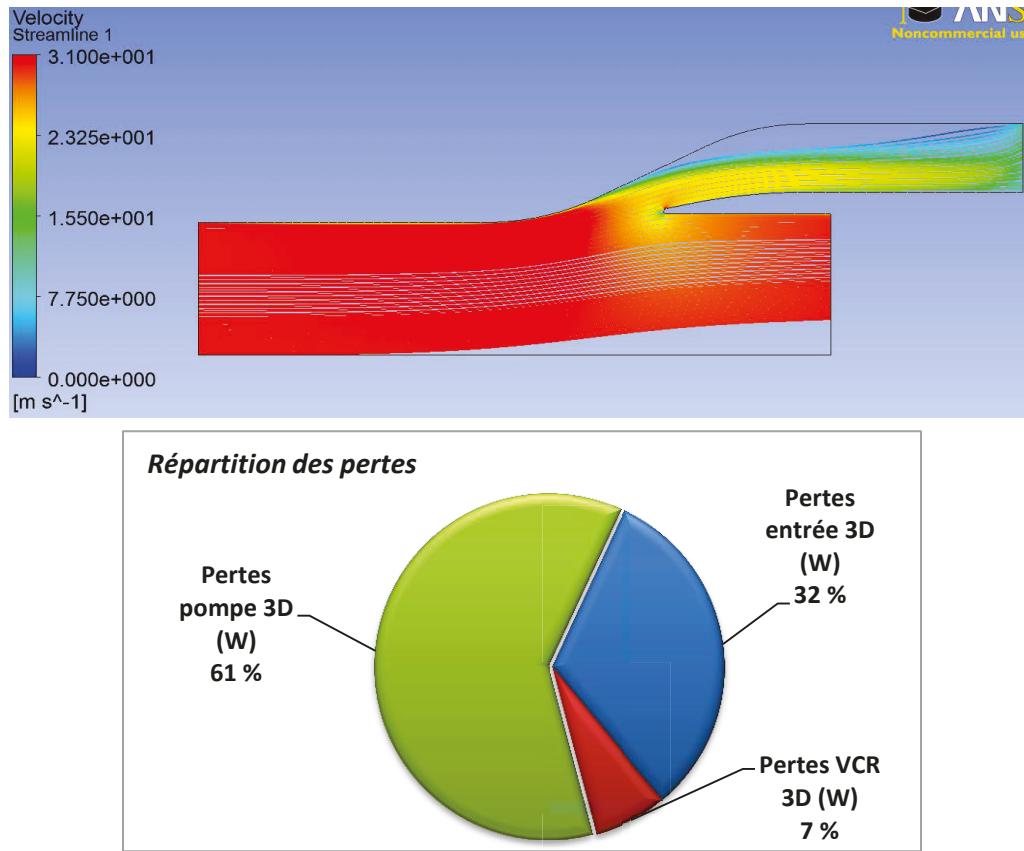


Figure 3.25 – Géométrie optimale pour la variation de la lèvre

### 3.3.8 Conclusions

Dans cette étude 2D effectuée pour les hautes vitesses, notre but était de faire ressortir les grandes tendances des formes vers lesquelles nous devrions orienter notre étude 3D dans la suite du projet. Ce but a été atteint dans la mesure où toutes nos simulations tendent vers une forme optimale avec un unique coude pour la partie supérieure de la conduite, et vers une lèvre plus allongée pour la partie inférieure de la conduite. La forme allongée de la lèvre avait été anticipée au vue des informations disponibles dans la littérature, notamment grâce au travail de [Marc, 2009]. En ce qui concerne la partie supérieure cette fois, la littérature est très peu fournie quant à une forme telle que celle-ci. Pourtant, intuitivement cela ne semble pas aberrant, bien au contraire : un coude plus doux permet de retarder le décrochage du flux sur la partie supérieure, et réduit ainsi la recirculation tout en améliorant le profil du flux à la face de la pompe. Cette forme semble être la plus prometteuse aux vues des gains très importants qu'elle donne sur le rendement de la propulsion. Pousser l'étude plus loin en passant à un modèle 3D de ces deux solutions semble donc judicieux pour la suite du projet.

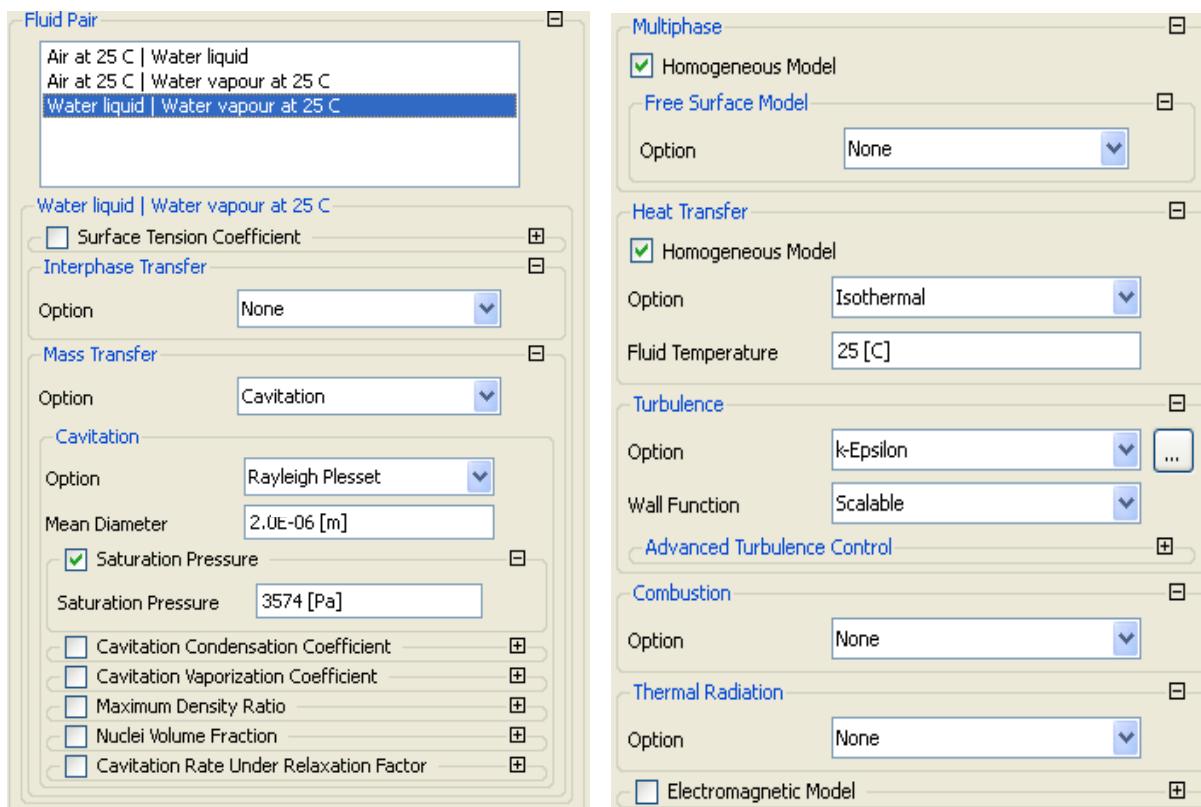
# CHAPITRE 4 DESCRIPTION DU MODÈLE 3D D'ENTRÉE D'EAU UTILISÉ

Afin d'effectuer une optimisation peu coûteuse et précise tout en balayant un maximum de solutions, le choix a été fait de passer par la CFD (et d'utiliser le logiciel ANSYS CFX v12.1). Un modèle numérique basé sur une géométrie 3D de l'entrée d'eau a été réalisé. Les différents paragraphes ci-dessous détailleront les points importants de ce modèle. Étant donné que des choix ont déjà été abordés dans le Chapitre 2, certains points seront traités succinctement.

## 4.1 Description du modèle numérique

### 4.1.1 Éléments et matériaux

Il s'agit d'un mélange de trois fluides, à savoir l'eau liquide, l'air, et la vapeur d'eau. Le volume fraction de chacun des fluides est défini avant de lancer le solveur. Utiliser un modèle triphasique dans la simulation permet de reproduire plus fidèlement la réalité, notamment la formation de la cavitation qui a lieu selon le régime dans lequel on se trouve. Le modèle de cavitation utilisé est le modèle de Rayleigh Plesset. Les équations de ce modèle fournissent une base aux équations de contrôle de l'apparition de la vapeur d'eau. Elles décrivent l'évolution des bulles de gaz dans un liquide. La simulation se fera en stationnaire et le modèle de turbulence k- $\epsilon$  sera utilisé. Voici le paramétrage de ces fluides (Figure 4.1) :



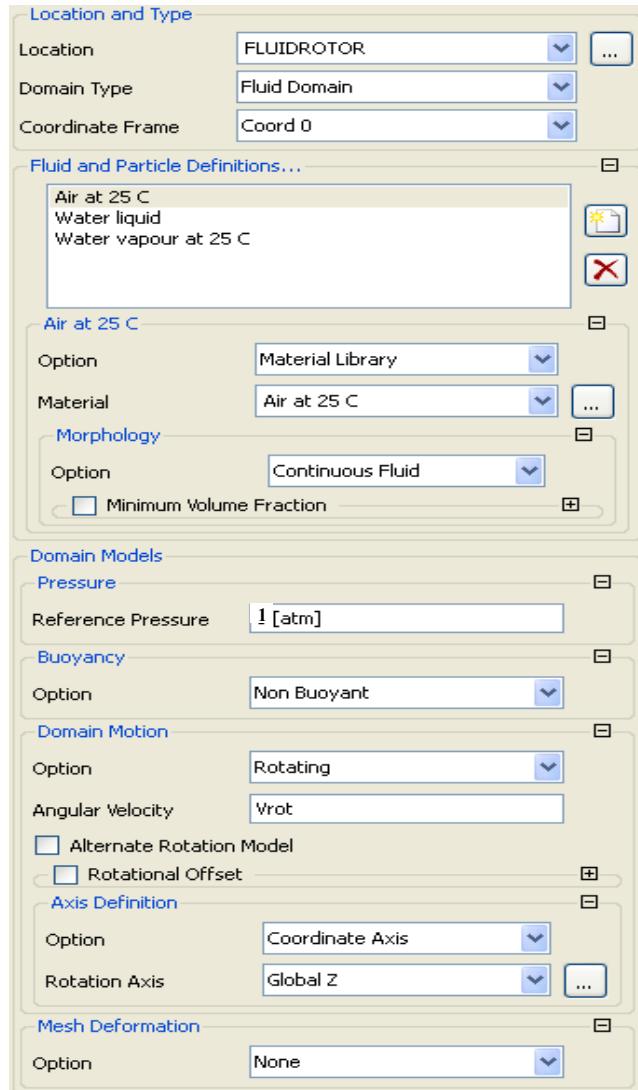


Figure 4.1 – Résumé des paramètres des fluides

#### 4.1.2 Maillage

Le choix d'un maillage non structuré a été fait. En effet, il convient davantage à la géométrie de la propulsion du véhicule. La majeure partie du maillage sera composée de mailles tétraédriques de 12 mm (choix effectué pour des raisons de temps de calcul après vérification de la convergence du maillage). Les paramètres du maillage pour chacune des parties de la propulsion sont détaillés dans la Figure 4.2. Les surfaces de la propulsion quant à elles seront recouvertes de mailles prismatiques (9 couches pour un total d'un peu plus de 9 mm d'épaisseur, la première couche ayant une épaisseur de 0,31 mm), plus adaptées pour un écoulement et permettant de mieux capter la couche limite. Un aperçu du maillage est donné dans la Figure 4.3. Le logiciel ICEM est utilisé lors de cette étape. Facile à prendre en main, il permettra de retoucher rapidement la géométrie lors de l'optimisation. Le nombre total de mailles s'élève à 3 845 250 éléments.

part ▲	prism	hexa-core	max size	height	height ratio	num layers	tetra size ratio
FLUID_INLET	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>					
GRID	<input checked="" type="checkbox"/>		4	0	0	0	1.3
HULL	<input checked="" type="checkbox"/>		18	0	0	0	1.3
HULL_INLET	<input checked="" type="checkbox"/>		12	0	0	0	1.3
HULL_TRANSOM	<input checked="" type="checkbox"/>		48	0	0	0	1.3
PUMP_FACE	<input type="checkbox"/>		6	0	0	0	1.3
PUMP_SUPPORT	<input checked="" type="checkbox"/>		12	0	0	0	1.3
RIDE_PLATE	<input checked="" type="checkbox"/>		12	0	0	0	1.3
SHAFT	<input checked="" type="checkbox"/>		6	0	0	0	1.3
VC_BOTTOM	<input type="checkbox"/>		0	0	0	0	0
VC_DOWNSTREAM	<input type="checkbox"/>		0	0	0	0	0
VC_LEFT	<input type="checkbox"/>		0	0	0	0	0
VC_RIGHT	<input type="checkbox"/>		0	0	0	0	0
VC_UPSTREAM	<input type="checkbox"/>		0	0	0	0	0
VENTURI_DOWNSTREAM	<input type="checkbox"/>		6	0	0	0	1.3

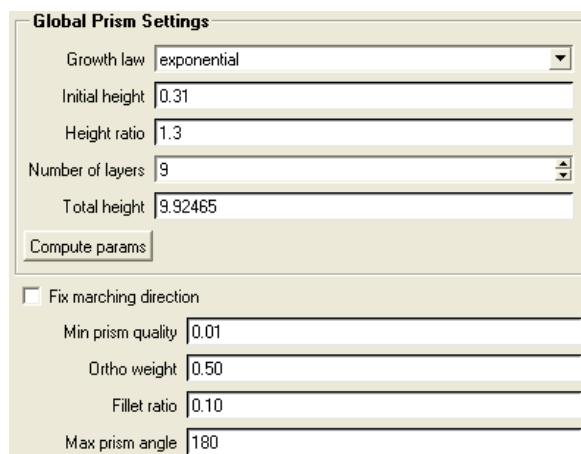


Figure 4.2 – Paramètres du maillage

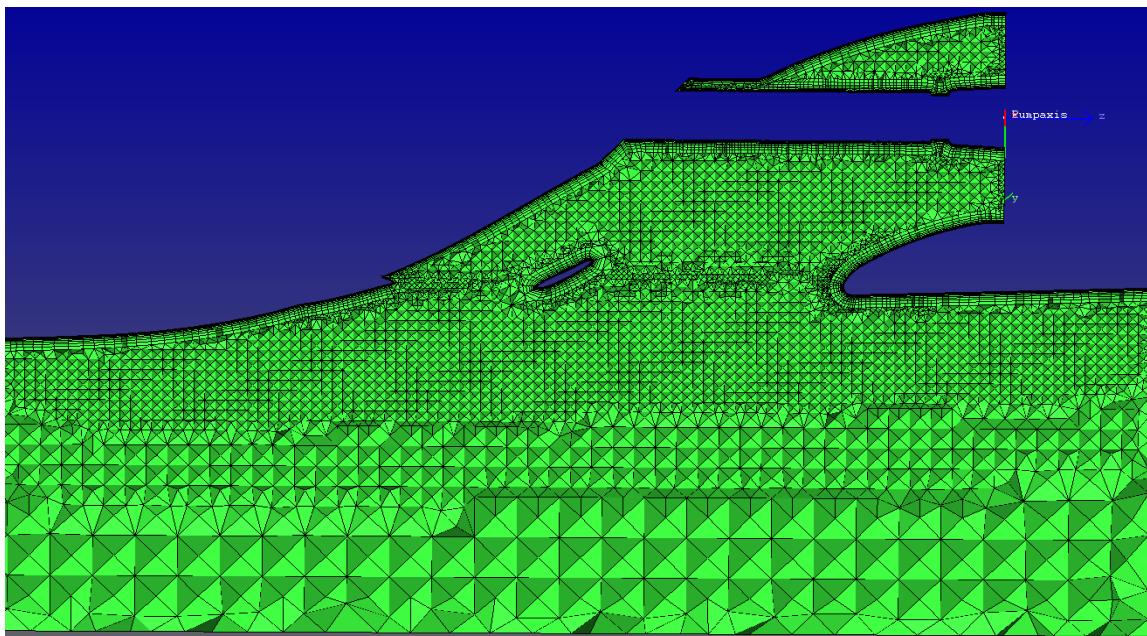


Figure 4.3 – Aperçu du maillage 3D de l'entrée d'eau dans le plan médian

#### 4.1.3 Conditions aux frontières

La dernière étape avant de pouvoir lancer la simulation est de définir les différentes informations aux frontières. Toutes les parois du VCR sont ouvertes, c'est-à-dire que l'eau peut y circuler librement de l'intérieur vers l'extérieur, ou inversement (elles sont représentées par des flèches bleues sur la Figure 4.4), hormis la surface d'entrée (représentée par des flèches noires), qui s'est vue imposer une vitesse normale pour simuler l'avancée du véhicule. Les parois solides, quant à elles, se sont vues imposer des conditions de non glissement avec le fluide. Enfin, une vitesse de rotation a été placée sur l'arbre moteur. Le rotor quant à lui est un domaine rotatif (option « frozen rotor » dans Ansys).

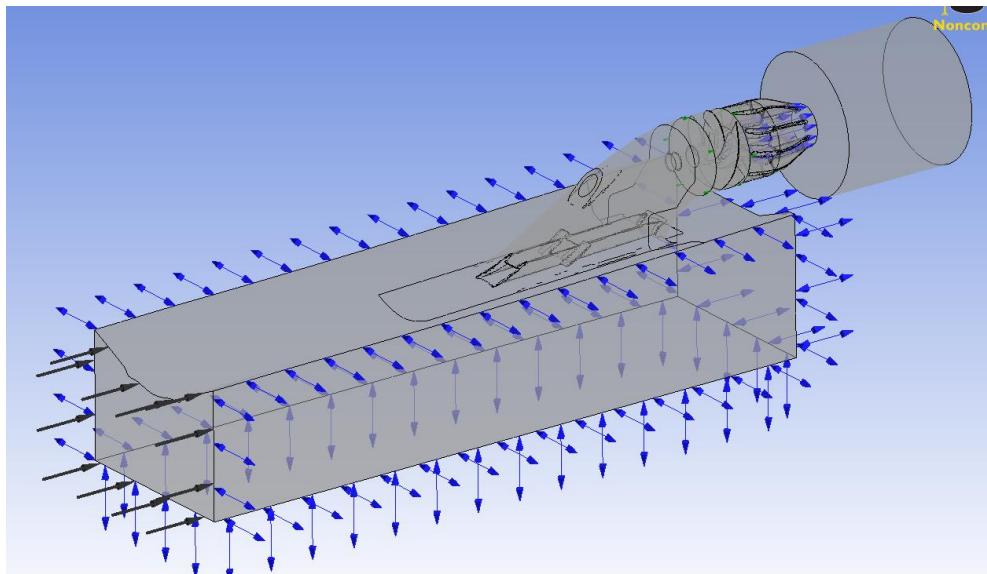


Figure 4.4 – Représentation des conditions limites imposées

#### 4.1.4 Paramètres de contrôle

Un point important des simulations réside dans la convergence des résultats. Une simulation peut être jugée comme ayant convergé lorsque les variables que demande l'utilisateur ne subissent plus de changements majeurs. Les résidus calculés par le solveur traduisent cette convergence. Dans notre cas, ces variables seront le débit d'eau passant dans le venturi, la puissance moteur et la poussée. Une parfaite convergence des simulations est donc nécessaire pour obtenir des résultats fiables et pouvoir ainsi les comparer entre eux. Pour cela, il est impératif de définir des critères permettant de juger de la convergence des résultats. Ces critères ont été choisis après de nombreuses simulations sur des géométries plus ou moins contraignantes pour le flux. Ils permettent de conserver un temps de calcul acceptable pour une optimisation (c'est-à-dire inférieur à 12 heures de calculs). Une valeur des résidus moyennés pour les équations de conservation de la quantité de mouvement et de la masse à ne pas dépasser a donc été fixée à  $10^{-6}$ . À chaque itération le solveur recalcule les résidus et arrête le processus si le

critère est atteint. De plus, un nombre minimum de 800 itérations à effectuer est imposé ainsi qu'un maximum de 2000 itérations à ne pas excéder. Cela force la procédure à effectuer un certain nombre d'itérations même si les résidus ont atteint  $10^{-6}$ , et à ne pas dépasser 2000 itérations si la simulation ne converge pas parfaitement. Très ponctuellement, et lorsque cela est jugé utile par l'utilisateur, certaines simulations pourront alors être relancées ou modifiées en conséquence. Cela évite de monopoliser des ressources de calcul inutilement.

#### 4.1.5 Hypothèses

On considérera que l'entrée d'eau influence le flux qui passe sous la coque autour de la conduite, mais qu'à l'extérieur des bornes du volume de contrôle réduit, les variations géométriques qui seront simulées n'auront aucun impact. De plus, on estimera que les variations géométriques n'ont pas d'influence sur la position de la moto marine dans l'eau (par exemple l'influence de la géométrie sur l'angle du véhicule sera négligée, et toutes les simulations se feront à un même angle d'assiette). Cela n'est pas totalement réaliste, mais trouver l'équilibre lors de la simulation serait trop coûteux en temps de calcul, ce qui rendrait l'optimisation irréalisable.

#### 4.1.6 Validation du modèle d'entrée d'eau

Afin de vérifier le bon fonctionnement du modèle, plusieurs points ont été investigués :

- Influence des simplifications effectuées sur les différents appendices (jugés comme étant négligeables).

- Volume de contrôle réduit (type de maillage, conditions limites).
- Nombre de mailles.
- Modèle de turbulence.
- Présence de la cavitation.
- Critère de convergence.
- Influence de l'assiette.

### 4.2 Validation expérimentale du modèle stock

#### 4.2.1 Validation à hautes vitesses

Afin de valider le modèle de référence de nos simulations, des essais en conditions réelles ont été effectués. Le protocole suivi pendant les essais est décrit dans le chapitre 6. Deux paramètres seront comparés entre l'expérimental et la simulation: la puissance moteur, et la pression dans le venturi. La pression dans le venturi sera prise en trois endroits symbolisés par P1, P2 et P3 dans la Figure 4.5 ci-dessous.

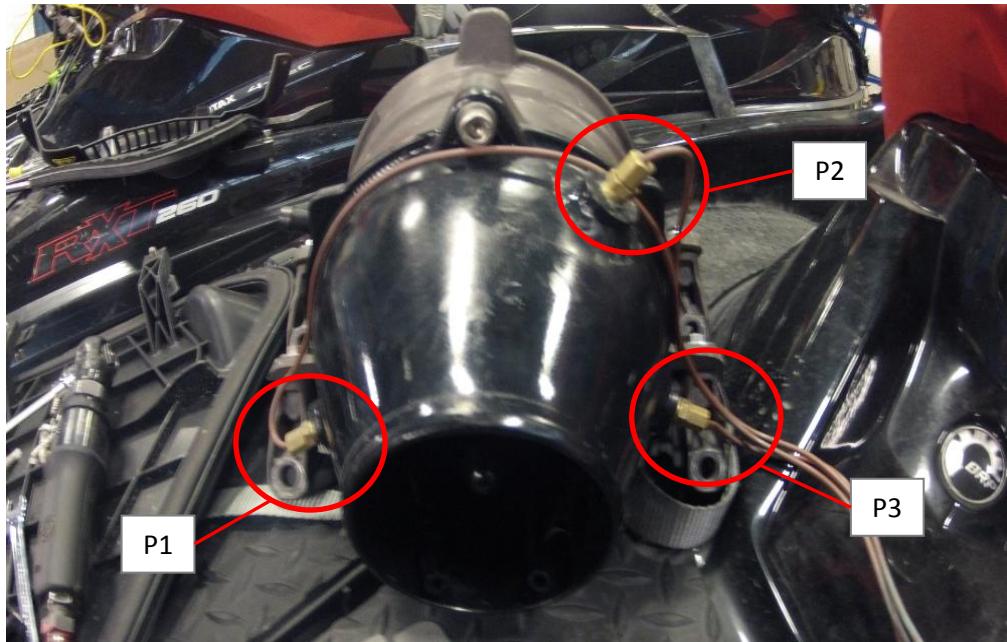


Figure 4.5 – Emplacement des capteurs de pression sur le venturi

Le capteur P2 ne fonctionnant pas, seuls P1 et P3 seront comparés aux valeurs obtenues dans les simulations. Le Tableau 4.1 ci-dessous compare les valeurs entre les simulations et les essais expérimentaux pour la géométrie de référence.

Tableau 4.1 – Comparaison des données expérimentales / simulations à différentes vitesses pour une géométrie stock

<u>60 mph</u>	<u>Stock expérimental</u>	<u>Stock simulation</u>	<u>Diff. expé/simu (%)</u>
<u>RPM</u>	7690	7690	--
<u>Vitesse (km/h)</u>	96,7643	96,7643	--
<u>Puissance moteur (Kw)</u>	148,0323	162,23	9,59
<u>P1 (Psi)</u>	101,6838	104,13	2,41
<u>P3 (Psi)</u>	87,3371	82,88	-5,10
<u>Moy P1 et P3 (Psi)</u>	94,51	93,51	-1,06

<u>55 mph</u>	<u>Stock expérimental</u>	<u>Stock simulation</u>	<u>Diff. expé/simu (%)</u>
<u>RPM</u>	7220	7220	--
<u>Vitesse (km/h)</u>	88,6406	88,6406	--
<u>Puissance moteur (Kw)</u>	122,3348	134,85	10,23
<u>P1 (Psi)</u>	89,1674	91,18	2,26
<u>P3 (Psi)</u>	77,2164	73,04	-5,41
<u>Moy P1 et P3 (Psi)</u>	83,19	82,11	-1,30

<b>45 mph</b>	<b>Stock expérimental</b>	<b>Stock simulation</b>	<b>Diff. expé/simu (%)</b>
<u>RPM</u>	6397	6397	--
<u>Vitesse (km/h)</u>	72,4517	72,4517	--
<u>Puissance moteur (Kw)</u>	91,9806	95,17	3,47
<u>P1 (Psi)</u>	68,5437	69,62	1,57
<u>P3 (Psi)</u>	60,1295	56,15	-6,62
<u>Moy P1 et P3 (Psi)</u>	64,34	62,89	-2,26

Les valeurs d'entrée des simulations sont les valeurs de vitesse du véhicule et de RPM du rotor relevées lors des essais expérimentaux. On constate une différence de 1,5 et 6,6 % pour les valeurs de pression dans le venturi entre l'expérimental et les simulations. Les simulations sont donc relativement précises de ce point de vue là. En revanche, on observe une différence plus importante au niveau de la puissance moteur (environ 10 %). Cela s'explique probablement par la recirculation importante située dans le haut de la conduite. En effet, c'est un point sensible de la simulation qu'il est très délicat de prédire. Afin d'améliorer ce point, on pourrait envisager de changer le modèle de turbulence au profit d'un modèle qui prédit mieux le décrochage et la recirculation (par exemple le modèle k- $\omega$  SST).

#### 4.2.2 Validation en statique

Le second paramètre important qui va nous permettre d'évaluer les performances en accélération du véhicule est la « poussée statique ». Il ne permet pas de reproduire exactement l'accélération d'un véhicule mais donne une bonne idée de ce qu'elle sera. C'est un cas facile à réaliser expérimentalement comme en simulation qui est également aisément répétable. En pratique, le test de poussée statique se fait sur le bord d'un lac avec le véhicule attaché par une corde à un point fixe de la rive (un arbre). Le pilote augmente progressivement la vitesse de rotation du rotor et relève la poussée qu'il développe à l'aide d'une cellule de charge placée entre la corde et la moto marine. Numériquement, plusieurs simulations à vitesse nulle et différentes vitesses de rotation du rotor permettent d'obtenir la courbe de poussée du véhicule en fonction du RPM du rotor. La Figure 4.6 représente la poussée en fonction du RPM rotor pour un cas expérimental et par simulation :

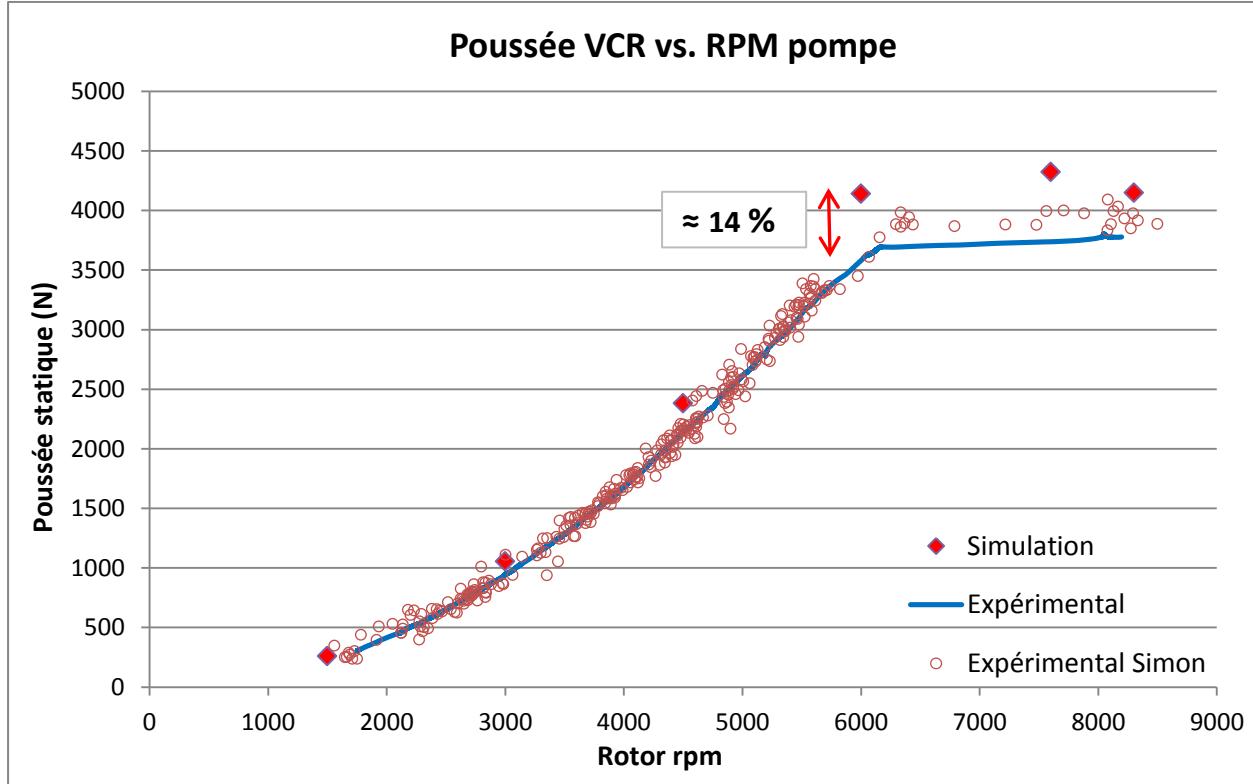


Figure 4.6 - Comparaison de la poussée statique obtenue en simulation et expérimentalement pour une géométrie stock

On constate que ce test est en effet bien répétable puisque les essais de poussée statique de [Forest, 2012] sur le même véhicule effectués un an auparavant reproduisent de manière très similaire la courbe de poussée du véhicule des essais que nous avons effectués. De plus, on remarque que les simulations parviennent à prédire très précisément l'apparition du plateau qui correspond à l'apparition de la cavitation dans la pompe et qui empêche de fournir davantage de poussée. Dans le cas de la géométrie de référence, on constate que l'apparition de la cavitation se fait aux alentours de 6000 RPM. En revanche il existe une légère différence entre nos résultats obtenus par simulation et ceux expérimentaux (environ 14 %). Cette différence pourrait s'expliquer entre autre par le phénomène très instationnaire lié à une montée en RPM. On pourrait donc imaginer passer en instationnaire dans nos simulations. C'est ce qu'a fait [Forest, 2012]. Voici une comparaison de ses résultats de poussée statique en expérimental et dans sa simulation instationnaire (voir Figure 4.7) :

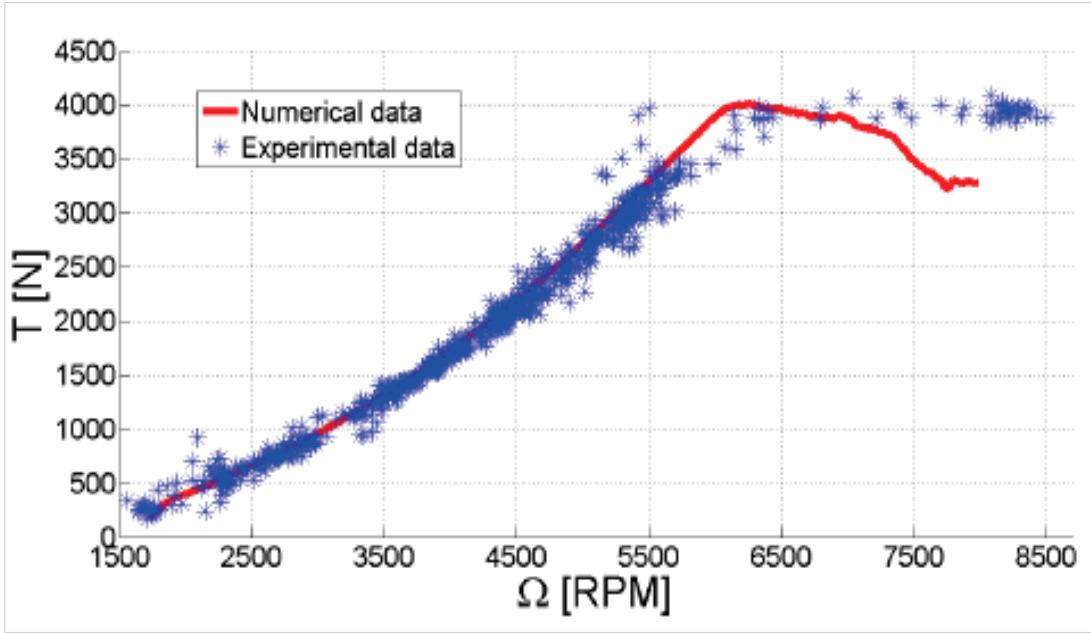


Figure 4.7 - Comparaison de la poussée statique obtenue en simulation et expérimentalement par [Forest, 2012] pour une géométrie stock identique à la notre

Ces résultats ne nous permettent pas de conclure que la simulation en instationnaire est davantage adaptée à notre géométrie pour obtenir la poussée statique. En effet, la valeur de la poussée statique obtenue dans la simulation est plus proche de la valeur expérimentale à l'apparition du plateau que ce que nous avons obtenu, mais elle se dégrade beaucoup par la suite. Le problème vient probablement du pas de temps trop élevé que [Forest, 2012] a utilisé. Au final, le temps de calcul nécessaire à la simulation en instationnaire est extrêmement élevé. Il est donc préférable de rester en stationnaire. Cela nous permet d'avoir une bonne idée du comportement de la géométrie en accélération sans pour autant être totalement précis.

# CHAPITRE 5 OPTIMISATION NUMÉRIQUE

---

Cette partie comportera les éléments principaux de l'optimisation de la géométrie de l'entrée d'eau. Les différentes formes simulées et optimales y seront classées par leurs critères de performances. L'influence des divers appendices présents dans l'entrée d'eau sera également étudiée afin de mieux appréhender ce qui se passe dans la conduite.

## 5.1 Critères de performances

Afin de quantifier les gains obtenus pour chaque géométrie testées, et de les classer par ordre d'intérêt, il est nécessaire d'utiliser des critères de performance. Dans le projet dont il est question ici, trois critères d'optimisation sont utilisés :

- Le critère principal est la **consommation d'essence** pour un cycle ICOMIA (voir Figure 5.1).

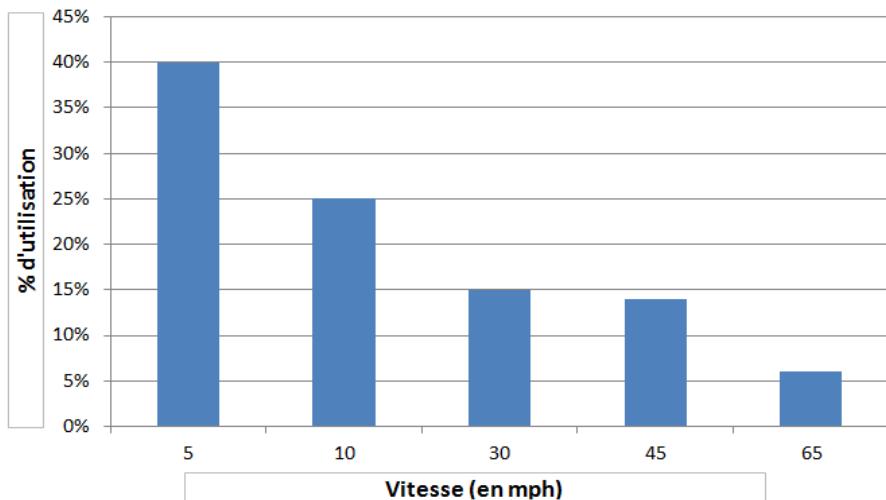


Figure 5.1 – Cycle d'utilisation ICOMIA

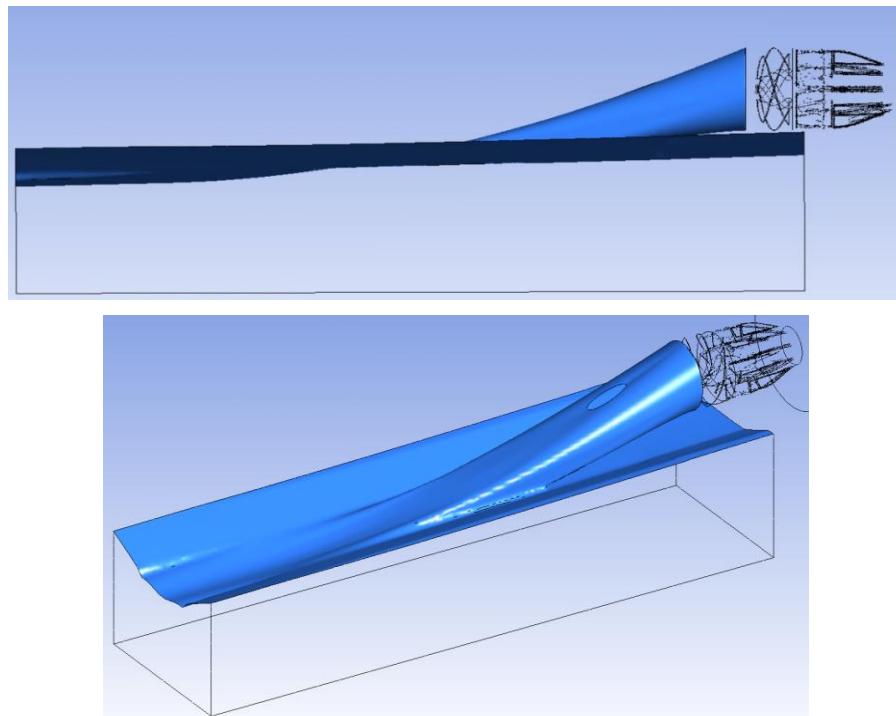
La réduction de consommation d'essence se calcule pour une valeur de vitesse donnée. Une fois les consommations calculées pour plusieurs vitesses, on extrapole pour obtenir la réduction de consommation sur le cycle ICOMIA. La variation de consommation d'essence regroupe deux paramètres : le premier est la réduction de consommation due à la variation de la traînée. Elle est calculée directement à partir du gain sur la puissance moteur obtenu avec une géométrie modifiée par rapport à la version stock. Et le second est la réduction de consommation due à la variation de la « downforce » (force verticale de portance). En effet, cette variation de portance joue un rôle non négligeable sur la quantité d'essence consommée. En pratique, lorsque la portance augmente, la consommation diminue : pour 10 N gagnés, la consommation diminue de 0,0588 % (chiffre donné par le constructeur). Une fois ces deux paramètres additionnés, on obtient la réduction de consommation totale.

- Le second critère est l'**accélération** qui est un critère de « no go » pour le projet. Il faut donc la quantifier (grâce à la poussée statique) pour s'assurer de conserver une accélération au moins aussi performante que le véhicule non modifié.

- Enfin, le dernier critère qu'il faut prendre en compte est **la dynamique du véhicule** (et donc la stabilité). Très difficile à prédire en simulation, elle est symbolisée par la downforce relevée sur les parois solides du véhicule. Conserver une portance toujours proche de celle de la géométrie de référence est donc primordial. En effet, de grandes variations sur cette force impliquent des variations, bien souvent néfastes, sur la dynamique du véhicule. Ces variations sont donc à proscrire.

## 5.2 Entrée d'eau idéale

Afin de relativiser les gains obtenus dans l'optimisation des parties suivantes, il est intéressant d'évaluer le potentiel d'une entrée d'eau « idéale » pour chiffrer le gain maximal qu'il sera possible d'obtenir à haute vitesse ( $30 \text{ m.s}^{-1}$ ). Dans cette étude uniquement, le début de la conduite sera repoussé vers l'avant de la coque (comme on l'a vu dans l'étude 2D), chose qu'il est impossible à faire dans l'optimisation réelle. En effet, avec une entrée d'eau avancée sous la coque, davantage d'air serait aspiré par la pompe. Pour les besoins de cette partie, on considère donc que le seul fluide qui pénètre dans la pompe est l'eau. Le point de départ de la partie supérieure de la conduite est avancé d'environ 20 cm vers l'avant. De plus, la conduite ne comporte qu'un seul coude ayant une pente très douce pour minimiser le décrochage. Enfin, la lèvre dans la partie inférieure de la conduite a été affinée et allongée de telle sorte à faire diverger le fluide jusqu'à la face de la pompe (voir Figure 5.2).



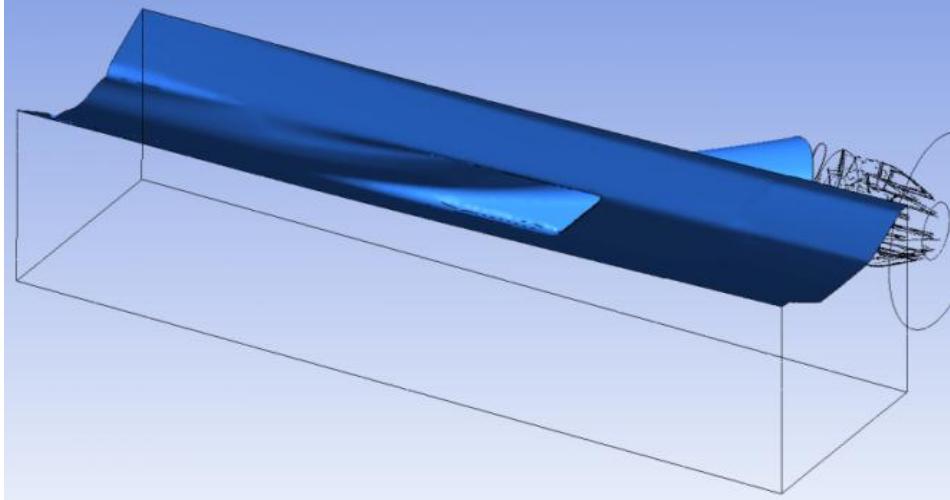


Figure 5.2 – Géométrie de l'entrée d'eau idéale

Après simulation, on constate que la cavitation a presque totalement disparu par rapport au stock (un léger filet persiste sous la lèvre, voir Figure 5.3). Pour y remédier, la lèvre pourrait être davantage « coupante ». La modification paraît non pertinente dans la mesure où cette étude préliminaire vise à donner un ordre de grandeur du gain maximum envisageable lors de notre optimisation.

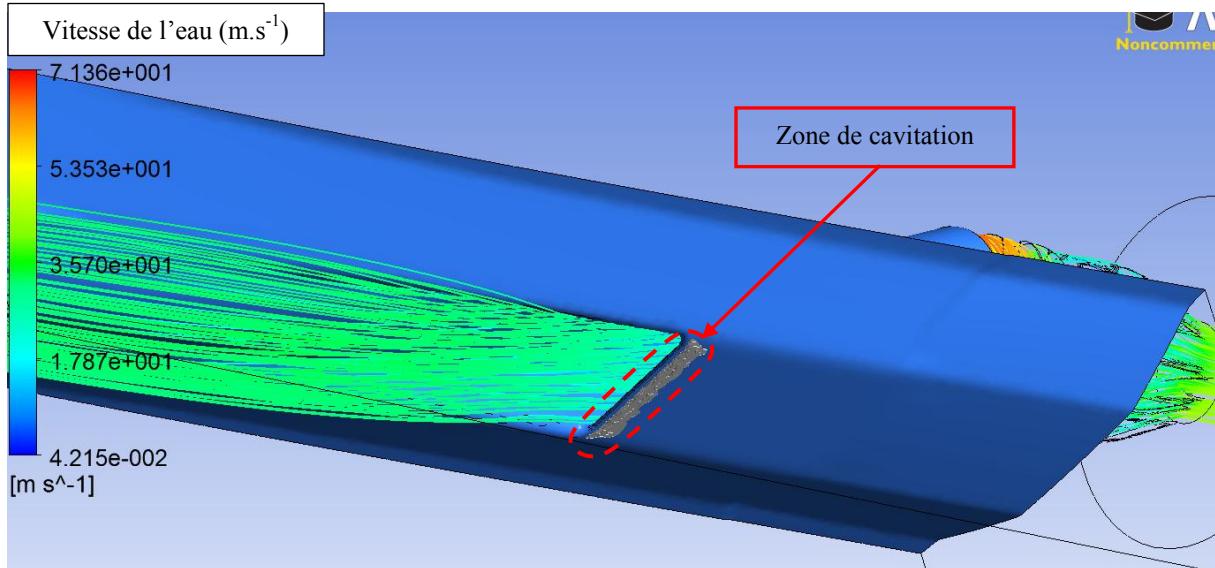


Figure 5.3 – Cavitation présente sous la lèvre à 67 mph

En s'intéressant aux lignes de courants qui entrent dans la pompe, on s'aperçoit que la recirculation a complètement disparu (par rapport au stock) et que le fluide ne décroche plus de la surface supérieure de la conduite (voir Figure 5.4). La seule perturbation du fluide est liée à la présence de l'arbre au milieu de l'entrée d'eau, ainsi qu'au rotor qui entraîne une légère pré-rotation du fluide avant son entrée dans la pompe.

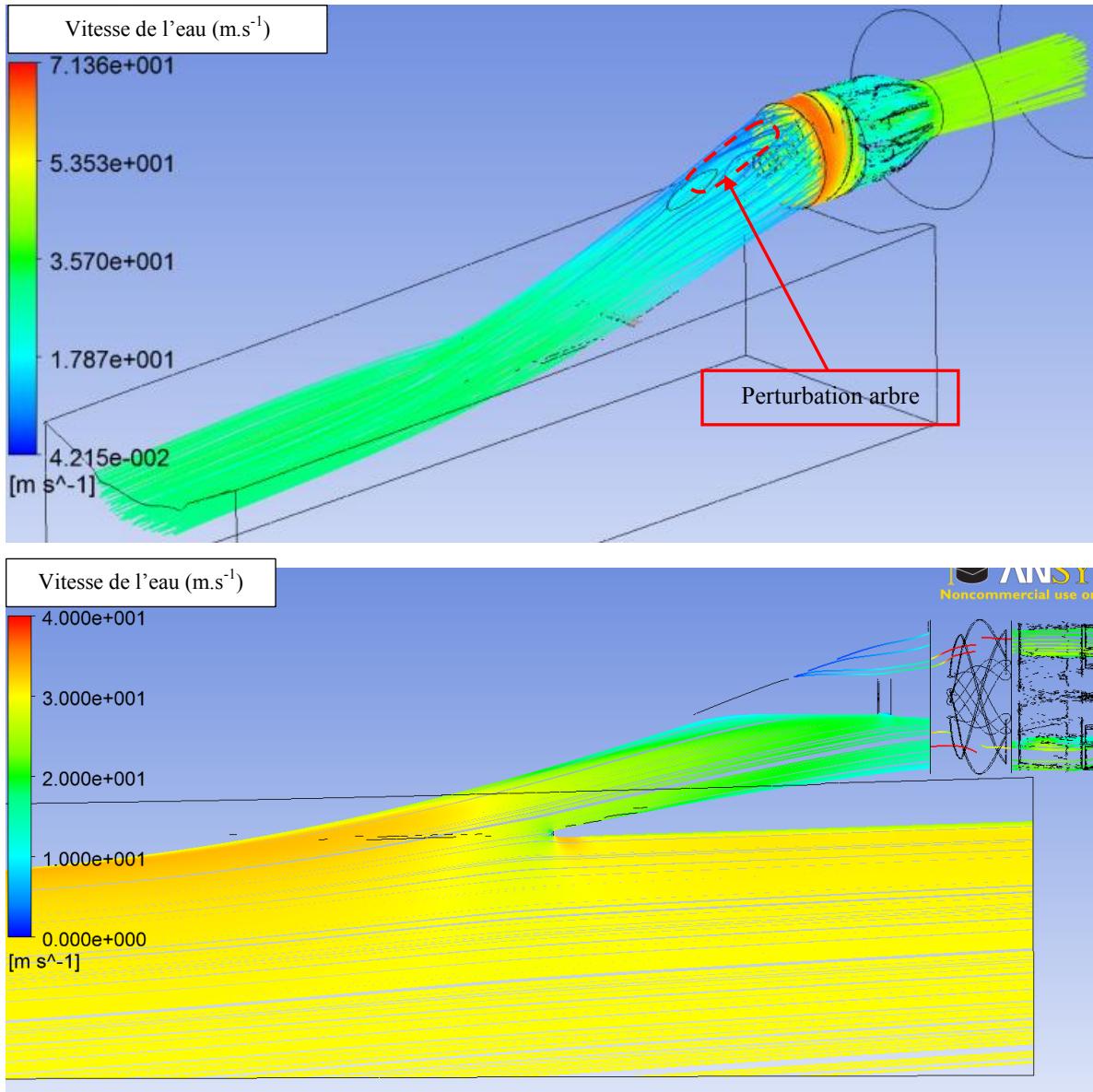


Figure 5.4 – Lignes de courant pour l’entrée d’eau « idéale » à une vitesse de 67 mph

D’un point de vue des rendements des appendices de la propulsion cette fois, on note que le gain le plus important se fait dans l’entrée d’eau elle-même (environ 14.8 %, voir Figure 5.5), mais que la pompe est également bien plus efficace que la version non modifiée (environ 7.5 %). Supprimer la recirculation et faire diverger le flux dans la conduite sans la faire décrocher a donc contribué à améliorer considérablement le profil de l’eau à la face de la pompe, ce qui améliore le rendement de celle-ci (voir Figure 3.7). Enfin, d’un point de vue de la consommation, une **réduction de 28.5 %** est constatée pour la géométrie de l’entrée d’eau idéale face à la version de référence.

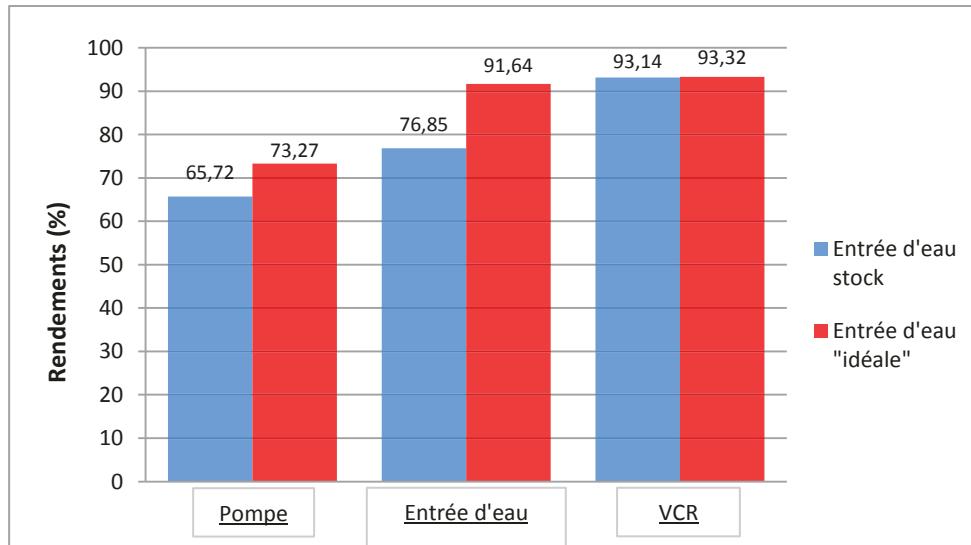
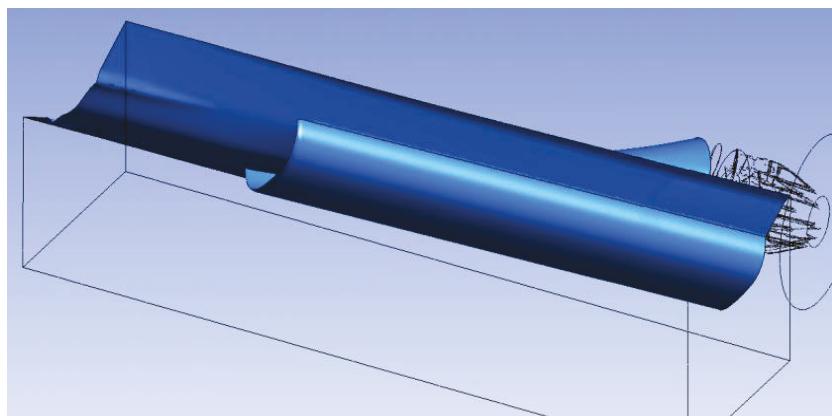
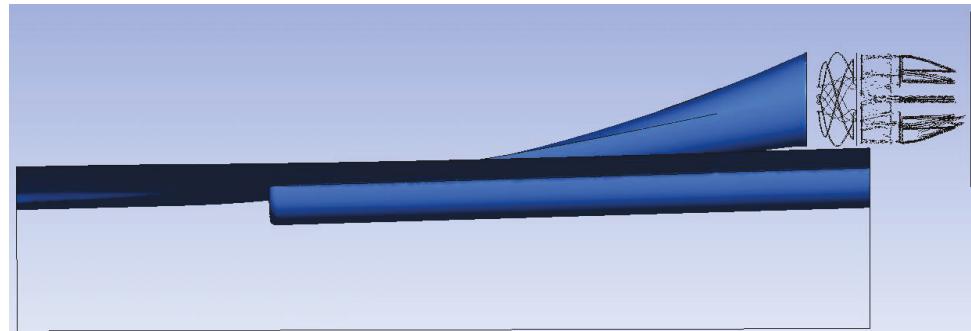


Figure 5.5 – Comparaison des rendements des différents appendices d'une propulsion avec une entrée d'eau stock et une entrée d'eau "idéale"

Dans la continuité de cette étude, une géométrie d'entrée d'eau avec une lèvre très avancée pour canaliser l'eau dès le début de la divergence a été simulée (type « ram », voir Figure 5.6). Le but de cette entrée d'eau était de capter plus tôt le fluide pour avoir une meilleure répartition à la face de la pompe. Après analyse des résultats, il s'est avéré que le rendement de la pompe avait en effet été améliorée, mais trop peu pour parvenir à compenser les autres pertes liées à l'ajout de parois supplémentaires importantes. Cette géométrie est donc moins performante que la précédente, en plus d'être moins pratique à mettre en œuvre.



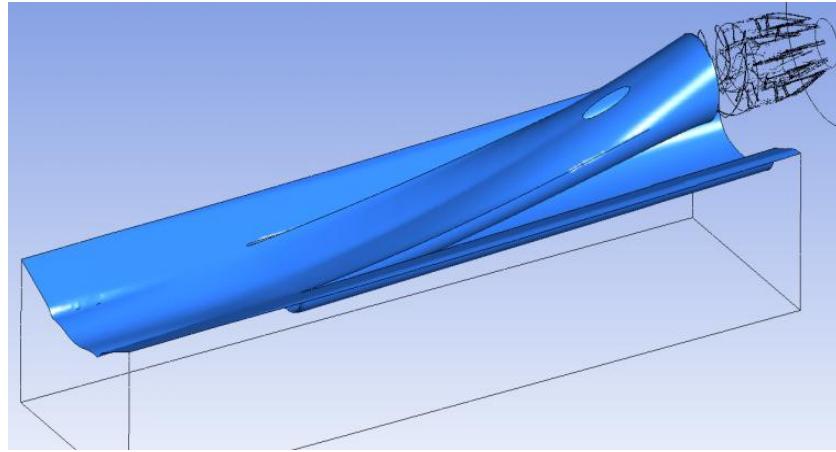


Figure 5.6 – Entrée d'eau type « ram »

### 5.3 Influence de divers appendices

Dans cette partie, nous allons observer l'influence de plusieurs appendices qui composent l'entrée d'eau : l'arbre, la cavité en arrière de l'arbre, les barreaux de la grille, le top loader (ailette sur la grille) et le déflecteur (voir Figure 5.7 et 3.1).

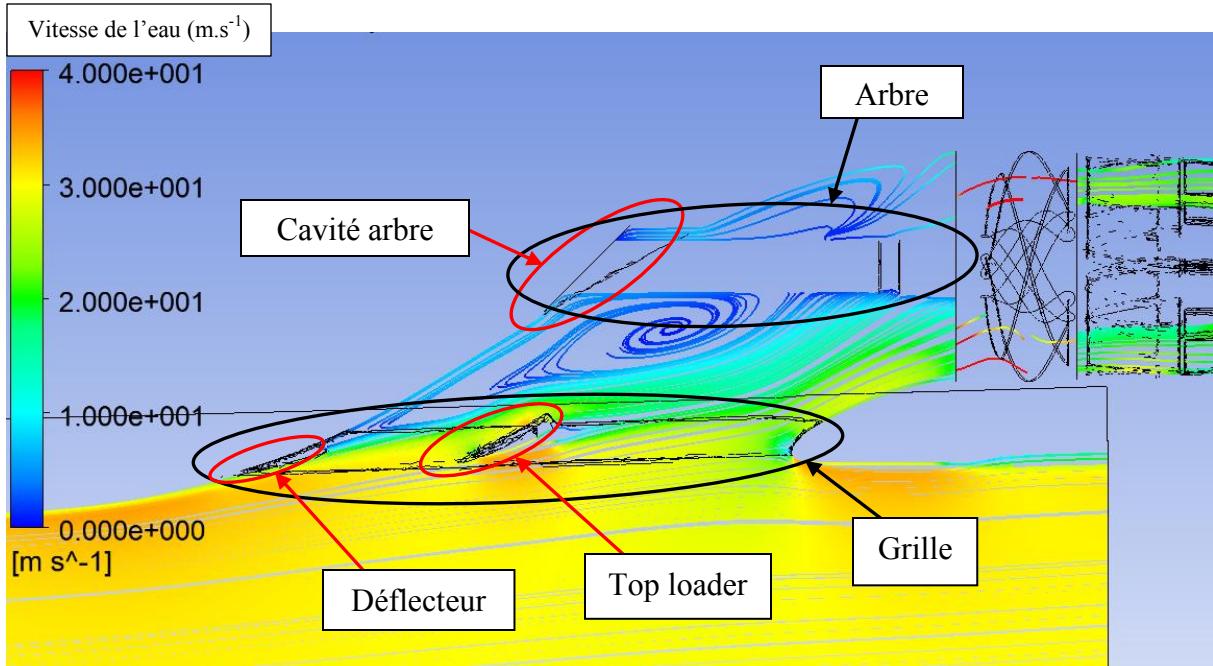


Figure 5.7 – Lignes de courant dans le plan médian d'une géométrie stock simulée à 67 mph

#### Arbre

Après simulation, on constate que supprimer l'arbre a peu d'influence sur le rendement de l'entrée d'eau malgré le fait qu'il la traverse de part en part. La quasi-totalité du gain sur la consommation d'essence à 67 mph (soit 1,8 %) est imputable à la diminution de la portance que

sa suppression entraîne. Une seconde simulation à 67 mph a également été effectuée avec cette fois un arbre de diamètre réduit de deux fois par rapport à l'arbre de référence. Aucun impact n'a été relevé sur la consommation d'essence. L'arbre semble donc être un appendice sur lequel il est peu utile de travailler lorsqu'on s'intéresse à réduire la consommation du véhicule à haute vitesse.

### Cavité arbre

La cavité où se fait l'étanchéité entre l'arbre et la coque n'a aucun impact sur le reste de l'entrée d'eau à 67 mph. Cela semble logique puisqu'elle se situe dans la recirculation. Il sera possible de la supprimer lors de l'optimisation afin de simplifier le modèle pour en réduire le nombre de maille et donc le temps de calcul.

### Top loader

Le « top loader » est le nom de l'ailette fixée sur la grille qui vise à charger davantage le haut de la conduite pour fournir plus d'eau à la pompe. Une géométrie avec une grille sans top loader a été simulée. Aucune variation sur la consommation d'essence n'a été observée. En revanche, la portance a diminué. L'entrée d'eau devrait donc être moins « ancrée » dans l'eau. Cette diminution demeure néanmoins trop faible pour être perceptible en pratique. D'un point de vue de l'accélération, on remarque que la poussée statique a légèrement augmenté (environ 3 % de gain).

### Déflecteur

L'influence du déflecteur reste délicate à prédire. En effet, à haute vitesse, la recirculation liée au décrochage de l'eau de la paroi supérieure de la conduite dans le cas d'une géométrie sans déflecteur est un phénomène très instationnaire et fluctuant. Il est donc très difficile d'obtenir une bonne convergence des simulations. En revanche à vitesses basses et moyennes on ne constate quasi aucun changement sur la consommation d'essence (moins de 1 %). En revanche la portance varie davantage. Le déflecteur semble donc être intimement lié à la stabilité du véhicule. Il serait intéressant de tester expérimentalement une géométrie de grille sans déflecteur pour mieux comprendre le phénomène et évaluer l'instabilité créée (qui serait, d'après le constructeur, très handicapante).

### Barreaux de grille

Une géométrie de l'entrée d'eau a été simulée sans grille et avec une grille aux barreaux tubulaires un peu plus larges que ceux actuellement installés. Aucune de ces variantes n'a eu d'impact sur la consommation d'essence (en comparant à une géométrie avec une grille sans top loader et sans déflecteur).

## 5.4 Étude de la rampe mobile

### 5.4.1 Description

Dans la continuité du projet réalisé par [Marc, 2009], il a été décidé de concevoir un système de lèvre allongée mobile et très robuste. Cette première étude portera donc sur un concept de rampe mobile placé sous le support de pompe. La partie haute de la conduite ne sera pas modifiée et seule la forme de la lèvre sera étudiée. On fixera l'épaisseur de la rampe à 20 mm. Celle-ci sera placée dans la continuité de la plaque promenade. Les paramètres qui varieront seront la longueur de sortie de la lèvre ainsi que son rayon (voir Figure 5.8).

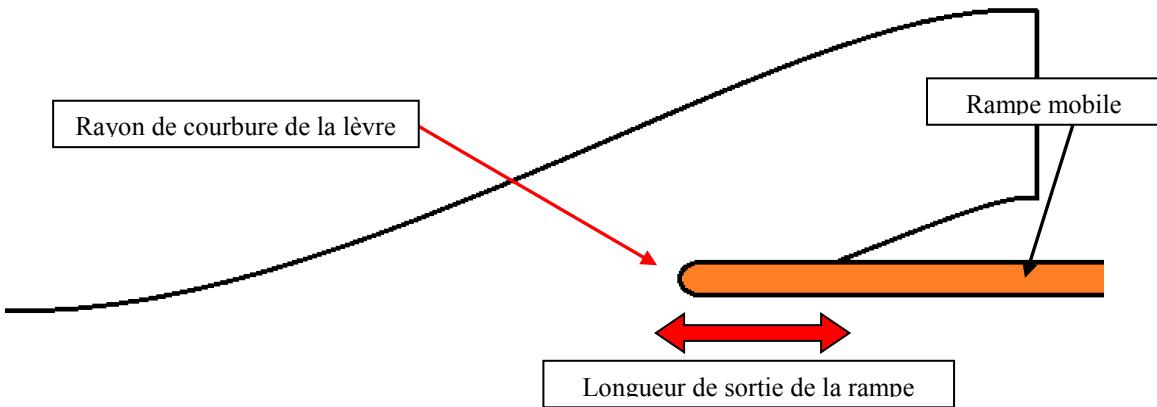


Figure 5.8 – Principe de la rampe mobile

Au cours de cette étude, trois rayons de lèvres seront considérés à savoir, 2, 10, et 20 mm. Le rayon le plus prometteur (suite au premier projet mené sur le sujet) semble être celui de 2 mm. Plusieurs longueurs de rampe seront simulées avec un pas de 30 mm entre chaque itération. Ce pas pourra ensuite être diminué dans la zone qui semble optimale.

### 5.4.2 Influence de la forme de la lèvre

Deux paramètres seront prépondérants dans notre étude : le rayon de courbure de la lèvre et la longueur de sortie de la rampe mobile. On fera varier chacun d'eux en simulation afin de trouver la géométrie optimale pour une vitesse de 67 mph. La Figure 5.9 ci-dessous décrit la répartition du gain en fonction de la longueur de sortie pour un rayon de courbure de 2 mm (les rayons de courbure de 10 et 20 mm ayant un gros impact sur la portance, il a été choisi de ne pas les représenter dans la suite).

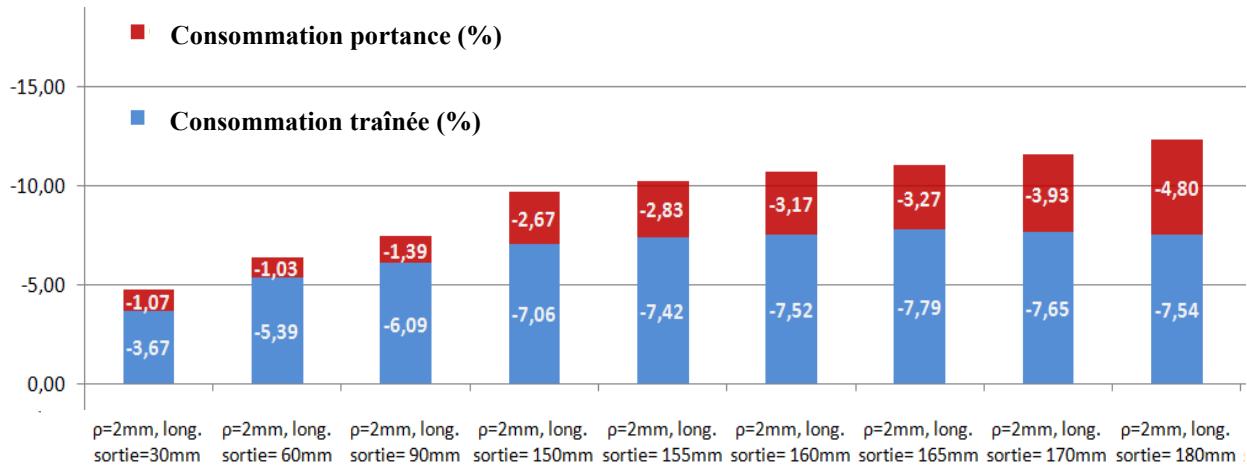


Figure 5.9 – Gain sur la consommation de la rampe mobile en fonction de la longueur de sortie et pour un rayon de courbure de lèvre de 2 mm

On constate que le gain sur la consommation augmente en même temps que l'on augmente la longueur de la rampe. Il faut néanmoins remarquer que la part liée à la portance gagne elle aussi en importance et qu'après 180 mm elle devient plus importante que la portion liée à la réduction de la traînée (non représentée sur la Figure 5.9). Étant donné que l'un de nos critères de sélection est la dynamique du véhicule, il est nécessaire de choisir une géométrie ayant un minimum de gain sur la consommation attribuable à la portance. La géométrie qu'il semble donc le plus judicieux de prototyper est la rampe d'une longueur de 90 mm avec un rayon de courbure de 2 mm.

#### 5.4.3 Conception

Afin de concevoir le prototype de rampe mobile, un logiciel de conception assistée par ordinateur a été utilisé (Catia). Pour bien comprendre à quoi correspondent certains termes utilisés dans la suite, voici la description du prototype dont il est question ici (voir Figure 5.10) :

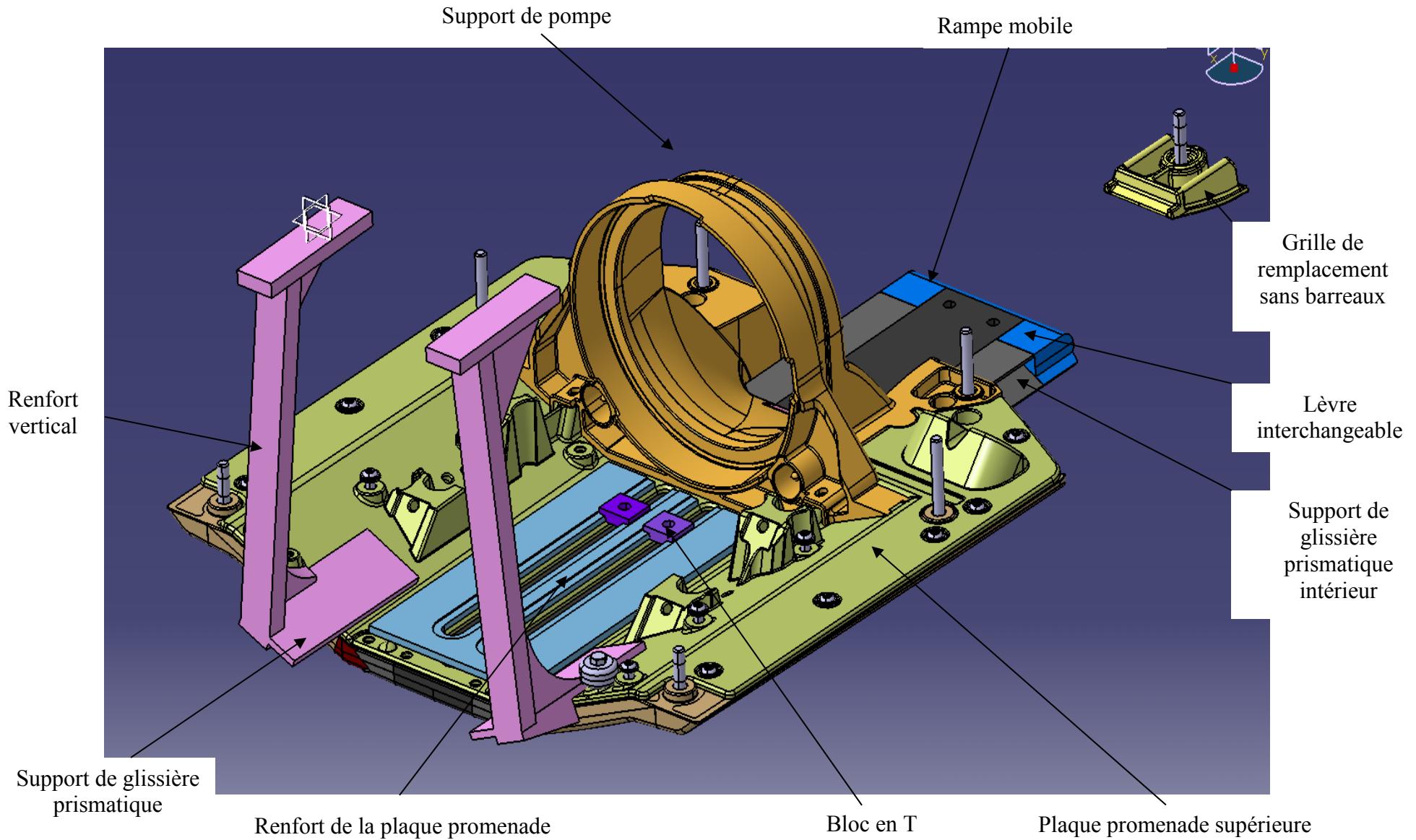


Figure 5.10 – Premier prototype de rampe mobile

### Position de la rampe

Il existe deux positions envisageables pour loger la rampe lorsqu'elle est rentrée dans la coque (voir Figure 5.11). La première se situe entre le support de pompe et la partie supérieure de la plaque promenade (rouge), et la seconde dans la plaque promenade elle-même (vert). Dans un souci de simplicité, on préférera la seconde possibilité permettant de conserver l'espace disponible en dessous du support de pompe, ce qui pourra éventuellement servir à loger un actionneur. Cette position à l'avantage non négligeable de servir de support pour la glissière (la plaque promenade), ce qui rendra le mécanisme d'autant plus robuste. Cette géométrie possède néanmoins un inconvénient majeur : le mécanisme de refroidissement de la plaque promenade est inutilisable pour les essais. Un système extérieur temporaire viendra donc le remplacer. À terme, si cette solution est retenue, un système permanent de remplacement devra être trouvé.

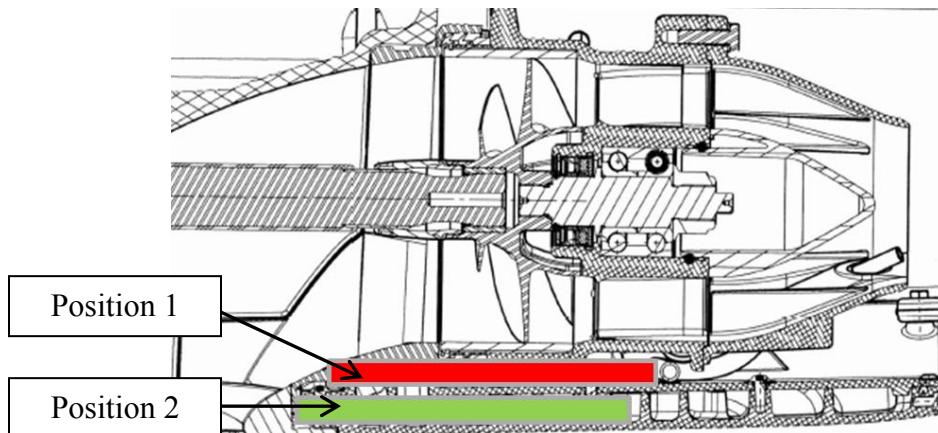


Figure 5.11 – Positions envisageables pour la rampe mobile

### Guidage

Le guidage en translation est un élément délicat du système. Il nécessite d'être précis, robuste et peu onéreux. Il sera donc nécessaire de faire un compromis pour respecter au mieux ces trois caractéristiques.

Il existe de nombreuses solutions pour réaliser une glissière que l'on peut répartir en deux catégories, à savoir le guidage prismatique et le guidage cylindrique. Le premier se fait par l'intermédiaire de surfaces planes, le second par l'intermédiaire de surfaces cylindriques.

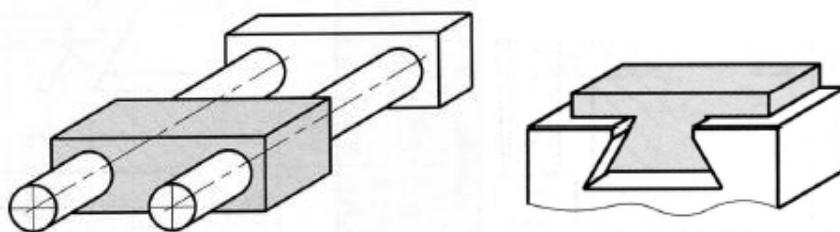


Figure 5.12 – Exemples de guidage cylindrique et prismatique

Le système retenu ici sera le guidage prismatique (voir Figure 5.13). Plus simple à mettre en œuvre, il facilite l'usinage et les coûts de réalisation. En outre, il permettra d'avoir un système résistant. Une longueur de guidage importante sera nécessaire pour résister à l'arc-boutement et aux efforts qui s'exerceront sur la rampe. La rampe étant encastrée dans la plaque promenade, on choisira de répartir la charge sur toute sa longueur. La rampe viendra donc traverser l'intégralité de la plaque promenade. Cette dernière sera ainsi coupée en deux. Les forces en jeux étant plus importantes à haute vitesse, c'est-à-dire lorsque la rampe sera sortie dans l'entrée d'eau, la rampe devra être plus longue que la plaque promenade. Par conséquent, à basse vitesse, lorsque la rampe sera rentrée dans la plaque promenade elle dépassera. Cela implique de court-circuiter le panier de renverse lors des essais pour éviter toute interaction entre les deux systèmes, et assurer ainsi la sécurité du pilote. Il faudra néanmoins trouver un moyen de remédier à ce problème par la suite si le système s'avère concluant et mérite d'être développé.

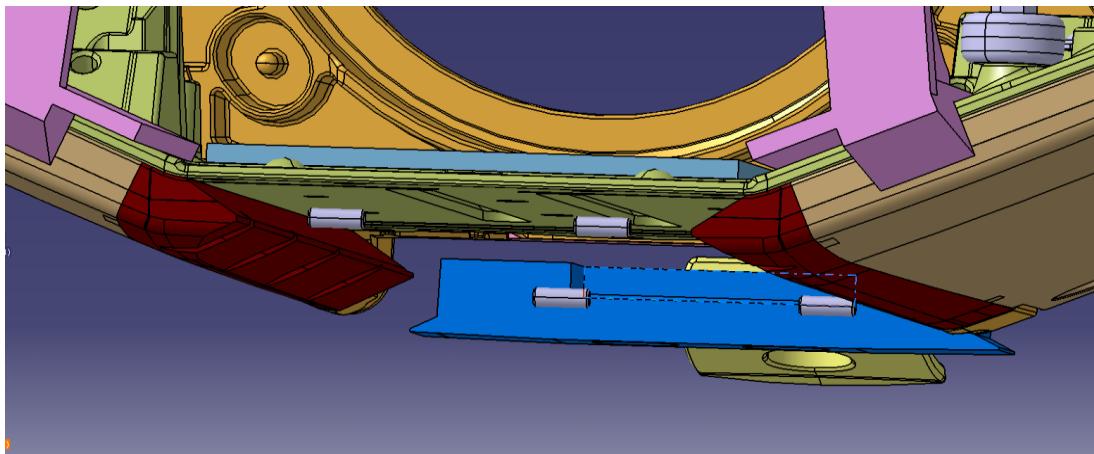


Figure 5.13 – Support de glissière prismatique sur la plaque promenade (en rouge)

Le choix du matériau est le second point crucial du guidage. L'environnement très astreignant que représente l'entrée d'eau impose de nombreuses contraintes à ce choix. Après comparaison de différents matériaux et thermoplastiques, utiliser du Polyformaldéhyde (couramment appelé POM) pour les inserts de la glissière semble judicieux. Ce matériau paraît être celui qui convient le mieux pour l'utilisation que l'on veut en faire, à savoir supporter la rampe mobile et la faire coulisser. En effet, outre son prix avantageux, il présente l'avantage d'être quasi-insensible à l'eau (très faible absorption de l'humidité, indispensable dans notre cas), d'avoir un coefficient de frottement faible et une excellente stabilité dimensionnelle, d'être facilement usinable, d'être résistant à l'usure et à la corrosion, et d'être rigide. Le seul inconvénient pourrait être sa sensibilité aux UV, mais il est possible d'y remédier en utilisant un POM noir. Il est généralement utilisé pour les pignons, roues dentées, pièces de précision, guidages, supports de glissière ... Ces atouts en font donc un matériau idéal pour le mécanisme dont il est question ici.

### Actionneur

Le mécanisme de rampe mobile devant, à terme, fonctionner de manière autonome et asservie, il sera nécessairement entraîné par un vérin. L'énergie alors utilisée sera l'énergie hydraulique. Plus compacte que l'énergie électrique, elle pourra être récupérée directement en sortie de rotor ce qui simplifiera grandement la mise en œuvre du système. Toutefois, ce prototype visant, dans une première phase, à valider le système de glissière et la forme de la lèvre, aucun actionneur n'a été concrètement envisagé et positionné.

### Fonctionnement du système

L'un des objectifs de ce prototype est de valider la forme optimale de la lèvre à l'extrémité de la rampe. Afin de faciliter cela, la rampe est dotée d'une lèvre séparée qu'il est possible de démonter et de remonter aisément pendant une séance d'essai, uniquement en sortant le véhicule de l'eau. Cela permet de réaliser et tester différentes formes de lèvre sans modifier le reste du mécanisme. La fixation de cette lèvre sur la rampe se fait au moyen de deux vis (voir Figure 5.14).

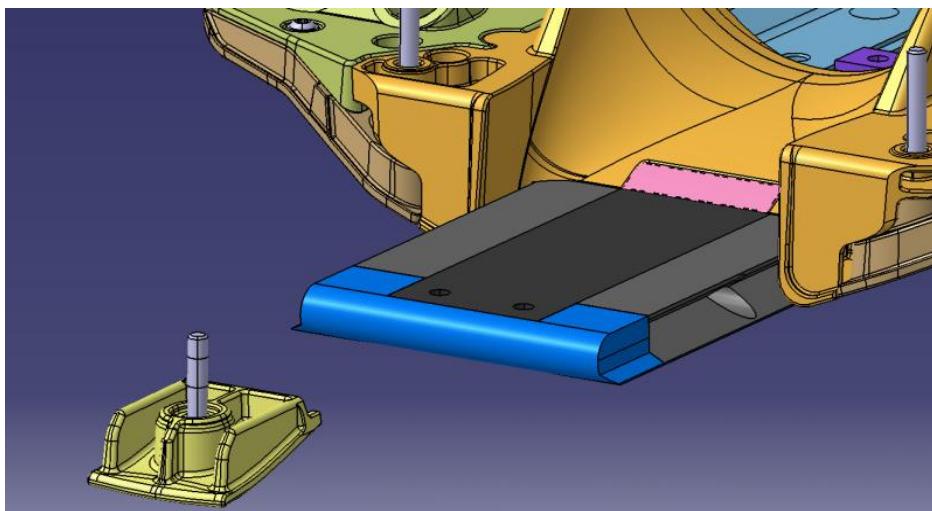


Figure 5.14 – Exemple de forme de lèvre basique (en bleu) fixée sur la rampe (gris)

La plaque promenade étant largement fragilisée par le découpage effectué pour y placer la rampe mobile, des renforts ont été rajoutés. Deux piliers verticaux (en rose sur la Figure 5.15 ci-dessous) sont venus consolider la partie supérieure de la plaque promenade (en vert) pour éviter toute déformation à haute vitesse qui pourrait bloquer le mécanisme. Ils assurent le maintien en position de chacun des côtés qui supportent la glissière en les reliant directement à la coque. Encore une fois, le système entre en conflit avec le panier de renverse qui devra être enlevé pour les essais. En revanche la direction n'est pas dérangée par ces deux autres.

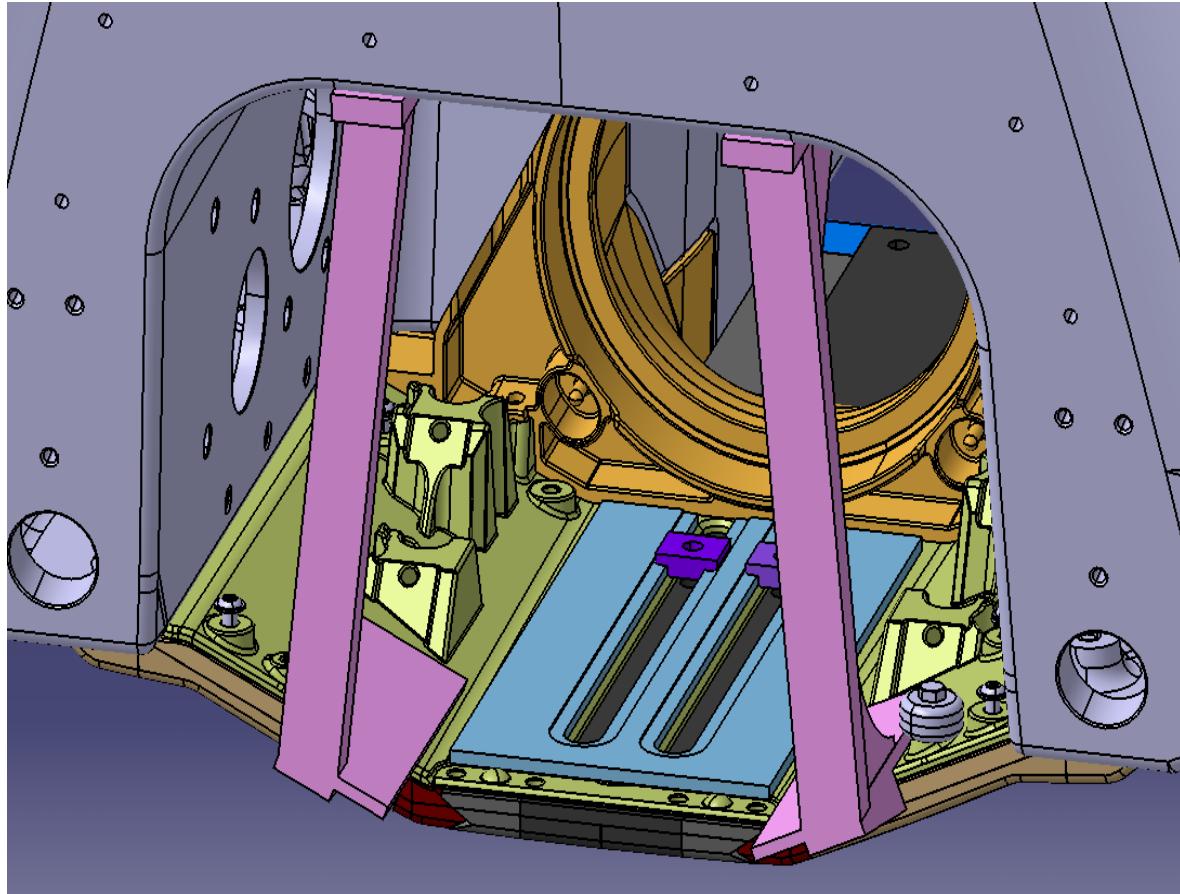


Figure 5.15 – Renforts assurant le maintien en position des éléments

Le mécanisme de glissière n'étant pas actionné par un actionneur dans la première phase de validation du concept, il sera déplacé manuellement. Cette mise en position se fera par l'intermédiaire de 2 vis rattachées à deux pièces en T (en violet sur la Figure 5.15) qui viendront bloquer la glissière par friction. La plaque promenade supérieure est néanmoins fragilisée par les deux rainures la traversant pour laisser passer ces vis. Une plaque en aluminium (en bleu) viendra donc la renforcer.

Enfin, le support de pompe (en orange) nécessitera un peu d'usinage pour pouvoir laisser sortir la rampe. La grille, quant à elle, sera enlevée et la cavité de la fixation sur la coque en avant de l'entrée d'eau sera comblée par une pièce pleine. La Figure 5.16 ci-dessous représente la rampe mobile dans ses positions extrêmes :

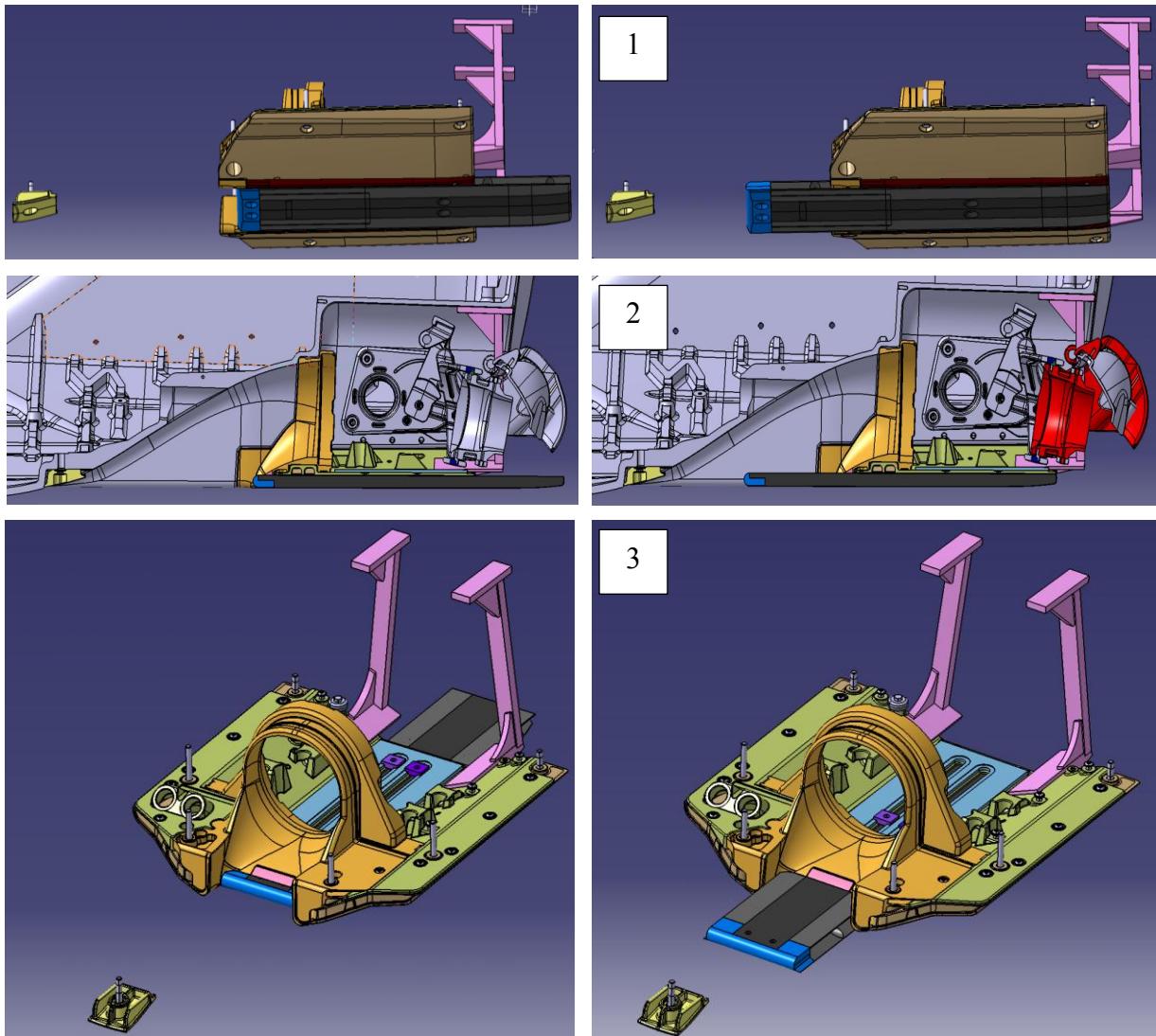


Figure 5.16 – Rampe mobile totalement sortie et rentrée : vue de dessous (1), vue de coté (2),  
vue de dessus (3)

#### 5.4.4 Conclusions

Ce prototype a finalement été abandonné car jugé trop peu robuste et trop coûteux. En effet, le mécanisme de glissière étant très sensible, il était craint que les importantes forces exercées par l'eau à haute vitesse ne viennent bloquer la rampe. De plus, rendre le panier de renverse inutilisable s'est avéré être un inconvénient trop important pour la suite du projet. Il est nécessaire de conserver ses avantages (le freinage puissant ainsi que la marche arrière). Le panier de renverse est un organe impossible à supprimer, et les alternatives à un tel système

trop complexes à mettre en œuvre. Un second concept a donc vu le jour. Il fera l'objet de la section suivante.

## 5.5 Faux palais

Dans la simulation de la version stock de l'entrée d'eau, nous avons constaté qu'une zone importante de recirculation de l'eau se formait dans la partie supérieure de la conduite à hautes vitesses (voir Figure 5.17 ci-dessous).

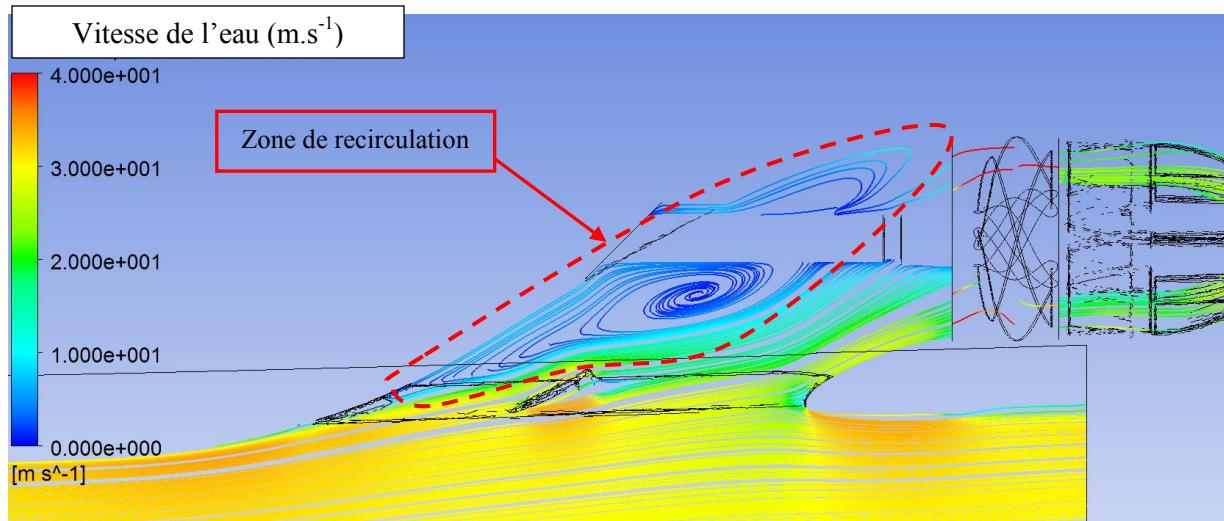


Figure 5.17 – Lignes de courant dans le plan médian de l'entrée d'eau stock à 67 mph

C'est le décrochage de l'eau lors de sa déviation dans le premier coude qui provoque cette recirculation : à haute vitesse, l'eau qui s'engouffre dans l'entrée n'a pas le temps d'épouser la forme de la conduite. Elle décroche donc très rapidement. L'une des raisons de ce décrochage de l'eau est liée à la longueur de l'entrée d'eau trop courte et à sa position trop en arrière qui oblige les concepteurs à faire des coudes trop prononcés. Évidemment, la présence du déflecteur sur la grille n'arrange rien. Une optimisation sensée serait donc de combler la zone dans laquelle l'eau recircule avec une pièce fixe qui débuterait dans le premier coude et permettrait d'agrandir son rayon de courbure. Elle viendrait, par la même occasion, remplacer l'action du déflecteur. Suite à l'étude 2D effectuée dans le chapitre 5, nous sommes conscients que la forme optimale de la partie supérieure de l'entrée d'eau tend vers une courbe unique (et non plus deux coudes). Dans cette partie, nous proposerons donc une optimisation complète de l'entrée d'eau avec une pièce qui remplira la recirculation et que l'on appellera « faux palais ». Elle permettra également d'apporter un maximum d'eau dans la partie supérieure de la pompe pour obtenir un profil de vitesse le plus uniforme possible, et ainsi améliorer le rendement de la propulsion.

### 5.5.1 Procédure d'optimisation

Afin d'être le plus précis possible dans l'optimisation du faux palais, nous allons ici développer une procédure d'optimisation de l'entrée d'eau avec un faux palais afin d'adapter le reste de l'entrée d'eau à la présence d'un nouvel appendice.

Les trois paramètres principaux que l'on fera varier dans l'étude seront la forme du faux palais, la forme de la lèvre et la hauteur de pompe (voir Figure 5.18). Étant donné que l'optimisation se fera manuellement, il ne sera pas possible de simuler une infinité de géométries. Afin de réduire les combinaisons, seules trois hauteurs de pompes seront prises en compte. La procédure ci-dessous s'appliquera donc à chacune de ces hauteurs.

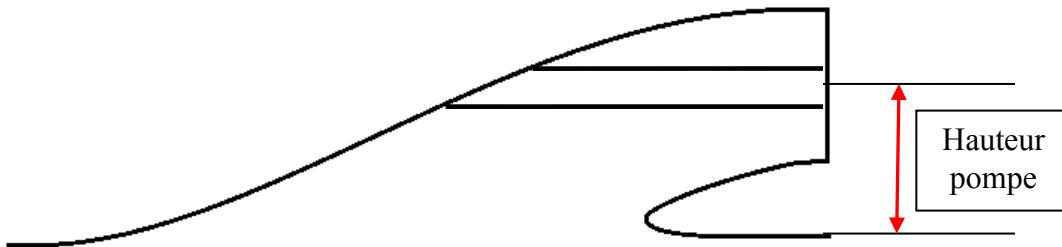


Figure 5.18 – Représentation de la hauteur de pompe

La première partie de l'étude portera uniquement sur le rayon de courbure du faux palais. La forme du faux palais placé dans la partie supérieure de la conduite se résumera donc en un profil 2D que l'on extrudera sur la largeur de l'entrée d'eau (voir Figure 5.19). Cinq courbures différentes seront testées.

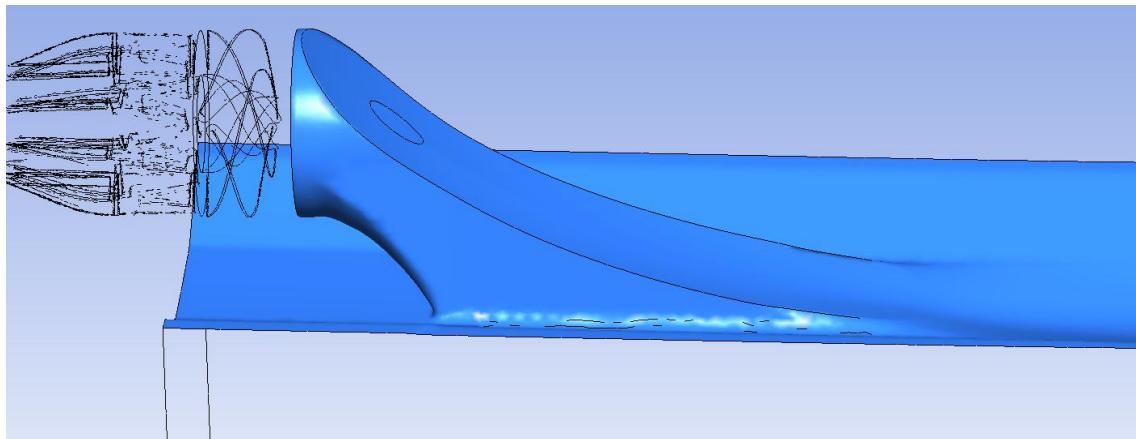


Figure 5.19 – Exemple de faux palais « 2D extrudé »

Une fois le rayon de courbure du faux palais optimisé pour le reste de l'entrée stock, on appliquera sur les bords du faux palais, un congé qui liera le faux palais à la conduite (voir

Figure 5.20). Trois rayons de courbure seront essayés sur les bords du faux palais afin de quantifier leur influence.

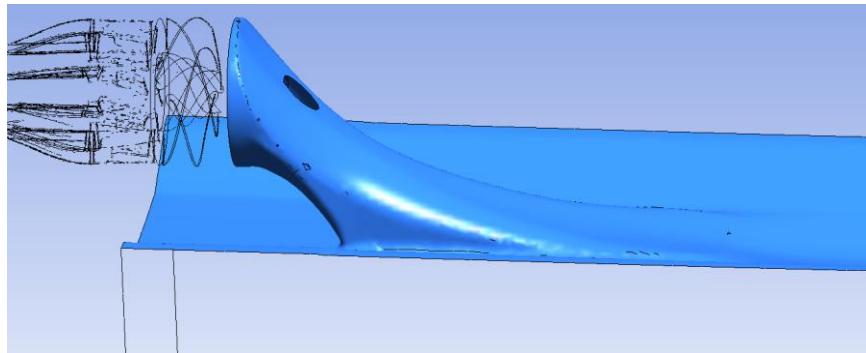


Figure 5.20 – Exemple de faux palais avec un rayon sur les bords

La forme du faux palais étant alors totalement optimisée pour une lèvre stock et une hauteur de pompe donnée, on viendra modifier la forme de la lèvre, toujours à vitesse élevée (67 mph). Dans les simulations précédentes, nous avons vu que la lèvre n'était pas optimisée avec un faux palais. De grosses zones de cavitation étaient en effet visibles sous cette lèvre au niveau de la plaque promenade. C'est cette zone de recirculation très néfaste que nous allons ici combattre. Le but sera donc de séparer le fluide de manière à ne pas ou peu le perturber au niveau du point de stagnation (point de séparation entre le fluide qui passe dans la pompe, et celui qui passe sous la plaque promenade). Cela consistera à faire varier le rayon de courbure de la lèvre jusqu'à venir la couper sur le point de stagnation (voir Figure 5.21). Une première forme coupée de la lèvre sera essayée sur les cinq faux palais précédemment simulés pour s'assurer que le faux palais avec un rayon de courbure optimum sera utilisé pour l'optimisation de la lèvre coupée. Après avoir validé cela, quatre géométries de lèvres coupées seront combinées à ce faux palais, ce qui nous permettra d'obtenir la combinaison faux palais / lèvre tranchante optimale.

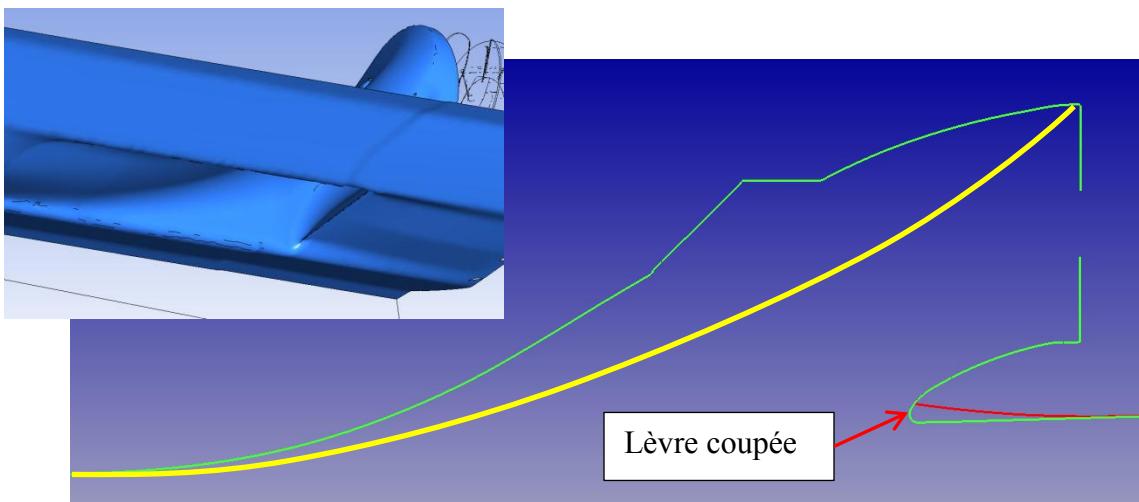


Figure 5.21 – En vert profil de l'entrée d'eau stock, en rouge lèvre « coupée »

Des combinaisons faux palais / lèvre ouverte (plus courte et avec un plus grand rayon de courbure) et faux palais / lèvre elliptique seront également optimisées suivant le même principe pour les différentes hauteurs de pompe (voir Figures 5.22 et 5.23). Chaque combinaison optimale sera ensuite simulée sous quatre régimes différents (67 mph, 45 mph, 30 mph et 10 mph), ce qui nous permettra d'obtenir leur consommation d'essence pour un cycle d'utilisation type.

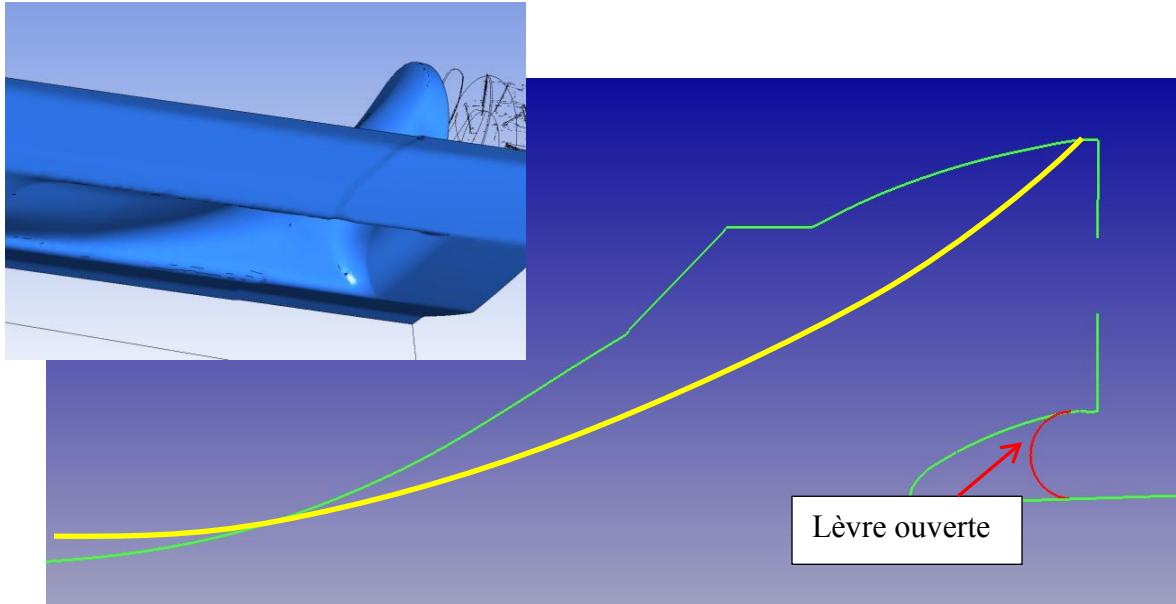


Figure 5.22 – En vert profil de l'entrée d'eau stock, en rouge lèvre « ouverte »

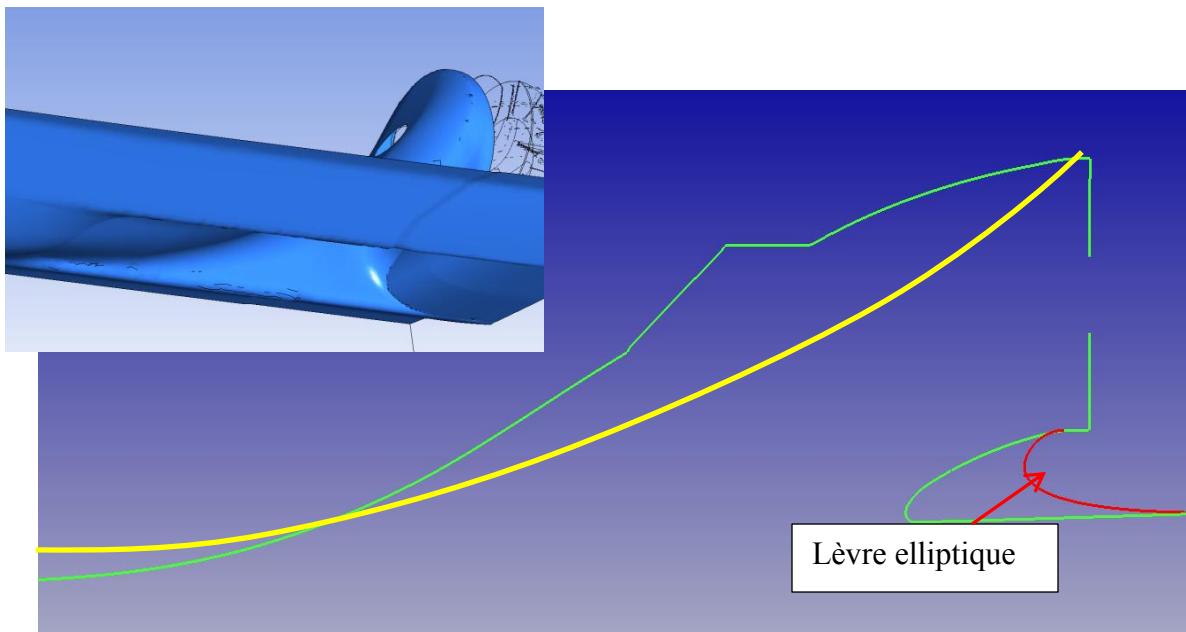


Figure 5.23 – En vert profil de l'entrée d'eau stock, en rouge lèvre « elliptique »

### 5.5.2 Analyse des résultats

#### Lèvre non modifiée

La première étape de l'optimisation de l'entrée d'eau avec un faux palais consiste à optimiser le rayon de courbure du faux palais ainsi que les rayons des bords qui font le lien entre le faux palais et la conduite. La hauteur de la pompe rentre ensuite en jeu. Pour cette première optimisation, nous avons décidé de prendre quatre hauteurs de pompe différentes, ce qui nous a permis d'amplifier les tendances qui apparaissaient (voir Figure 5.24). Les géométries ont été optimisées pour une vitesse de 67 mph. L'impact sur les autres vitesses a ensuite été observé.

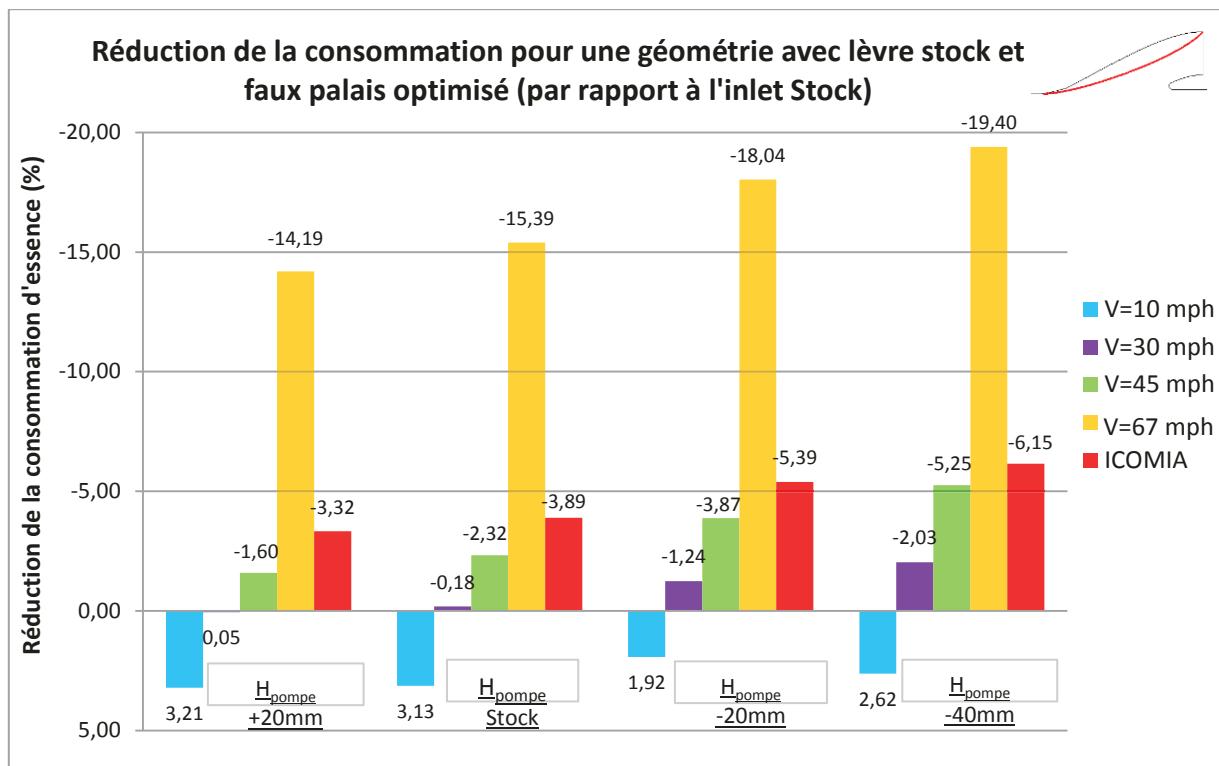


Figure 5.24 – Réduction de la consommation d'essence en fonction de la hauteur de pompe ( $H_{pompe}$ )

La première chose que l'on remarque dans ce graphique est l'influence de la hauteur de pompe. En effet, c'est un paramètre influant qu'il est important de prendre en compte : plus la hauteur de pompe diminue, plus la consommation décroît. C'est ce à quoi nous nous attendions. Sur un cycle de type ICOMIA, cela représente un gain de 2.26 % par rapport à la hauteur de pompe initiale. Néanmoins, même si ce gain paraît important, il est nécessaire de regarder ce que cela implique : descendre la pompe nous oblige à revoir la conception de la coque. En effet, il est nécessaire de conserver la même inclinaison de l'axe moteur que le véhicule stock. Il faut donc rabaisser le moteur, ce qui est extrêmement délicat avec la coque actuelle. Cela représente donc des coûts très élevés qu'il n'est pas forcément judicieux de

mettre en jeu compte tenu de la différence de gains obtenue sur un cycle ICOMIA par rapport à une hauteur stock.

En s'intéressant cette fois aux performances en accélération, on constate que quelque soit la hauteur de la pompe, l'ajout d'un faux palais dans la conduite a réduit d'un peu plus de 50 % la poussée statique. À titre de comparaison, et pour saisir pleinement l'influence de la hauteur de pompe : pour une pompe baissée de 20 mm sans faux palais, la poussée statique diminue de 6.34 % par rapport à celle d'une pompe à hauteur stock, alors que celle d'une pompe surélevée de 20 mm augmente de 6.77 %. Ces différences ne sont néanmoins probablement pas perceptibles pour un utilisateur lambda.

### Lèvre modifiée

Afin d'optimiser au maximum l'entrée d'eau, des modifications sur la lèvre ont été effectuées, combinées avec les faux palais optimum de chaque hauteur, et simulées. Trois types de lèvre ont été optimisés : une lèvre tranchante, une lèvre raccourcie et très arrondie, et une lèvre raccourcie mais elliptique. Les Figures 5.25, 5.26 et 5.27 résument les résultats de cette optimisation. Les géométries ont été optimisées pour une vitesse de 67 mph. L'impact sur les autres vitesses a ensuite été observé.

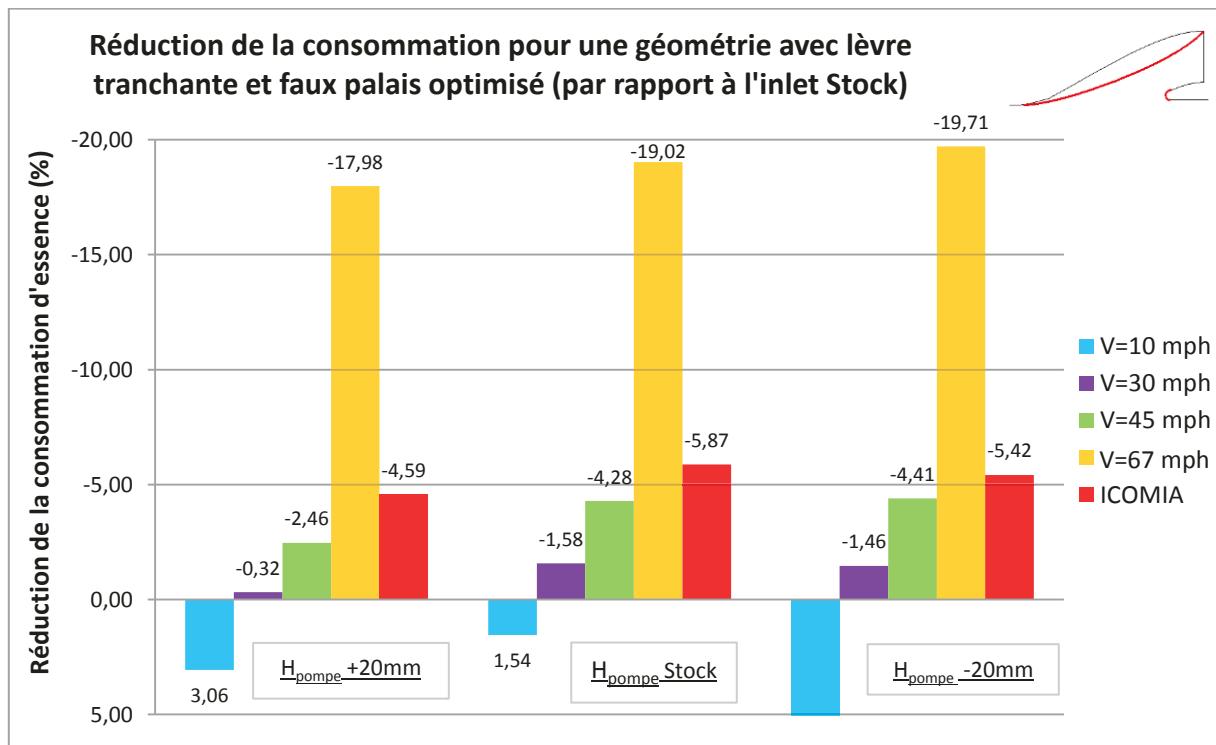


Figure 5.25 – Réduction de la consommation d'essence en fonction de la hauteur de pompe ( $H_{pompe}$ ) avec une combinaison faux palais / lèvre tranchante

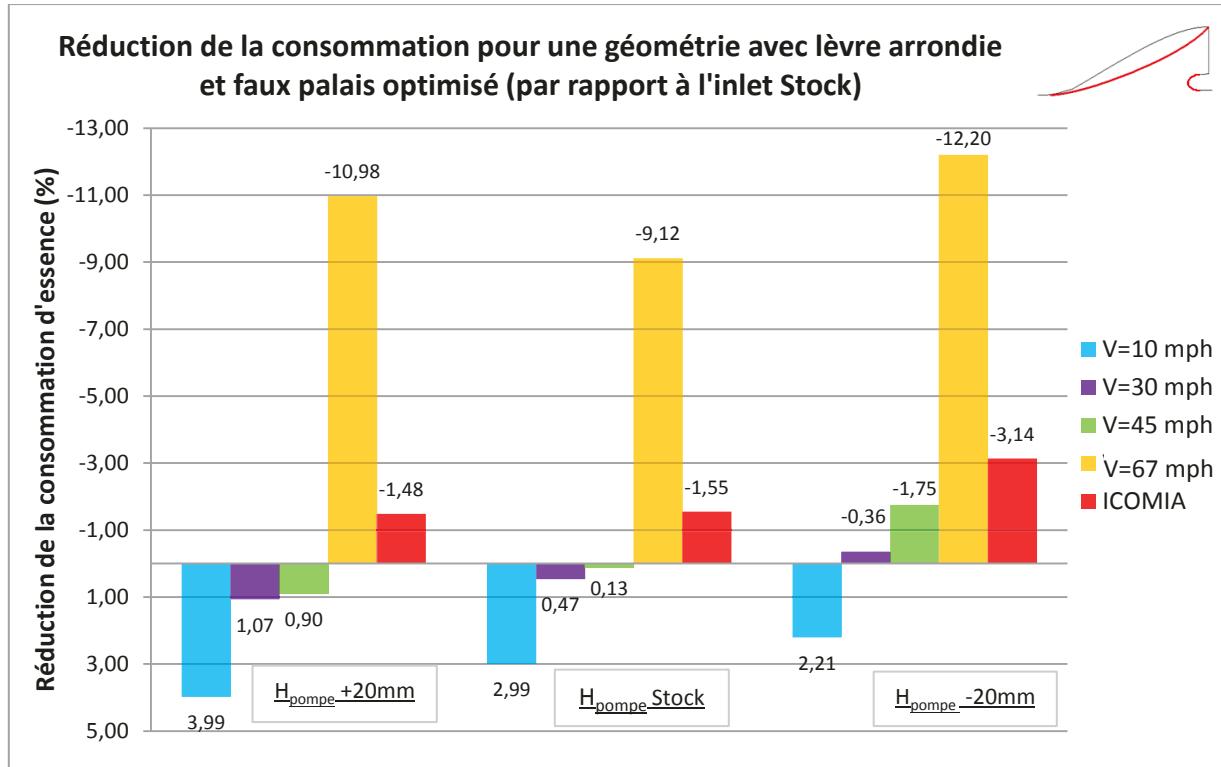


Figure 5.26 – Réduction de la consommation d'essence en fonction de la hauteur de pompe ( $H_{pompe}$ ) avec une combinaison faux palais / lèvre arrondie

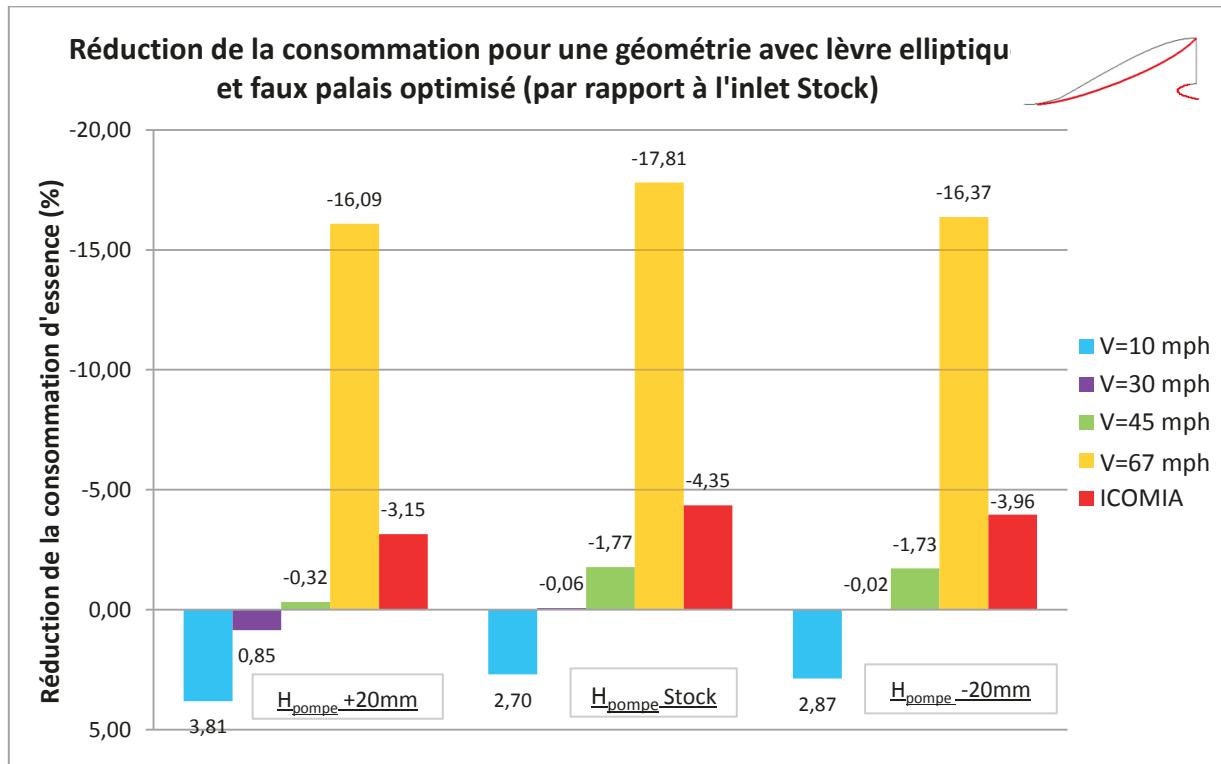


Figure 7.27 – Réduction de la consommation d'essence en fonction de la hauteur de pompe ( $H_{pompe}$ ) avec une combinaison faux palais / lèvre elliptique

On constate que la géométrie avec une pompe abaissée de 20 mm semblent encore avoir l'avantage pour le cas avec faux palais et lèvre ouverte. Néanmoins il n'y a pas un gros écart. De plus la combinaison faux palais / lèvre tranchante (voir Figure 5.28) se démarque et permet d'atteindre un gain d'environ 19 % à 67 mph et environ 5.9 % sur un cycle ICOMIA (pour la hauteur de pompe stock). Lorsque la vitesse diminue, les gains relevés sont beaucoup moins importants. La combinaison faux palais / lèvre arrondie ne permet pas de réduire autant la consommation d'essence. Néanmoins, cette combinaison n'handicape pas la poussée statique et permet même de récupérer une partie de la poussée statique perdue à cause du faux palais (6 % pour la hauteur stock et celle augmentée de 20 mm et 19 % pour la hauteur de pompe baissée de 20 mm). Finalement, la combinaison qui semble être la plus adaptée est celle avec le faux palais et la lèvre raccourcie elliptique (voir Figure 5.29). Un gain d'environ 4 % sur la réduction de la consommation sur un cycle ICOMIA est envisageable ainsi qu'un gain entre 4 et 13 % de la poussée statique.

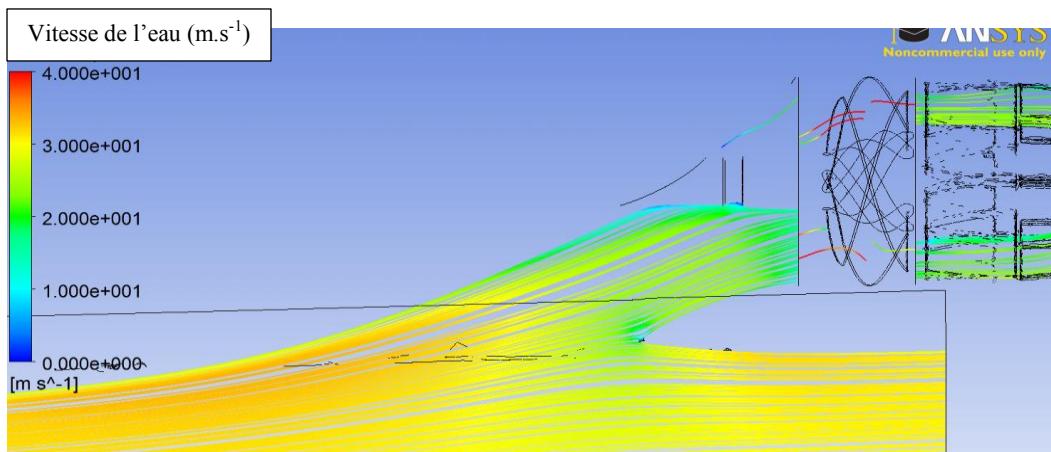


Figure 5.28 – Lignes de courant dans le plan médian pour une vitesse de 67 mph : combinaison faux palais / lèvre tranchante pour une hauteur de pompe stock

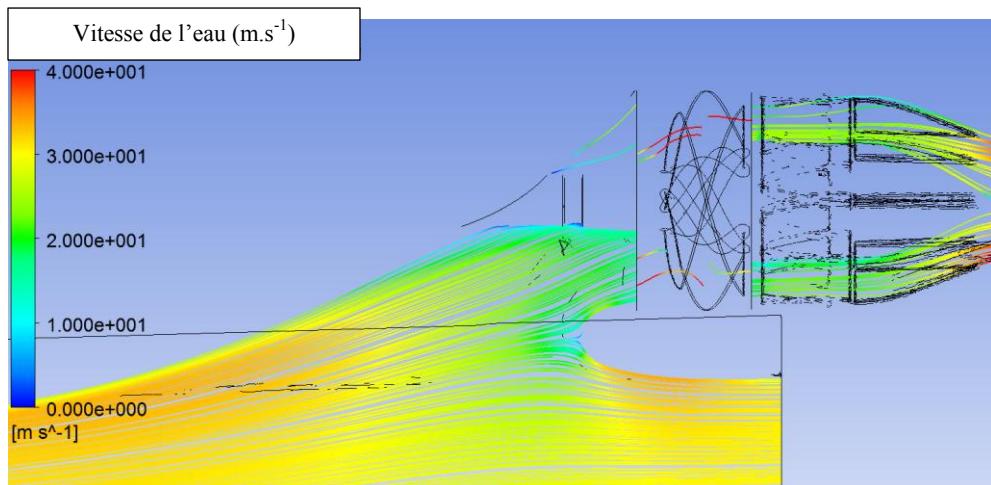


Figure 5.29 – Lignes de courant dans le plan médian pour une vitesse de 67 mph : combinaison faux palais / lèvre elliptique pour une hauteur de pompe stock

### Optimisation en fonction de la vitesse

Jusqu'à présent l'optimisation s'est faite pour une haute vitesse (67 mph). L'impact sur les autres plages de vitesses était ensuite observé. Dans cette partie nous allons optimiser la forme du faux palais pour chaque plage de vitesses qui nous intéresse. Cela nous permettra de connaître la forme optimale du faux palais pour chaque vitesse et de peut-être alors envisager un mécanisme mobile. Afin de simplifier l'étude, seule la courbure du faux palais variera. La forme du faux palais quant à elle sera une simple extrusion de son profil 2D. La forme de la lèvre stock sera utilisée tout au long de l'étude. Les formes simulées sont présentées dans la Figure 5.30.

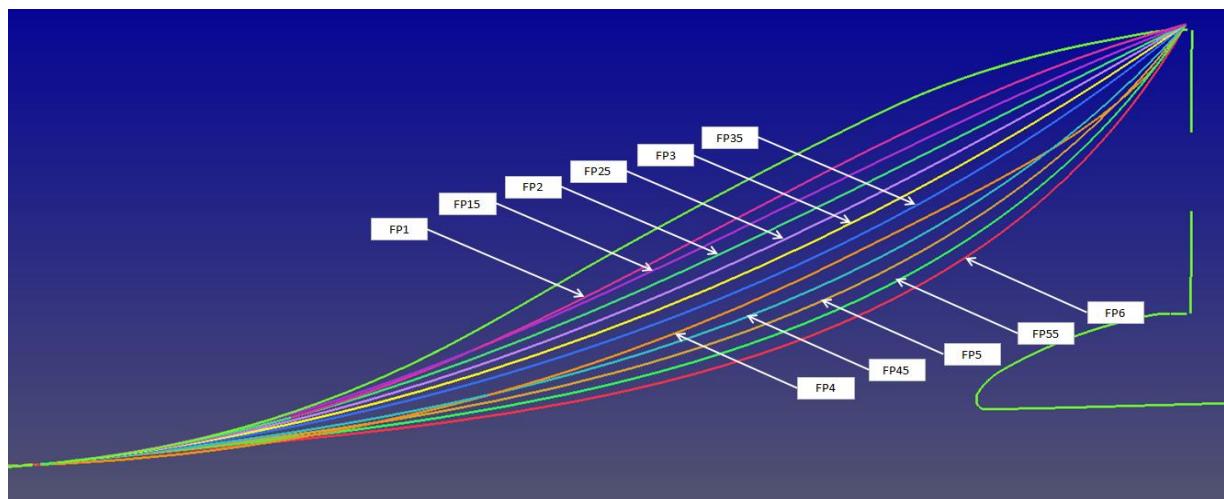


Figure 5.30 – Géométries simulées pour chaque plage de vitesse

La Figure 5.31 résume les résultats obtenus sur la variation de la consommation d'essence en fonction de la vitesse. Chaque couleur représente une vitesse. Cette représentation nous permet de visualiser clairement quelle géométrie optimale se détache pour chaque vitesse. En ce qui concerne les hautes vitesses ( $30 \text{ m.s}^{-1}$ ), on constate que la géométrie FP55 est de loin la meilleure avec une réduction de 15.07 % de la consommation face à la géométrie stock à la même vitesse. Pour une vitesse de  $20 \text{ m.s}^{-1}$  (en vert dans le graphique), c'est la géométrie FP45 qui tire son épingle du jeu avec une réduction de la consommation de 3.16 %. Pour une vitesse de 30 mph (en violet) la géométrie optimale est la FP35 avec une réduction de 1.84 %. Enfin, pour une vitesse de 10 mph, on constate qu'aucune réduction notable n'est relevée. Les premières géométries (FP1, FP15, FP2, FP25) permettent de conserver la consommation du véhicule stock sans toutefois l'améliorer. Lorsque l'on s'intéresse à la consommation sur un cycle complet ICOMIA (voir Figure 7.30), on constate que la géométrie optimale est la FP45 qui permet de réduire la consommation de 4.27 %

(contre 3.58 % pour la géométrie FP55 optimale uniquement à haute vitesse). Toutefois, en combinant les géométries optimales de chaque vitesse (comme le ferait un faux palais mobile) une réduction de 4.90 % est envisageable soit 0.63 % de plus que la géométrie FP45.

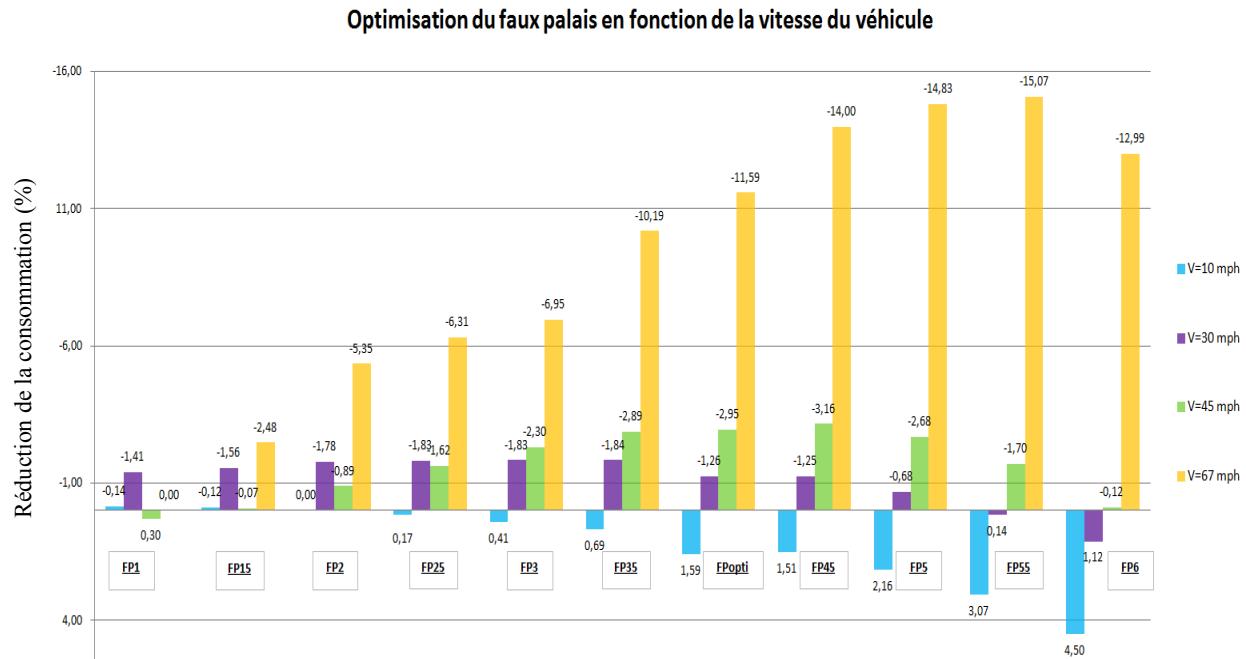


Figure 5.31 – Résumé de l'étude du faux palais en fonction de la vitesse

En s'intéressant cette fois à l'accélération (Figure 5.32), on constate que privilégier une géométrie fixe aussi extrême que la FP45 n'a plus de sens. En effet, cette géométrie réduit de presque la moitié la poussée statique, ce qui est inacceptable pour les performances de la moto marine. Les seules géométries fixes envisageables d'un point de vue de l'accélération sont la FP15 et la FP2 (avec respectivement des réductions de 0.91 % et 1.87 % de la consommation sur un cycle ICOMIA). En revanche, si l'on privilégie la combinaison de nos géométries, on parvient à récupérer à la fois la poussée statique perdue pour la géométrie FP45 tout permettant un gain de 4.90 % sur la consommation. Le choix d'une géométrie variable semble donc plus judicieux au vue de nos objectifs : le mécanisme permettrait par exemple de passer d'une géométrie FP15 à une géométrie FP55 pour les très hautes vitesses.

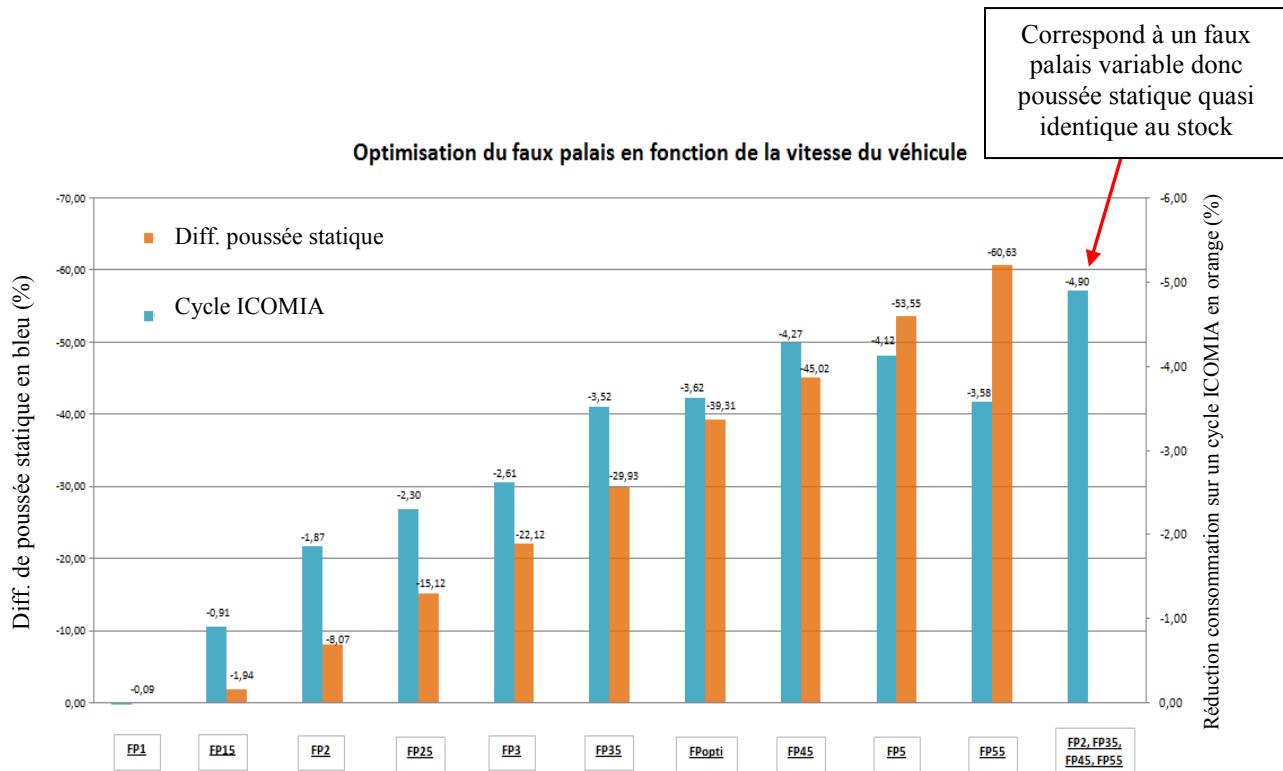


Figure 5.32 – Résumé de l'étude du faux palais sur un cycle ICOMIA et en poussée statique

Deux possibilités sont donc envisageables : la première, et la plus simple, serait de reprendre la courbure de l'entrée d'eau au profit d'une courbure ressemblant à la géométrie FP15 ou FP20. Ces géométries étant des formes relativement simples et non optimisées, on pourra envisager une réduction de 1 à 2 % sur la consommation d'essence sur un cycle ICOMIA grâce à l'ajout de congés. Cette solution peu coûteuse (il suffit de reprendre la forme du moule de la coque lors d'une éventuelle révision, ce qui n'engendre aucun coût supplémentaire) permet de conserver les performances en accélération mais ne répond malheureusement pas aux objectifs du projet en termes de réduction de consommation. La seconde possibilité, quant à elle, serait de réaliser un mécanisme de faux palais mobile qui permettrait de passer d'une courbure telle que la FP15 pour atteindre la FP55 à très haute vitesse. Cela permettrait de répondre aux objectifs de performances du projet. En revanche, le coût d'un tel système pourrait facilement dépasser les 200 dollars autorisés. Il faut donc se pencher de plus près sur sa conception pour savoir si cette solution est viable.

#### Récapitulatif à hauteur stock

La Figure 5.33 ci-dessous récapitule les différentes combinaisons de géométries optimales pour une vitesse de 67 mph.

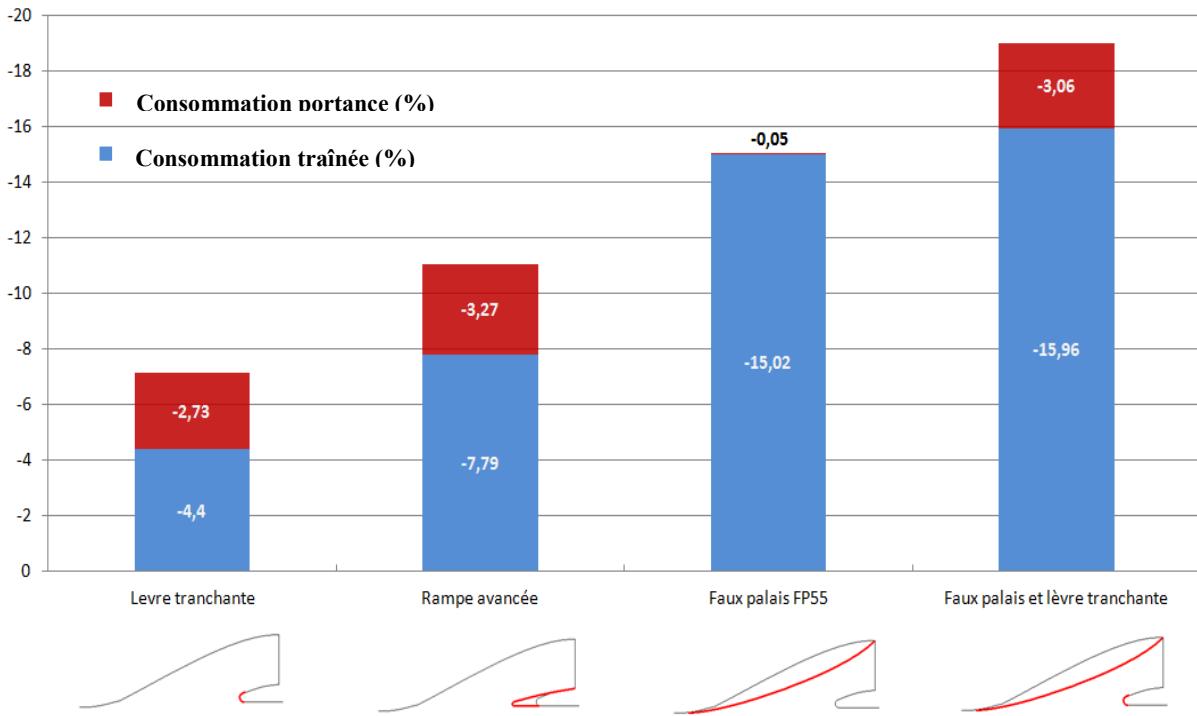


Figure 5.33 – Réduction de la consommation à 67 mph pour les optimums des différentes combinaisons

Il est ici flagrant que le concept le plus pertinent à étudier est le faux palais compte tenu de nos objectifs de réduction de consommation d'essence et de conservation de la dynamique du véhicule. Néanmoins, le faux palais demeure l'un des concepts les plus handicapants que l'on ait simulé d'un point de vue de la poussée statique. Cela vient conforter l'idée de la nécessité d'un mécanisme mobile afin de conserver les performances en accélération du véhicule.

### 5.5.3 Conception

#### Description du système fixe

Afin de valider expérimentalement les gains du faux palais obtenus à hautes vitesses, il a été convenu que le premier prototype serait un dispositif fixe. L'un des principaux critères à prendre en compte est la mise en place du faux palais dans l'entrée d'eau : il est impératif que le faux palais puisse être installé ou ôté de la conduite directement lors d'une séance d'essais au lac, et ce dans un laps de temps relativement court (en deçà d'une heure). Afin de satisfaire à ces exigences, on choisira de rendre possible l'installation par le dessous de la coque en glissant le faux palais dans la conduite (voir Figure 5.34). Le seul appendice à enlever pour permettre le montage sera donc la grille.

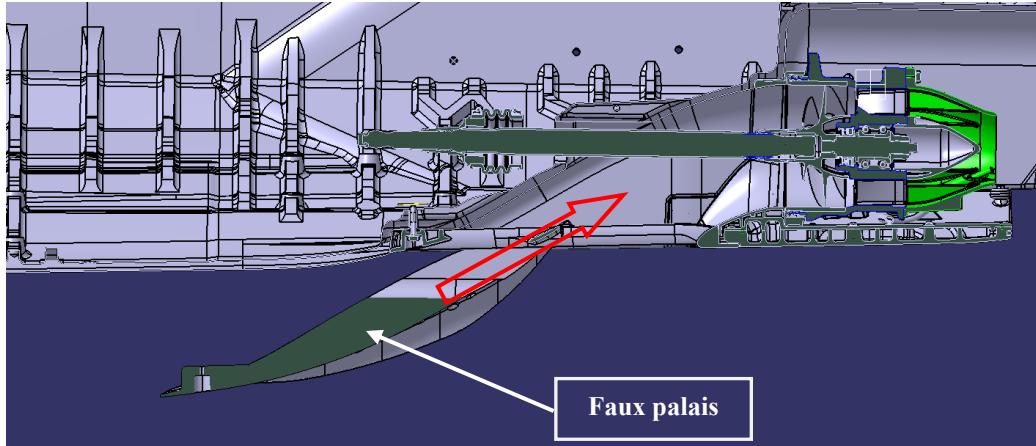


Figure 5.34 – Installation du faux palais par le dessous de la coque

Le faux palais a été divisé en cinq parties (voir Figure 5.35) : deux parties principales ont été créées afin de simplifier l’usinage et l’assemblage. En effet, le faux palais mesure environ 60 cm dans la longueur et le centre d’usinage sur lequel il a été usiné ne permettait pas de le réaliser en une seule partie. De plus, l’arbre qui traverse la conduite pour relier le moteur au rotor nous a forcés à concevoir une partie séparée afin de permettre le montage du dispositif par le dessous de la coque tout en ayant une surface de guidage complète jusque dans le haut de la conduite. Enfin, deux parties latérales ont été découpées : la conduite s’évasant avant la pompe, nous n’étions pas certains de pouvoir introduire la pièce par le dessous de la coque sans enlever le surplus (qui correspond aux deux parties latérales). Il a donc été décidé d’ajouter deux pièces supplémentaires pour combler les vides créés. Après coup, il s’est avéré qu’il n’était pas nécessaire de les enlever.

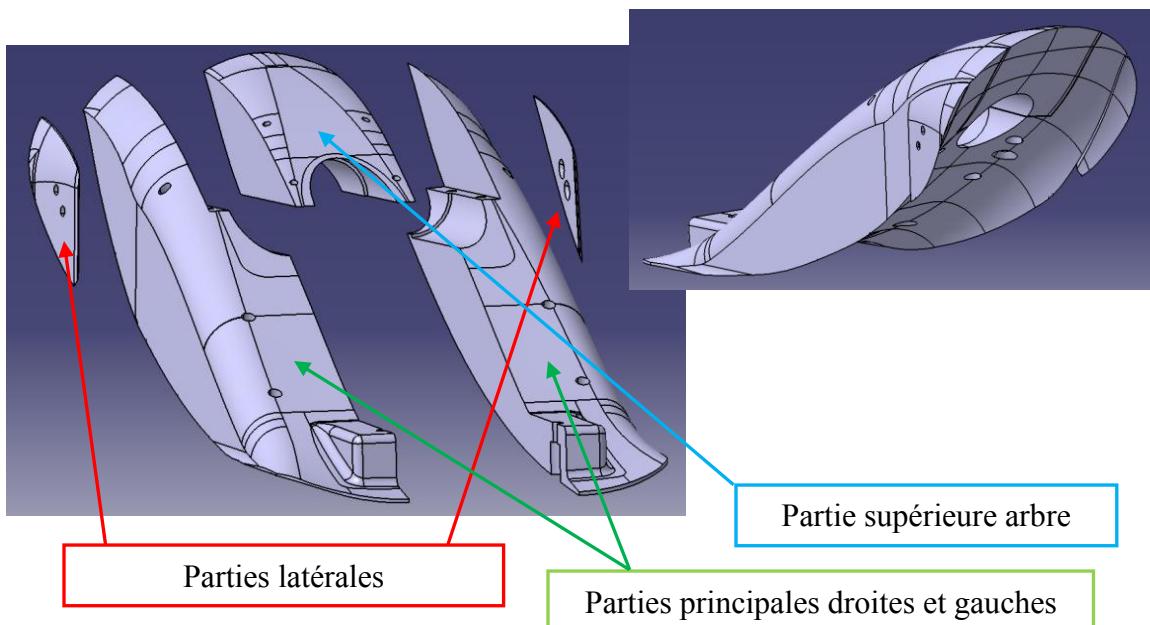


Figure 5.35 – Partitions du faux palais, vue éclatée / vue en perspective

Afin d'exécuter les essais en toute sécurité, la grille a dû être adaptée pour s'installer avec le faux palais. Le « top loader » a donc été découpé et le déflecteur remplacé par une plaque d'aluminium percée s'encastrant parfaitement dans les parties principales du faux palais (voir Figure 5.36, Figure 5.37 et Figure 5.38).



Figure 5.36 – Partie gauche du faux palais / Faux palais complet assemblé



Figure 5.37 – Faux palais mis en place dans l'entrée d'eau

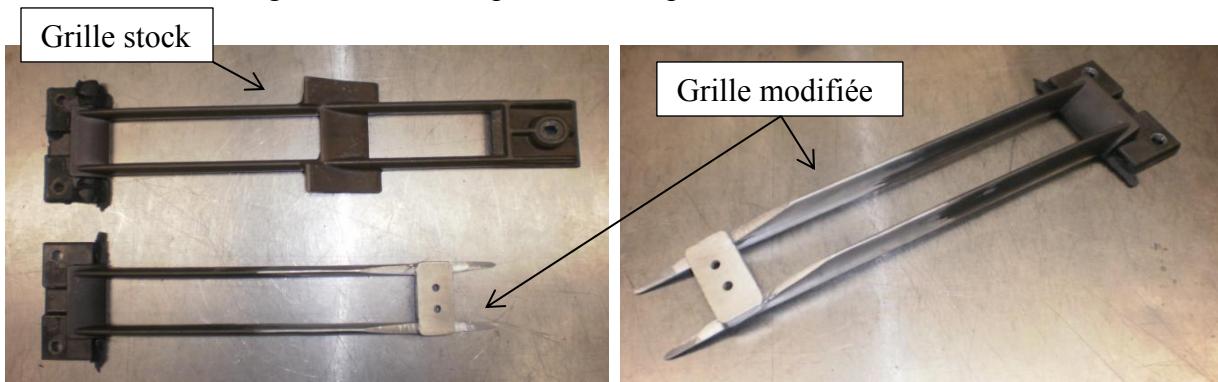


Figure 5.38 – Comparaison grille stock avec grille adaptée au faux palais / Grille du faux palais

### Installation du système fixe

Les forces exercées sur le faux palais étant relativement importantes (de l'ordre de 5000 N), nous avons choisi de fixer les deux pièces principales avec 3 vis M8 chacune. Des blocs en aluminium ont donc été fixés entre le moteur et la coque à l'aide de résine époxy ce qui a été extrêmement délicat au regard de l'espace disponible dans la coque. Des alésages et filets ont ensuite été réalisés par correspondance avec ceux des pièces principales du faux palais. L'ancien alésage de fixation de la grille a été réutilisé pour maintenir le faux palais en position pendant ces étapes de fabrication. La partie supérieure de l'arbre, quant à elle, a été fixée avec quatre vis M6 sur les parties principales. Il est nécessaire que cette pièce soit la première à être installée lors du montage du faux palais. Les parties latérales ont été fixées aux parties principales à l'aide de deux vis M6 chacune. Les résultats de ce concept sont décrits dans le chapitre suivant.

### Mécanisme mobile

Le premier mécanisme mobile à avoir été envisagé est la membrane souple. Le but de ce mécanisme est de moduler la courbure du faux palais en fonction de la vitesse du véhicule, tout en conservant des rayons de courbure assez élevés sur les bords avec la conduite. La membrane souple en plastique est déplacée grâce à un mécanisme composé de plusieurs cames (voir Figure 5.39). Une précontrainte permet de faire revenir la membrane en position lors des décélérations.

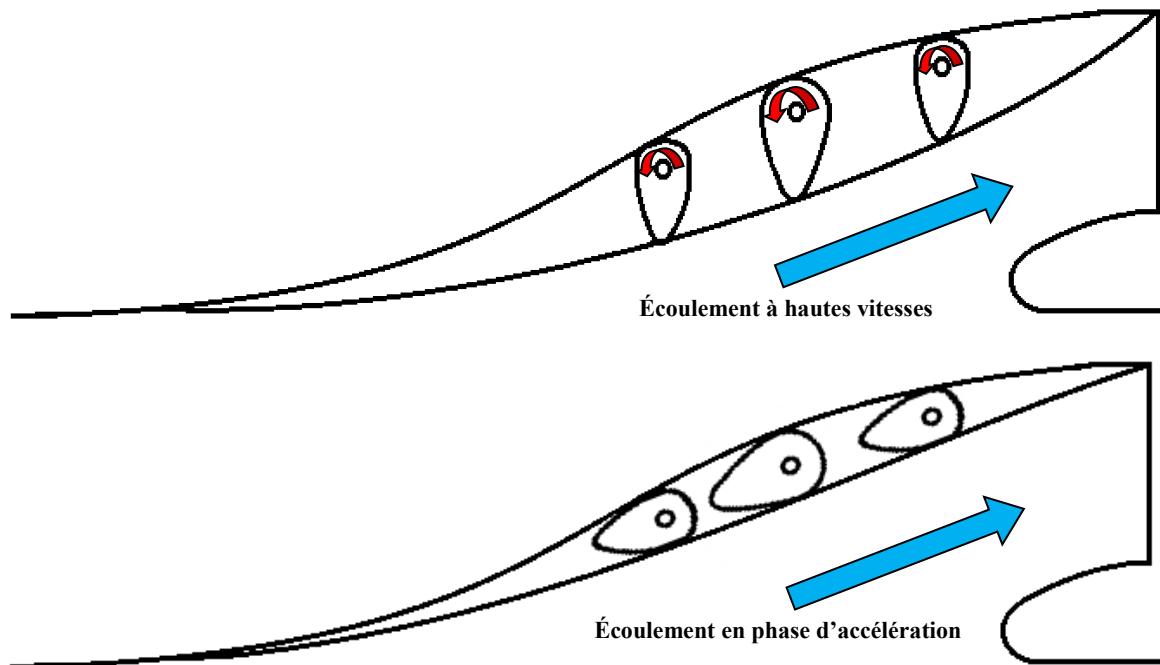


Figure 5.39 – Mécanisme de faux palais à membrane souple

Mais ce mécanisme paraît trop complexe et trop coûteux compte tenu du gain envisagé (environ 5 % sur la consommation sur un cycle ICOMIA). Un second mécanisme davantage adapté a donc été imaginé. Celui-ci consiste à prendre le faux palais fixe plein (par exemple la géométrie FP45 optimale sur un cycle ICOMIA), et de vider la pièce pour qu'elle devienne une seconde conduite à part entière avec une entrée et une sortie. Une ailette placée dans l'entrée vient ouvrir la conduite en phase d'accélération à vitesse nulle, et la fermer dès que le véhicule prend de la vitesse (voir Figure 5.40).

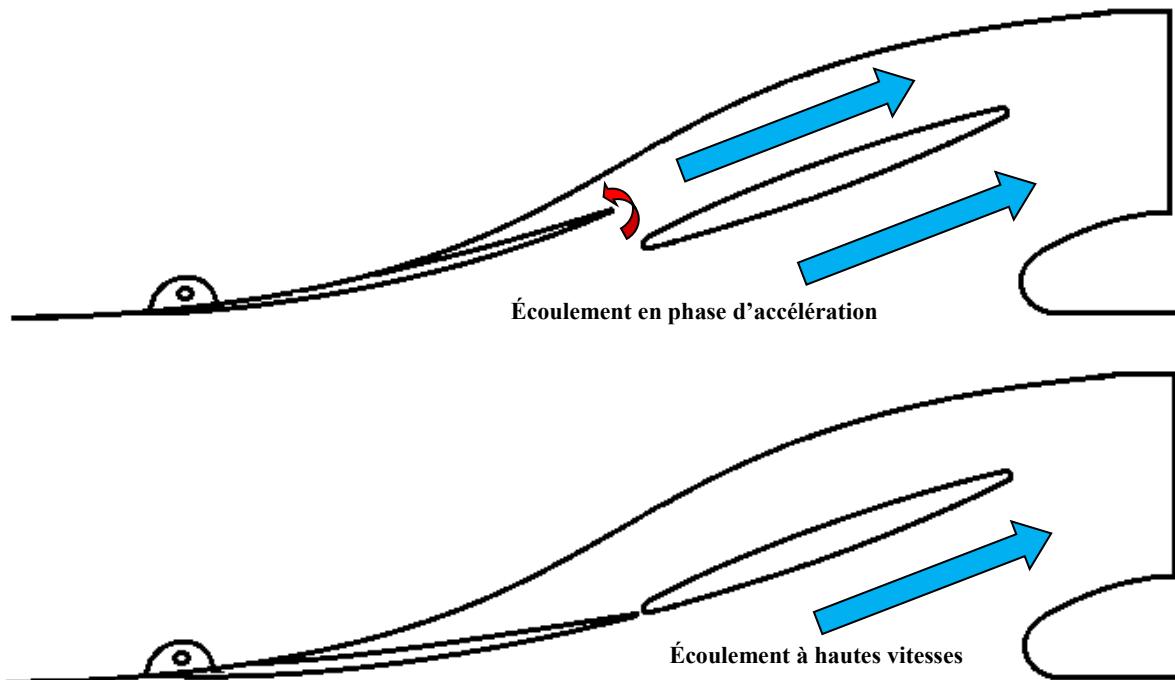


Figure 5.40 – Mécanisme de faux palais à ailette

Une optimisation de la longueur de l'ailette, de l'épaisseur de la partie centrale ainsi que de son rayon d'entrée ont été réalisés. Après simulation, il s'est avéré que ce concept répond correctement aux exigences en termes d'accélération puisqu'il permet de conserver une poussée statique identique à celle d'une entrée d'eau non modifiée. En revanche, sur l'ensemble du cycle ICOMIA, ce système ne permet pas d'atteindre le même gain sur la consommation d'essence : la géométrie FP4 qui donnait auparavant une réduction de 3.62 % de la consommation sur un cycle ICOMIA ne permet plus de réduire que de 2.24 % la consommation d'essence avec ce concept. Cela vient de la recirculation qui se crée à la sortie de la seconde conduite qui est ouverte en permanence. L'idéal aurait été de pouvoir reproduire exactement la même forme que la géométrie FP4. Afin de récupérer les 1.38 % d'augmentation de la consommation, on pourra allonger la partie centrale de la conduite du faux palais. On pourra également modifier la forme arrière de la conduite au profit d'une forme bombée pour améliorer les performances en accélération (voir Chapitre 7).

Finalement, afin de simplifier le mécanisme, il a été décidé de supprimer la partie centrale fixe au profit d'une ailette plus longue. La Figure 5.41 représente ce concept de mécanisme mobile.

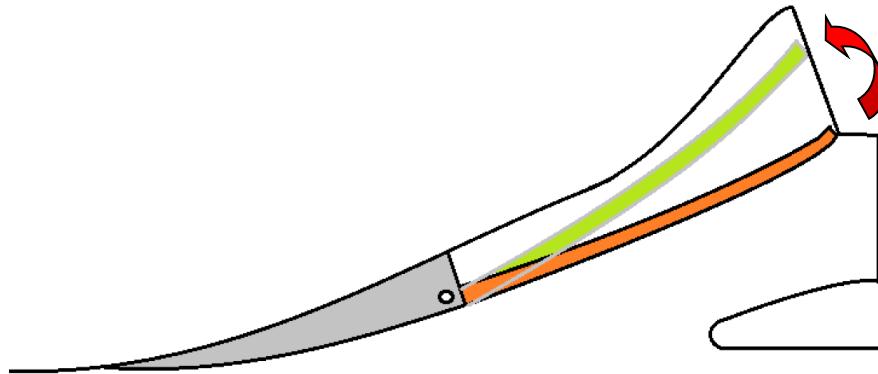


Figure 5.41 – Mécanisme mobile de faux palais

La pièce en gris représente la pièce fixe. Elle est fixée de la même manière que le prototype de faux palais fixe testé expérimentalement. Le haut de la conduite moulé dans la continuité de la coque est modifié et agrandi pour accueillir la partie mobile du faux palais lorsqu'elle est repliée pour les phases d'accélération (en vert). A partir d'une certaine vitesse (environ 40km/h), le faux palais se déplie pour atteindre sa position optimale (en orange). La longueur de la pièce grise a été déterminée par simulation. Pour cela, le faux palais a été partitionné en huit. La poussée statique de chacune des géométries a été simulée afin de savoir jusqu'à quelle partie remonter sans affecter l'accélération (voir Figure 5.42).

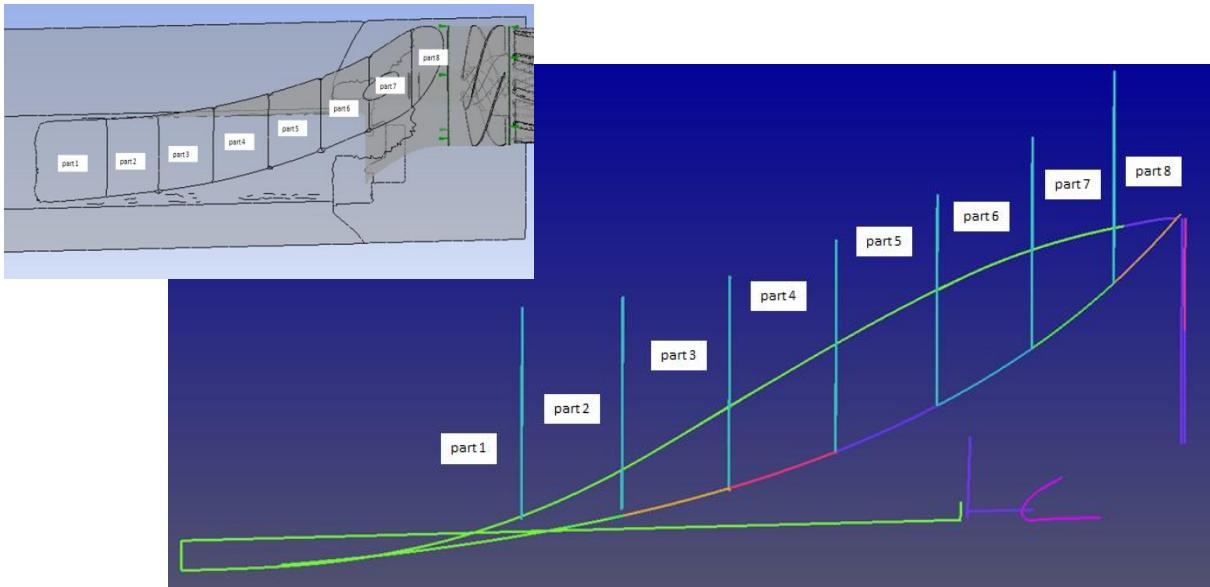


Figure 5.42 – Partitions du faux palais

Il s'est avéré qu'une géométrie cumulant les parties 1, 2 et 3 n'avait aucun impact négatif sur l'accélération. Une fois la longueur de la pièce fixe déterminée, le mécanisme a été dessiné sur un logiciel de CAO (voir Figure 5.43).

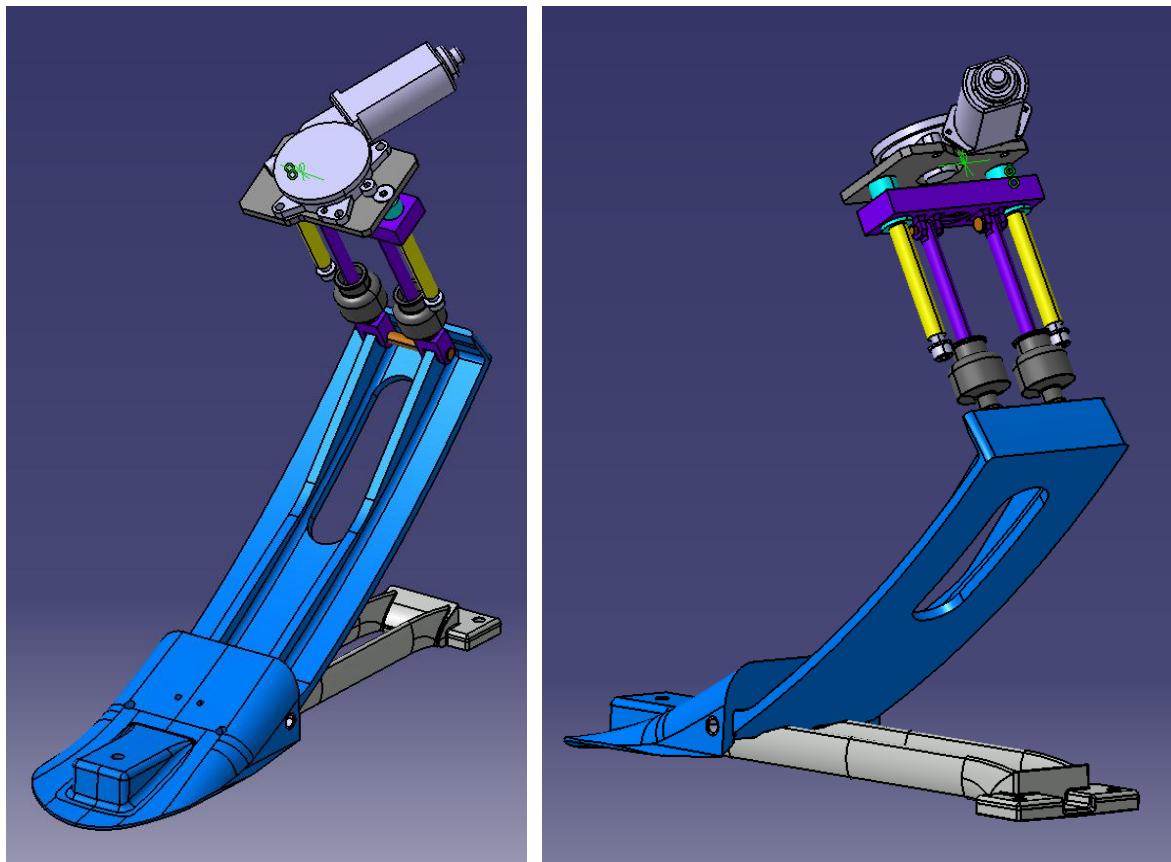
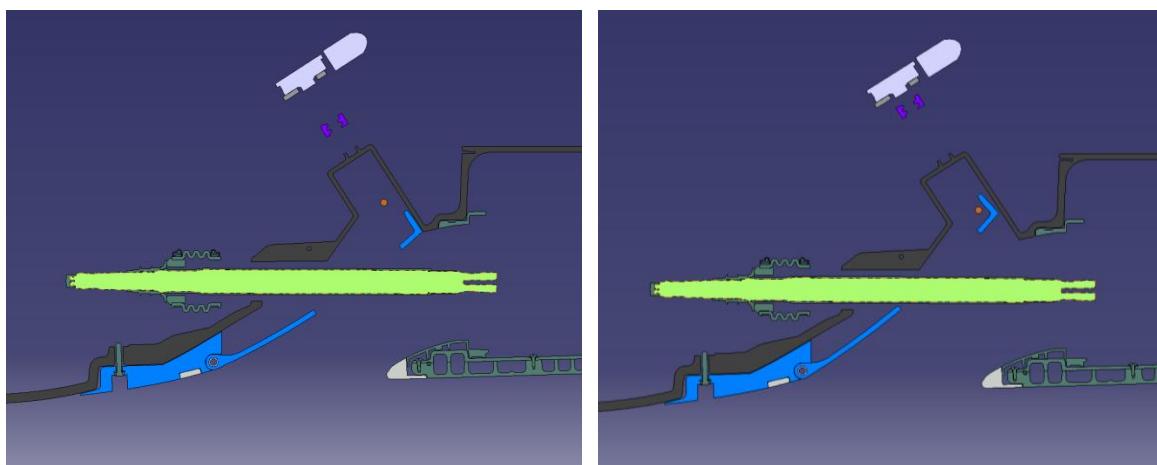


Figure 5.43 – Prototype de faux palais mobile extrait de la coque

La Figure 5.44 ci-dessous présente le principe du mécanisme :



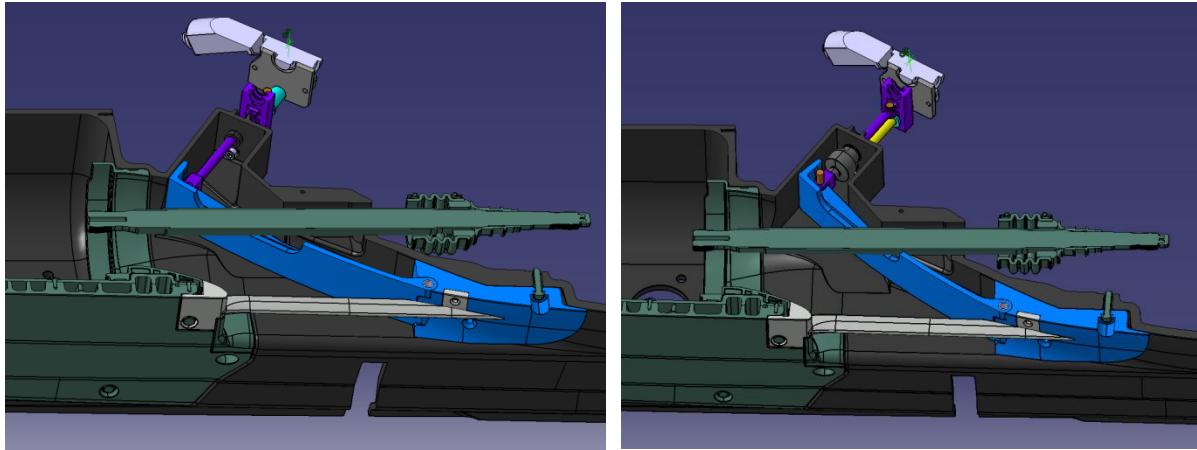


Figure 5.44 – Positions extrêmes du faux palais mobile

Le mécanisme est mû par un moteur électrique entraînant deux vis sans fin. Deux soufflets permettent d'étanchéifier le passage des tiges de guidage dans la coque. Un trou oblong est creusé dans la pièce mobile afin de permettre le passage de l'arbre moteur. Le mécanisme a été simulé en poussée statique ainsi qu'à hautes vitesses. D'un point de vue de l'accélération, ce concept réduit de 5 % la poussée statique. Il pourrait néanmoins être légèrement amélioré en arrondissant l'angle vif entre le support de pompe et la coque (voir l'« inlet bombée » dans les recommandations). La géométrie se rapprocherait de la forme « bombée » présentée dans le Chapitre 7. D'un point de vue des hautes vitesses cette fois, on perd près de 5 % du gain potentiel sur la consommation à hautes vitesses. Cela s'explique par l'espace qui sépare la pièce mobile de la coque. Ajouter une pièce en caoutchouc comblant cet espace et réalisant un rayon de courbure permettrait de remédier à ce problème. Le prototype sera amélioré puis fabriqué et testé dans le cadre d'un second projet (faute de temps).

# CHAPITRE 6 VALIDATION EXPÉIMENTALE DU FAUX PALAIS

---

Ce chapitre a pour but de valider le concept qui a été jugé le plus pertinent d'étudier, c'est-à-dire le faux palais vu dans le chapitre précédent.

## 6.1 Description des essais

### 6.1.1 Véhicules

Tous les essais ont été réalisés avec deux motos marines. La première moto marine est un véhicule non modifié servant uniquement d'escorte au second véhicule équipé du prototype. Cela permet d'assurer la sécurité du pilote de la moto marine instrumentée. Ces deux véhicules sont ceux utilisés lors du projet de [Forest, 2012].

### 6.1.2 Instrumentation

Afin de mesurer la consommation d'essence de la façon la plus précise possible, un débitmètre volumétrique précis à 0,3 % (AVL/Pierburg PLU116-120) a été installé sur la conduite d'alimentation en essence. La pression et la température sont également mesurées au même niveau. De plus, le signal d'un GPS externe est acquisitionné ainsi que les requêtes CAN (Computer Area Network), c'est-à-dire le RPM moteur, la vitesse du véhicule, la puissance moteur, la position verticale de la buse de direction, l'état du régulateur de vitesse... Deux capteurs de pression sont également présents sur le venturi. Ils serviront à comparer les simulations avec l'expérimental. L'acquisition est faite à l'aide d'un module e-DAQ à une fréquence de 25 Hz.



Figure 6.1 – À gauche, instrumentation (débitmètre, capteur de pression et de température connectés à la conduite d'alimentation en essence) / À droite, module d'acquisition e-DAQ

### 6.1.3 Environnement

Les essais ont été réalisés au lac Magog dans une baie moins exposée au vent que la majeure partie du lac. Les différentes vitesses ont été testées suivant les axes A-B et B-A représentés sur la Figure 6.2 ci-dessous. Cela représente une distance de 3.2 km. Afin de réduire au maximum le niveau d'incertitude des essais, les sorties n'ont été effectuées que si des conditions météo stables étaient présentes, c'est-à-dire avec présence de vent très faible, (donc de vagues de très faible hauteur, voire inexistantes).



Figure 6.2 – Représentation d'un des relevés GPS des essais au lac Magog

### 6.1.4 Protocole

#### Objectif principal :

Concevoir un protocole de test répétable permettant de percevoir de faibles variations dans la consommation d'essence du véhicule attribuables à la modification de la coque, de l'entrée d'eau ou de la pompe.

#### Procédure de test :

- Seul un véhicule est instrumenté. Les modifications sont réversibles et la version de référence peut être réinstallée en quelques minutes. Le plein d'essence est effectué entre chaque changement de géométrie.

- Les conditions climatiques doivent être favorables. Le vent doit souffler à moins de 5 km/h (voir Figure 6.3).
- Les conditions ambiantes sont enregistrées (température, humidité, pression atmosphérique, vitesse du vent, état du lac) et une description détaillée des essais est faite.
- Le prototype ainsi que la version de référence doivent être testés en deçà d'une heure. Chaque plateau de vitesse est réalisé dans deux directions suivant un même axe (A-B et B-A). Le régulateur de vitesse est réglé sur 35, 45, 55, et 60 mph. Chacun des plateaux est testé sur au moins 45 secondes. Un cinquième essai est effectué sans régulateur de vitesse pour mesurer la vitesse maximale du véhicule.
- Obtenir des essais comparatifs sur la géométrie de référence à chaque fois permet d'éliminer certaines variables (telles que le vent, le courant, les vagues ...).

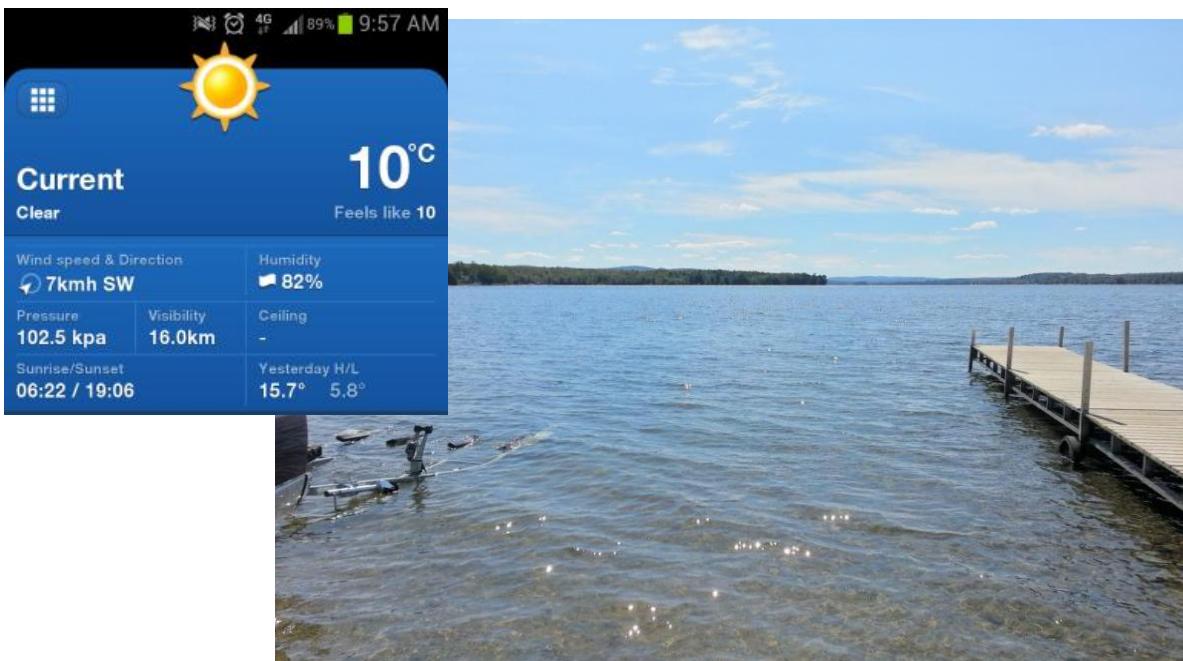


Figure 6.3 – Conditions climatiques relevées lors des essais du prototype de faux palais (vent entre 5 et 10 km/h, vagues de moins de 10 cm, essais effectués entre 9 et 13h)

#### Traitement des données :

- Les données sont filtrées (à l'aide d'une moyenne mobile sur 10 secondes).
- La consommation d'essence est corrigée pour une température de 20 °C.
- Un algorithme vérifie que les conditions sont bien stables. Les points suivants sont utilisés pour sélectionner les données finales :
  - o Les variations du RPM moteur, de la vitesse du GPS et de la consommation d'essence doivent être inférieures à une certaine valeur sur une fenêtre de 10 secondes.
  - o Le régulateur de vitesse doit être actif.
  - o La position verticale de la buse de direction doit être fixée sur 50 %.

- La direction de la moto marine doit être comprise dans une fenêtre de valeurs.
- La consommation d'essence est représentée en fonction de la vitesse du véhicule.
- Une régression polynomiale des données est utilisée pour la comparaison.
- Les données finales sont sauvegardées pour être comparées aux données de référence.

Cette méthode de filtrage permet, entre autre, d'être assez sensible pour éliminer les données lors des rafales de vents ou lors de l'apparition de vagues ponctuellement trop importantes. Un exemple de données sélectionnées après filtrage est représenté dans la Figure 6.4 ci-dessous. Les cercles qui forment un trait noir épais correspondent aux données conservées après filtrage (quand les conditions sont donc bien stabilisées à l'exemple des paliers de vitesse en bleu).

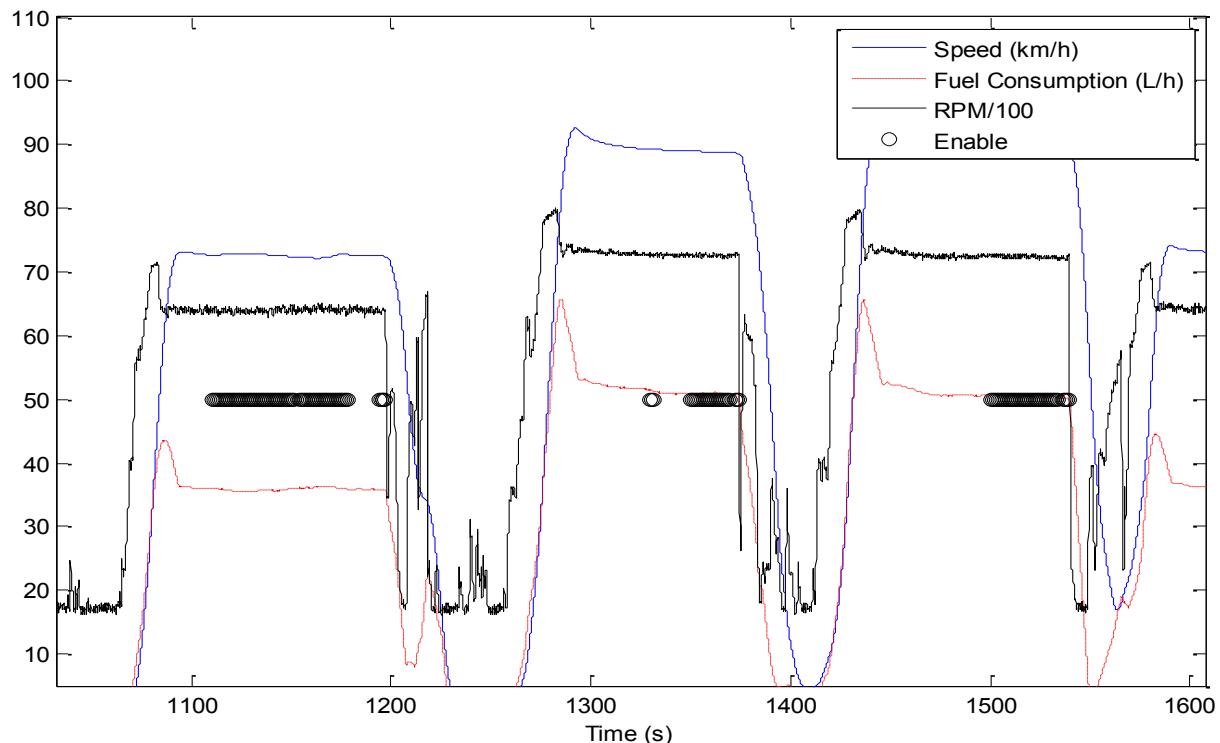


Figure 6.4 – Représentation des données sélectionnées après filtrage

Un exemple de représentation des données filtrées sélectionnées est proposé dans la Figure 6.5 ci-dessous. On constate que pour chaque plateau, les données sont correctement groupées, ce qui permet d'obtenir une régression précise.

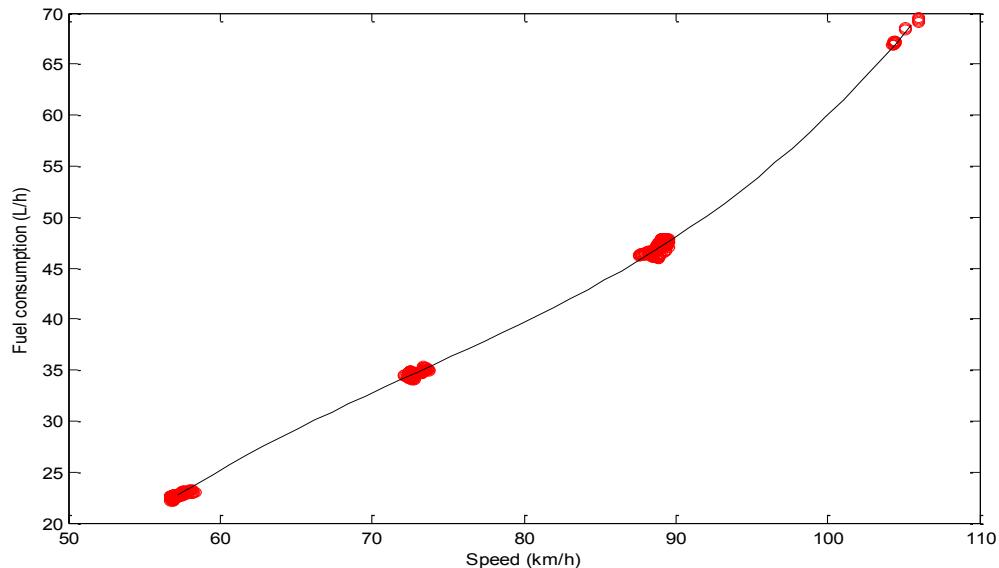


Figure 6.5 – Exemple de représentation de la consommation d’essence en fonction de la vitesse pour des données filtrées

## 6.2 Résultats expérimentaux des essais à hautes vitesses

Cette partie résume l’ensemble des essais effectués à hautes vitesses. Chacun des graphiques compare la consommation d’essence de deux géométries en fonction de la vitesse du véhicule. La Figure 6.6 ci-dessous compare le gain du faux palais fixe (de la section 5.5.3) par rapport à la géométrie stock.

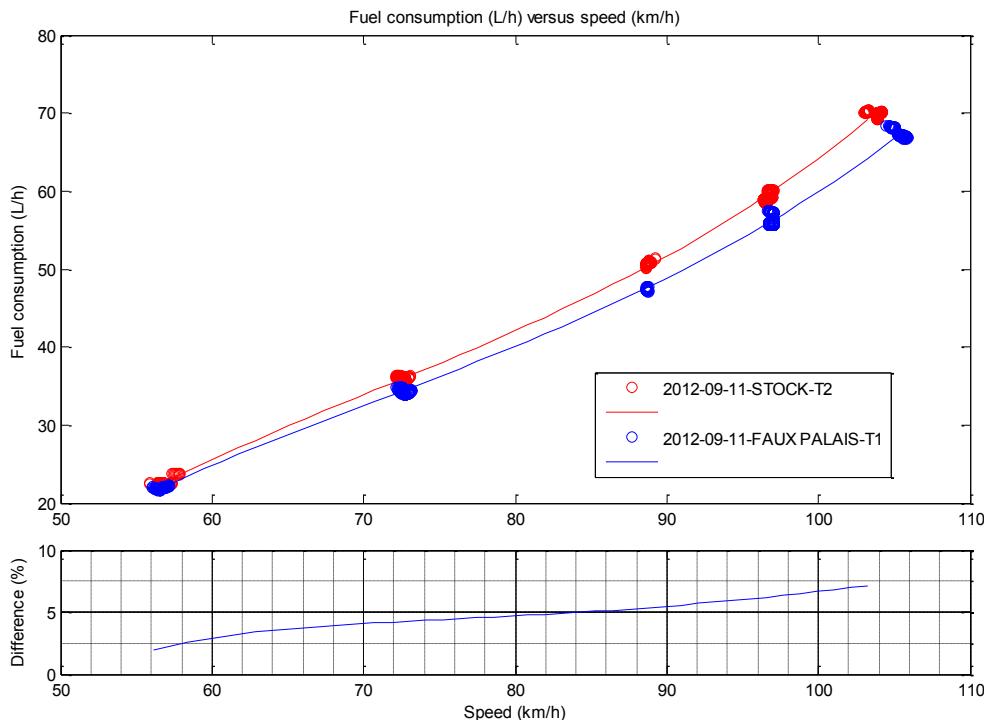


Figure 6.6 – Comparaison de la consommation d’essence essais stock / faux palais

On constate que le gain sur la consommation d'essence du faux palais augmente lorsque la vitesse s'amplifie jusqu'à atteindre 7 % à la vitesse maximum. Ce gain diminue considérablement à plus basse vitesse (3 % de réduction sur la consommation à 60 km/h). Lorsque l'on rapporte ces résultats sur un cycle ICOMIA, on constate que le faux palais que l'on a choisi de tester expérimentalement réduit d'environ 3.3 % la consommation d'essence. De plus, on remarque que le faux palais améliore d'environ 2 mph la vitesse maximum du véhicule, ce qui n'est pas négligeable.

Il est également important de vérifier que notre façon de mesurer la consommation d'essence est correcte. Pour cela, la géométrie stock a été testée plusieurs fois afin d'évaluer la répétabilité du protocole (voir Figure 6.7).

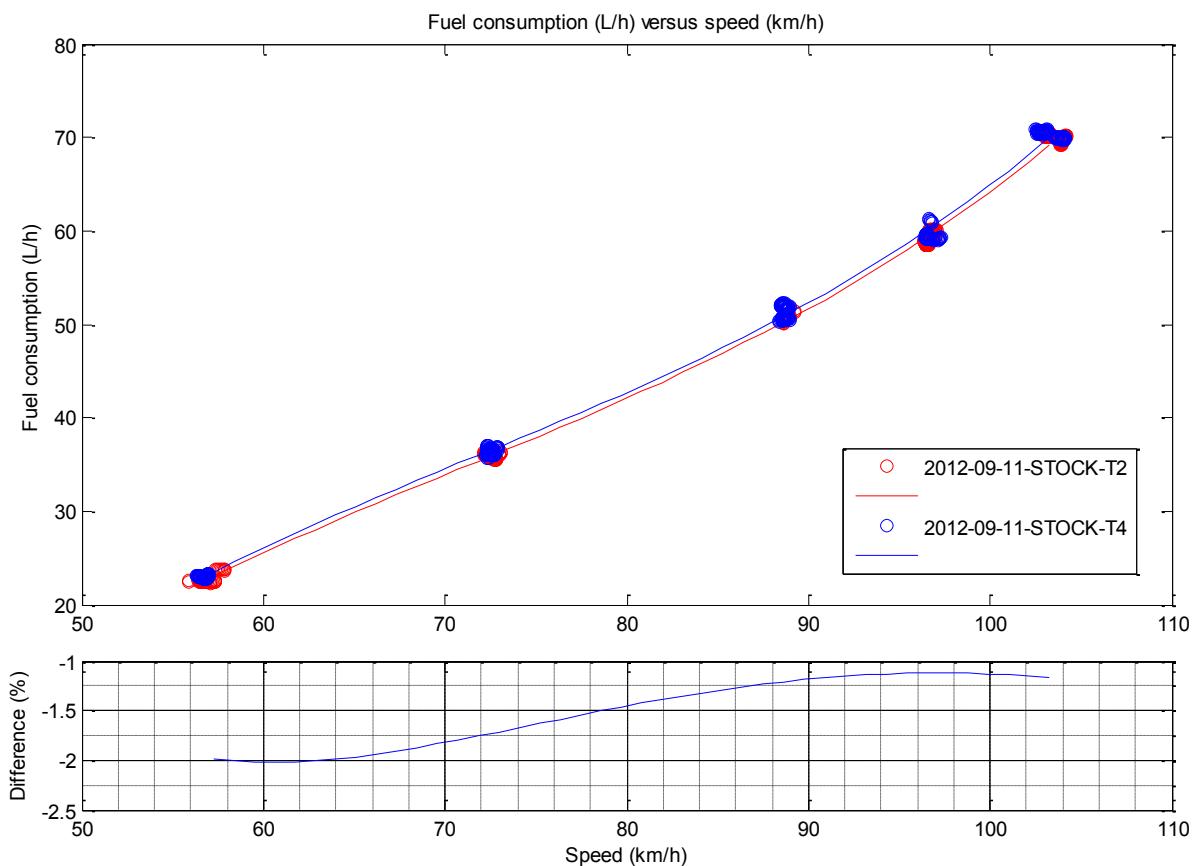
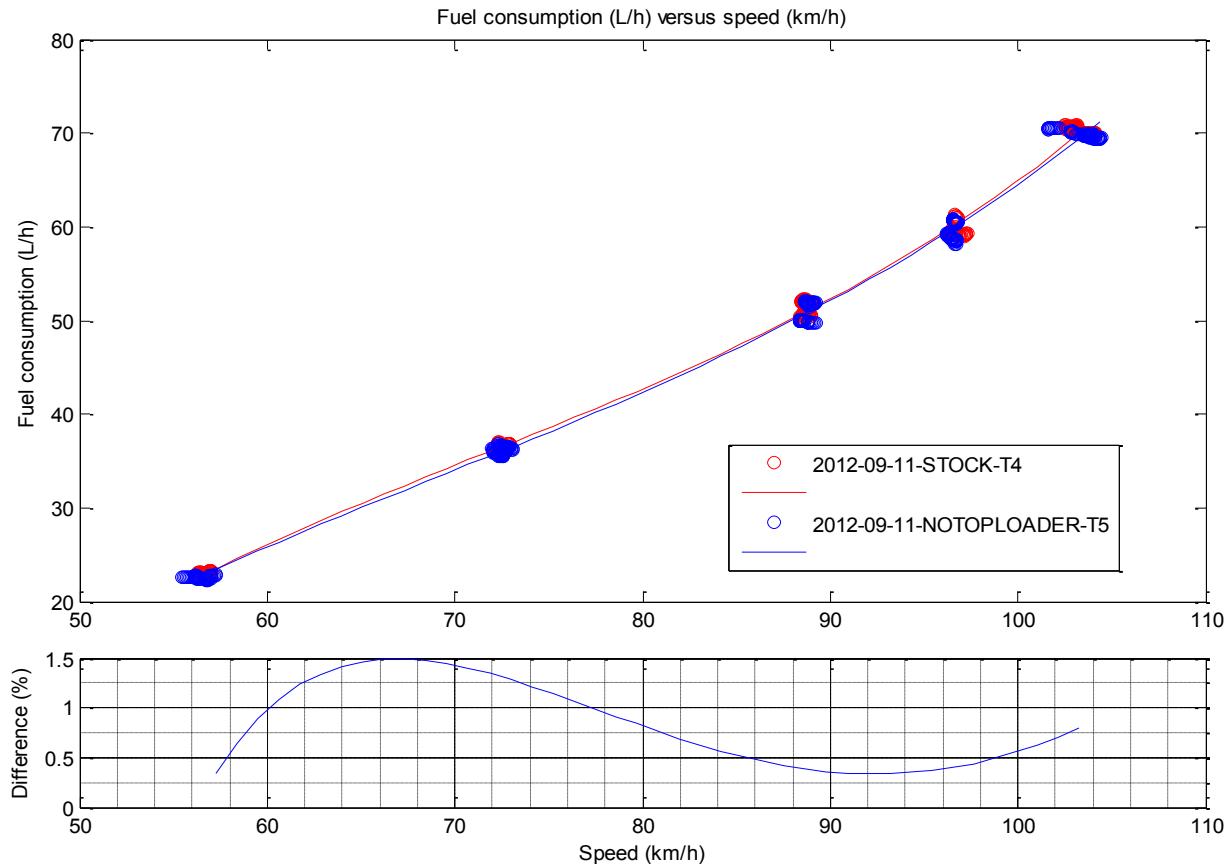


Figure 6.7 – Comparaison entre deux essais stocks réalisés à 2 heures d'intervalle

La comparaison entre les deux essais de la géométrie stock est très satisfaisante puisque la différence est très faible (alors que les deux essais ont été effectués à environ deux heures d'intervalle). Au plus, elle est de 2 % à 60 km/h et la différence diminue lorsque la vitesse augmente. En pratique, nous avons remarqué que le fait de remettre de l'essence entre deux changements de géométrie était primordial. En effet, la consommation relevée entre deux géométries stocks testées (avec une géométrie de faux palais testée entre) peut atteindre 4 à

5 % de différence si l'on ne refait pas le plein d'essence après chaque géométrie. Cela vient du fait que le réservoir d'essence est situé très en avant du centre de gravité du véhicule et que les variations de son poids influencent considérablement l'assiette du véhicule.

Une géométrie sans « top loader » a également été testée. L'objectif était de vérifier que ce petit appendice n'avait aucun impact sur la consommation du véhicule (le constructeur nous l'avant précisé voir Figure 6.8)



On remarque que la différence est quasi nulle entre la géométrie stock et celle sans « top loader ». Cela vient conforter notre confiance vis-à-vis du protocole d'un point de vue de sa fiabilité ainsi que de sa répétabilité.

Enfin, il est intéressant de vérifier que le fait de prendre en compte les données dans les deux directions (A-B et B-A) pour écarter certaines variables telles que le courant ou encore le vent est une bonne approche (voir Figure 6.9).

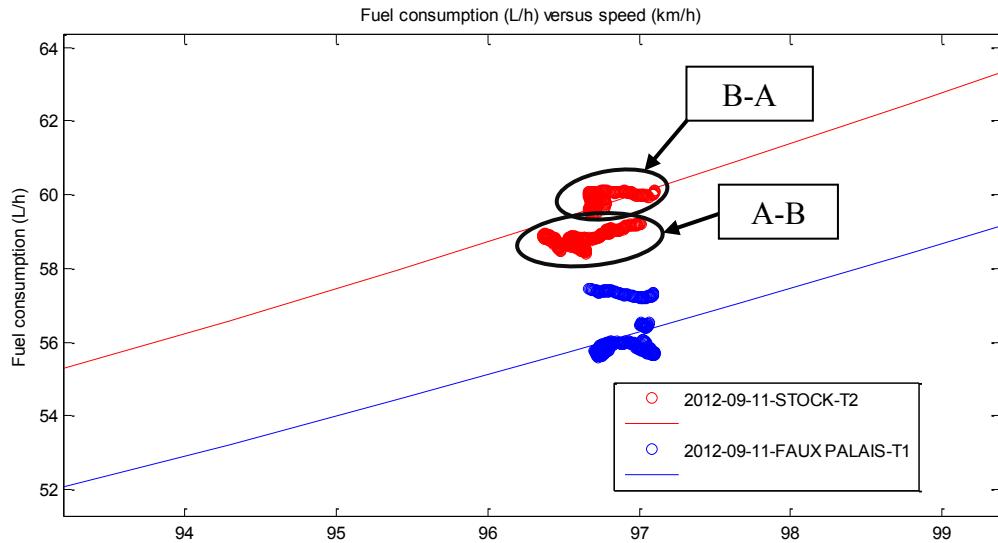


Figure 6.9 – Comparaison essais stock / faux palais pour le palier de vitesse de 60 mph : distinction des directions de essais

Sur la Figure 6.9, on distingue parfaitement les données relevées dans chacune des directions (A-B et B-A). Cela vient probablement du vent qui poussait le véhicule dans un sens et le ralentissait dans l'autre. Le choix a été fait de conserver toutes les données pour annuler son effet. Il est néanmoins intéressant de vérifier que cela ne fausse pas les résultats. La comparaison qui suit (voir Figure 6.10) nous conforte dans cette idée puisqu'elle ne prend en compte que la direction A-B lors de deux essais de la géométrie stock et ne modifie pas la différence sur la consommation d'essence observée sur la Figure 6.7.

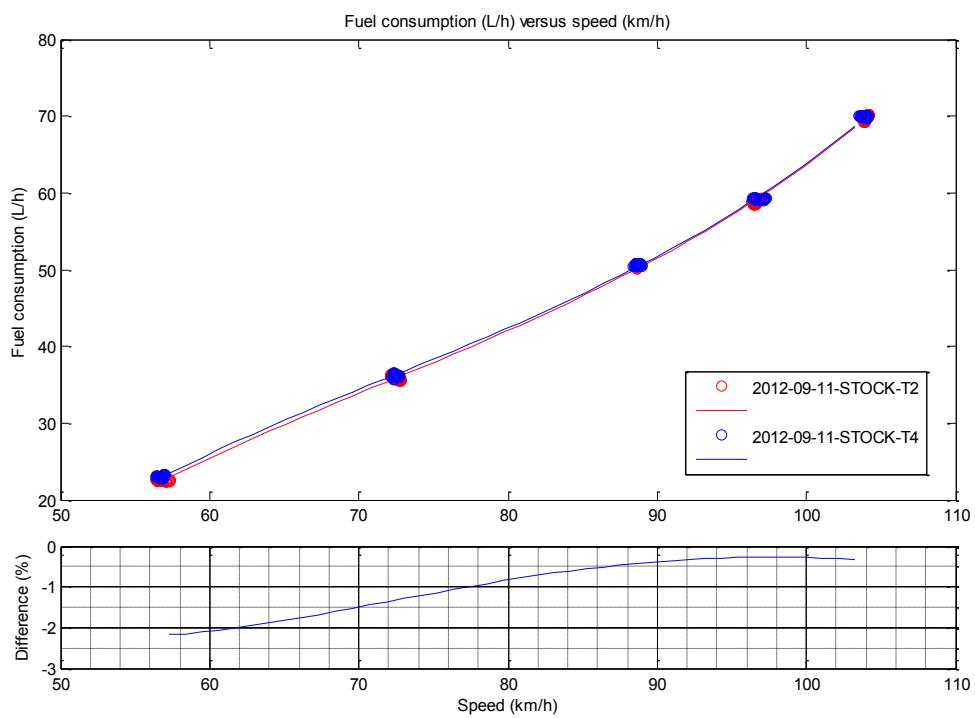


Figure 6.10 – Comparaison entre deux essais stocks réalisés à 2 heures d'intervalle en ne sélectionnant qu'une direction (A-B) lors du filtrage des données

### 6.3 Comparaison résultats expérimentaux / simulations à hautes vitesses

Le tableau 6.11 ci-dessous résume les résultats obtenus expérimentalement et en simulation.

Tableau 6.1 – Comparaison des données expérimentales / simulations à différentes vitesses pour une géométrie avec faux palais

<u>60 mph</u>	<u>Faux palais expérimental</u>	<u>Faux palais simulation</u>	<u>Diff. expé/simu (%)</u>
<u>RPM</u>	7629	7477	-1,99
<u>Vitesse (km/h)</u>	96,8897	96,8897	--
<u>Puissance moteur (Kw)</u>	140,6894	140,58	-0,08
<u>P1 (Psi)</u>	101,8377	102,36	0,51
<u>P3 (Psi)</u>	86,9553	85,99	-1,11
<u>Moy P1 et P3 (Psi)</u>	94,40	94,18	-0,23

<u>55 mph</u>	<u>Faux palais expérimental</u>	<u>Faux palais simulation</u>	<u>Diff. expé/simu (%)</u>
<u>RPM</u>	7152	7043	-1,52
<u>Vitesse (km/h)</u>	88,6159	88,6159	--
<u>Puissance moteur (Kw)</u>	117,2521	117,75	0,42
<u>P1 (Psi)</u>	88,5603	89,78	1,38
<u>P3 (Psi)</u>	76,0218	74,94	-1,42
<u>Moy P1 et P3 (Psi)</u>	82,29	82,36	0,08

<u>45 mph</u>	<u>Faux palais expérimental</u>	<u>Faux palais simulation</u>	<u>Diff. expé/simu (%)</u>
<u>RPM</u>	6343	6319	-0,38
<u>Vitesse (km/h)</u>	72,5357	72,5357	--
<u>Puissance moteur (Kw)</u>	87,7945	86,94	-0,97
<u>P1 (Psi)</u>	67,4639	67,99	0,78
<u>P3 (Psi)</u>	58,2821	56,43	-3,18
<u>Moy P1 et P3 (Psi)</u>	62,87	62,21	-1,05

Quelques soient les paramètres que l'on compare et la vitesse à laquelle on s'intéresse, la différence entre les valeurs expérimentales et celles en simulation n'excède pas 1,5 % (hormis

la pression P3 à 45 mph). Les simulations prédisent donc le cas réel de manière extrêmement précise, ce qui est très satisfaisant au vu du travail fourni. Cela conforte l'idée que c'est la prédiction de la recirculation dans la géométrie stock qu'il faudrait améliorer car c'est la principale différence avec la géométrie avec faux palais.

## 6.4 Comparaison des résultats expérimentaux / simulations des essais statiques

Le second paramètre qu'il est important d'observer est la poussée statique. La Figure 6.11 ci-dessous compare les valeurs obtenues expérimentalement avec celles des simulations.

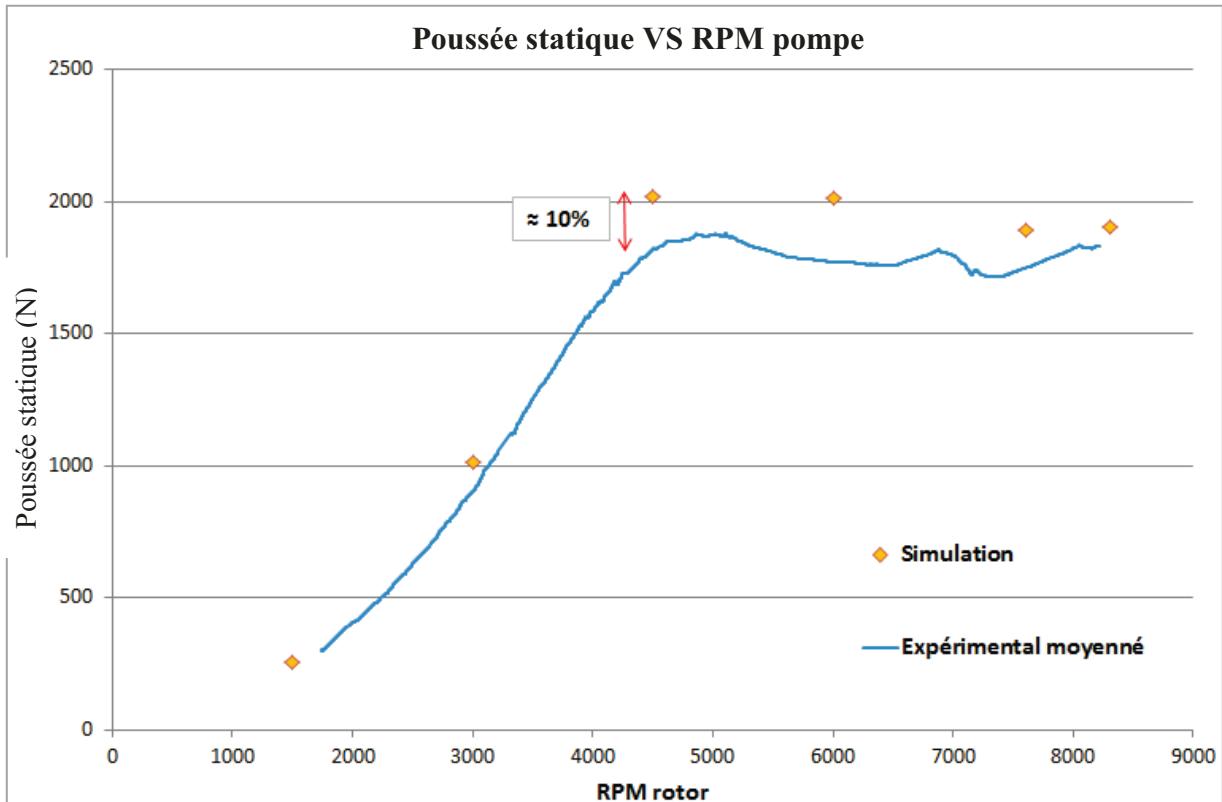


Figure 6.11 - Comparaison de la poussée statique obtenue en simulation et expérimentalement pour le faux palais

Encore une fois, on constate que la simulation surestime légèrement les valeurs expérimentales (environ 10 % de différence au maximum), mais également que l'apparition de la cavitation est correctement prédictie. Pour le cas de la géométrie avec faux palais, la cavitation apparaît bien plus tôt que pour la géométrie stock (à environ 4500 RPM). En pratique, on remarque que la géométrie équipée du faux palais a bien du mal à accélérer jusqu'à atteindre environ 40 km/h. La poussée statique est donc un critère qui nous donne une bonne idée du comportement du véhicule en accélération.

## 6.5 Conclusion

### 6.5.1 Récapitulatif des résultats

Le Tableau 6.2 ci-dessous reprend tous les résultats pour la géométrie stock et la géométrie avec faux palais à hautes vitesses. Il est ainsi plus facile de comparer les deux géométries.

Tableau 6.2 – Comparaison des données expérimentales / simulations à différentes vitesses pour la géométrie stock et celle avec faux palais

<u>60 mph</u>	Expérimental		Simulation		Diff. expé / simu (%)	
	Stock	FP	Stock	FP	Stock	FP
<u>RPM</u>	7690	7629	7690	7477	--	-1,99
<u>Vitesse (km/h)</u>	96,7643	96,8897	96,7643	96,8897	--	--
<u>Puissance moteur (Kw)</u>	148,0323	140,6894	162,23	140,58	9,59	-0,08
<u>P1 (Psi)</u>	101,6838	101,8377	104,13	102,36	2,41	0,51
<u>P3 (Psi)</u>	87,3371	86,9553	82,88	85,99	-5,10	-1,11
<u>Moy P1 et P3 (Psi)</u>	94,51	94,40	93,51	94,18	-1,06	-0,23
<u>Réduction conso (%)</u>	--	<b>-6,20</b>	--	<b>-13,35</b>	--	--
<u>Poussée (N)</u>	--	--	2059,9	2058,52	--	--

<u>55 mph</u>	Expérimental		Simulation		Diff. expé / simu	
	Stock	FP	Stock	FP	Stock	FP
<u>RPM</u>	7220	7152	7220	7043	--	-1,52
<u>Vitesse (km/h)</u>	88,6406	88,6159	88,6406	88,6159	--	--
<u>Puissance moteur (Kw)</u>	122,3348	117,2521	134,85	117,75	10,23	0,42
<u>P1 (Psi)</u>	89,1674	88,5603	91,18	89,78	2,26	1,38
<u>P3 (Psi)</u>	77,2164	76,0218	73,04	74,94	-5,41	-1,42
<u>Moy P1 et P3 (Psi)</u>	83,19	82,29	82,11	82,36	-1,30	0,08
<u>Réduction conso (%)</u>	--	<b>-5,10</b>	--	<b>-12,68</b>	--	--
<u>Poussée (N)</u>	--	--	1938,59	1936,53	--	--

<u>45 mph</u>	Expérimental		Simulation		Diff. expé / simu	
	Stock	FP	Stock	FP	Stock	FP
<u>RPM</u>	6397	6343	6397	6319	--	-0,38
<u>Vitesse (km/h)</u>	72,4517	72,5357	72,4517	72,5357	--	--
<u>Puissance moteur (Kw)</u>	91,9806	87,7945	95,17	86,94	3,47	-0,97
<u>P1 (Psi)</u>	68,5437	67,4639	69,62	67,99	1,57	0,78
<u>P3 (Psi)</u>	60,1295	58,2821	56,15	56,43	-6,62	-3,18
<u>Moy P1 et P3 (Psi)</u>	64,34	62,87	62,89	62,21	-2,26	-1,05
<u>Réduction conso (%)</u>	--	<b>-4,20</b>	--	<b>-8,65</b>	--	--
<u>Poussée (N)</u>	--	--	1830,92	1831,78	--	--

Il est clair que les simulations surestiment le gain sur la consommation d'essence du faux palais puisqu'il y a un facteur de 2 à 2,5 entre la réduction de consommation obtenue en simulation et expérimentalement. Cela s'explique par la différence importante (environ 10 %) entre la puissance moteur obtenue par simulation et celle expérimentale pour le cas de la géométrie stock (en simulation la différence de consommation est calculée directement à partir de la différence de puissance moteur). Dans la suite du projet, il sera donc important et nécessaire d'améliorer la prédiction de ce paramètre. Changer de modèle de turbulence pourrait être un bon début. Cela améliorerait la prédiction de la zone de turbulence, et par la même occasion la précision sur la puissance moteur (qui est étroitement liée au flux qui pénètre dans la pompe).

Il est également important de remarquer que les gains obtenus expérimentalement nous confèrent une réduction d'environ 3.3 % de la réduction de consommation d'essence sur un cycle ICOMIA ce qui n'est pas négligeable sachant que la géométrie du prototype de faux palais testé n'est pas la géométrie optimale trouver dans les simulations. On peut donc s'attendre à un gain supérieur pour une géométrie davantage optimisée ou mobile.

### 6.5.2 Mise à jour de la méthodologie en CFD

La phase de test nous a permis de nous rendre compte de certaines erreurs dans la méthodologie d'optimisation. Voici donc précisément comment procéder de façon chronologique pour effectuer une optimisation CFD :

- Concevoir un modèle de référence.
- Tester expérimentalement la géométrie du modèle de référence pour avoir les données d'entrée du modèle de référence.
- Simuler le modèle de référence avec les données en vitesse et RPM relevées expérimentalement.
- Valider le modèle de référence en comparant certains paramètres avec l'expérimental (dans notre cas la puissance moteur et les pressions dans le venturi).
- Modifier la géométrie de référence (dans notre cas avec l'ajout d'un faux palais adapté).
- Simuler les géométries créées avec les mêmes données d'entrée que le modèle de référence.
- Comparer la puissance moteur de la simulation de la géométrie modifiée avec celle de la géométrie de référence pour obtenir le gain lié à la modification.
- Une fois qu'une variation géométrique est jugée intéressante, fabriquer un prototype pour l'essayer expérimentalement et valider les gains obtenus en simulation.

Cette approche semble être la plus judicieuse. Dans notre cas, il est encore nécessaire d'améliorer le modèle de référence pour être davantage précis dans nos prédictions.

# CHAPITRE 7 CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS

---

## 7.1 Conclusions

Le projet a permis d'établir un modèle numérique de la propulsion d'une moto marine. Ce modèle permet de comparer plusieurs géométries selon plusieurs critères. Il persiste néanmoins une petite imprécision dans les résultats en valeur absolue. Dans la suite du projet, il sera donc nécessaire d'améliorer le modèle, par exemple en changeant de modèle de turbulence, en raffinant le maillage dans certaines zones, ou bien encore en agrandissant le volume de contrôle pour simuler la coque en entier. Cela pourrait permettre, entre autre, de mieux prédire les phénomènes de recirculation.

La conception d'une entrée d'eau doit tenir compte de nombreux phénomènes hydrodynamiques qui se produisent aux différentes vitesses de fonctionnement. En phase d'accélération, une entrée d'eau avec une large ouverture sera meilleure, tandis qu'à vitesse élevée, une conduite restreinte sera davantage adaptée. Pour répondre au mieux à ces phénomènes qui handicapent la propulsion, il est nécessaire d'envisager une géométrie variable qui permettra d'éviter tout compromis, et pour permettre de se rapprocher de l'objectif du projet, c'est-à-dire de réduire la consommation d'essence du véhicule de 6 % sur un cycle ICOMIA sans handicaper l'accélération et la dynamique du véhicule. Jusqu'à présent, les gains obtenus expérimentalement sont plus faibles que ceux auxquels on se serait attendu (3.3 % de gain sur un cycle ICOMIA pour un faux palais fixe). Il reste néanmoins un potentiel l'amélioration sur la forme du faux palais ainsi que sur la forme de la lèvre. Il sera donc intéressant dans la suite du projet de combiner les deux.

Un certain nombre de variations géométriques différentes de celles présentées dans les chapitres précédents a été testé au cours du projet. Ces concepts n'ont pas forcément donné de gains, mais ils sont présents dans la partie suivante à titre indicatif afin d'éviter à un futur étudiant de perdre son temps sur des concepts ayant peu de potentiel, ou au contraire comme points de départ à de futures études.

## 7.2 Recommandations

### 7.2.1 Conduite bombée

Dans le chapitre 7, une entrée d'eau idéale a été proposée afin d'évaluer le gain potentiel d'une modification peu réaliste. Étant donné que le second critère important dans la sélection d'une entrée d'eau vis-à-vis d'une autre est l'accélération, une géométrie adaptée à celle-ci a été simulée. Elle permet d'évaluer le gain envisageable voire récupérable d'un point de vue de la poussée statique. Cette géométrie dite « bombée » est représentée dans la Figure 7.2 ci-dessous.

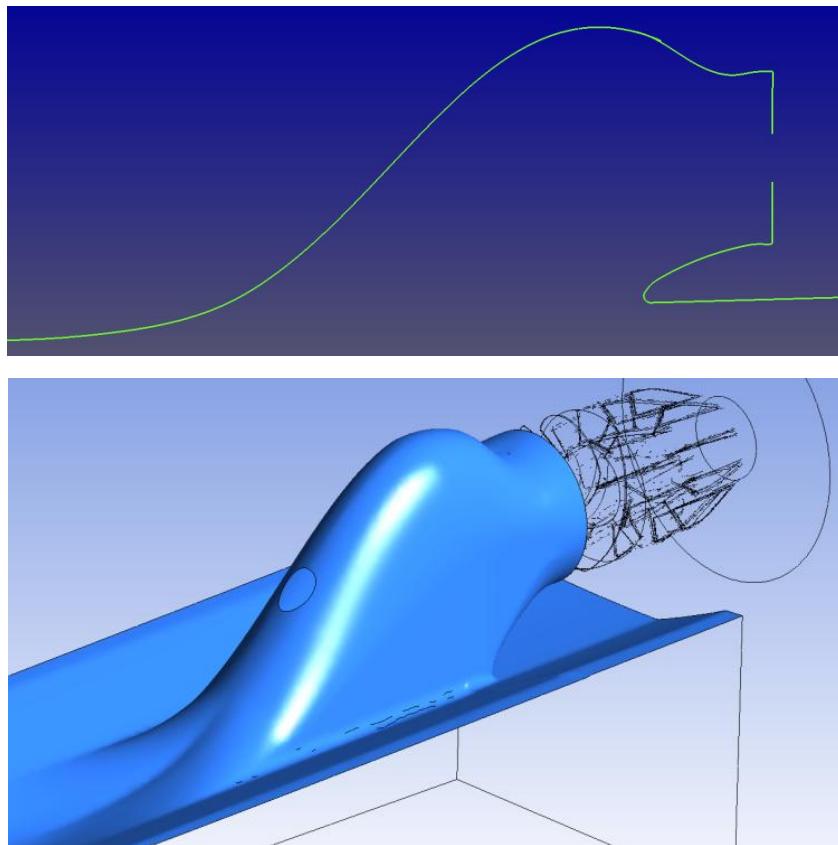


Figure 7.1 – Conduite bombée

Sur un cycle ICOMIA, cette géométrie ne présente évidemment que peu d'intérêt puisqu'elle accroît le phénomène de recirculation dans la partie supérieure. En revanche, en accélération pure (en partant d'une vitesse de  $0 \text{ m.s}^{-1}$ ), la forme bombée de la conduite permet d'améliorer de près de 10 % la poussée statique. La Figure 7.3 représente les lignes de courant dans l'entrée d'eau à  $0 \text{ m.s}^{-1}$  et 8300 RPM. Il est important de noter que cette géométrie n'a absolument pas été optimisée, et qu'il est donc probable d'aller chercher davantage de gain encore. Ce concept est également intéressant d'un point de vue d'un mécanisme variable, soit pour récupérer l'accélération qui serait perdue par un concept qui amélioreraient la

consommation sur un cycle ICOMIA (tel que le faux palais), soit pour améliorer les sensations en accélération par rapport au véhicule stock (avec un mécanisme variable qui viendrait reproduire la géométrie actuelle à hautes vitesses comme on l'a vu dans les chapitres précédents).

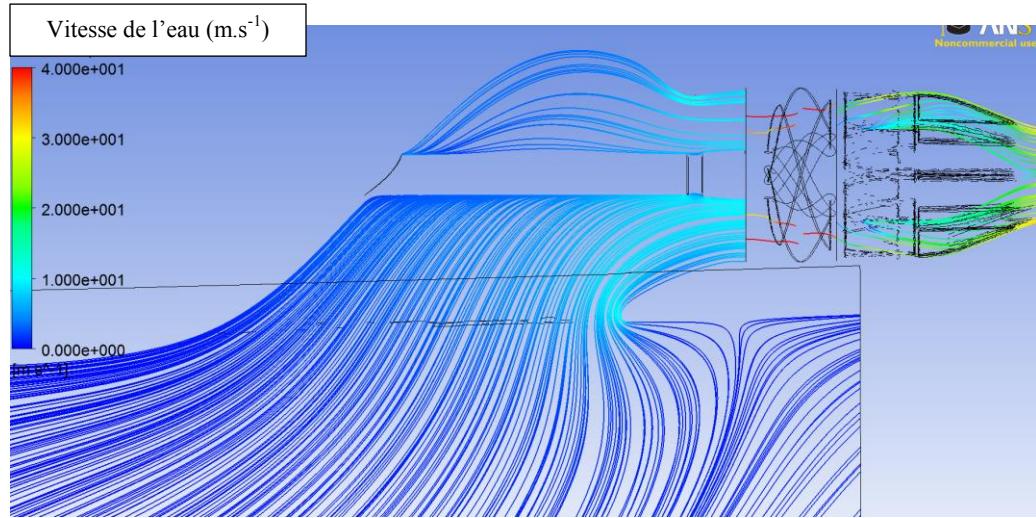


Figure 7.2 – Lignes de courant dans la conduite bombée à  $0 \text{ m.s}^{-1}$  et 8300 RPM

### 7.2.2 Courbure de la lèvre

La lèvre ayant arbitrairement été conservée droite durant les différentes optimisations, une étude rapide a été effectuée afin de vérifier si sa courbure avait un impact. Il a donc été décidé de concevoir deux formes de lèvre opposées (concave et convexe représentées dans la Figure 7.4 ci-dessous), pour en évaluer l'incidence sur un cycle ICOMIA et sur la poussée statique.

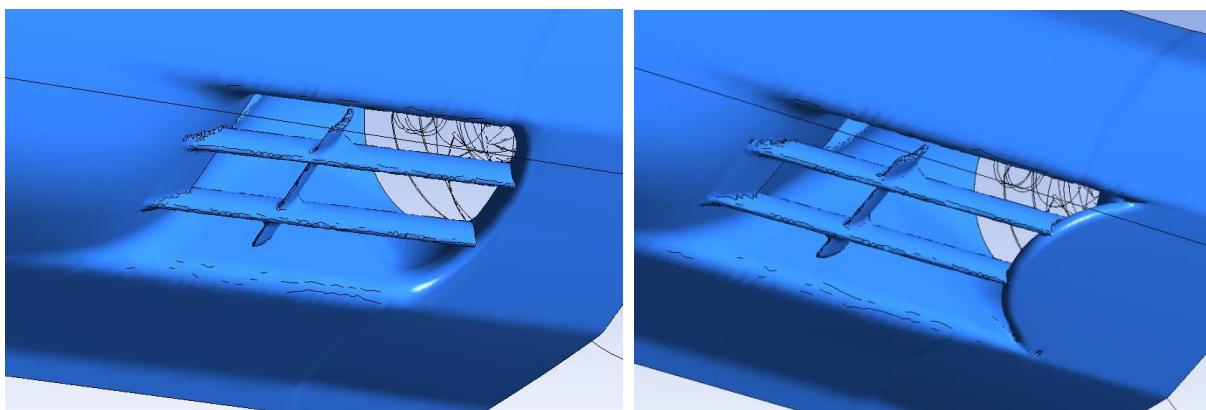


Figure 7.3 – À gauche, forme de lèvre concave, à droite convexe

Après simulation, on constate que les variations de consommation sur un cycle ICOMIA sont quasi nulles. Il en est de même pour la poussée statique. Il est néanmoins possible que ces formes aient un impact sur la dynamique du véhicule, par exemple dans les virages. Retirer la

courbure de la lèvre des paramètres de nos optimisations semble donc avoir été un choix judicieux qui a simplifié le projet.

### 7.2.3 Lèvre partitionnée

La lèvre partitionnée est un concept intéressant reprenant en quelques sortes le dispositif d'hypersustentateur d'un avion, mais dans un but différent. La figure 7.5 permet de visualiser ce concept.

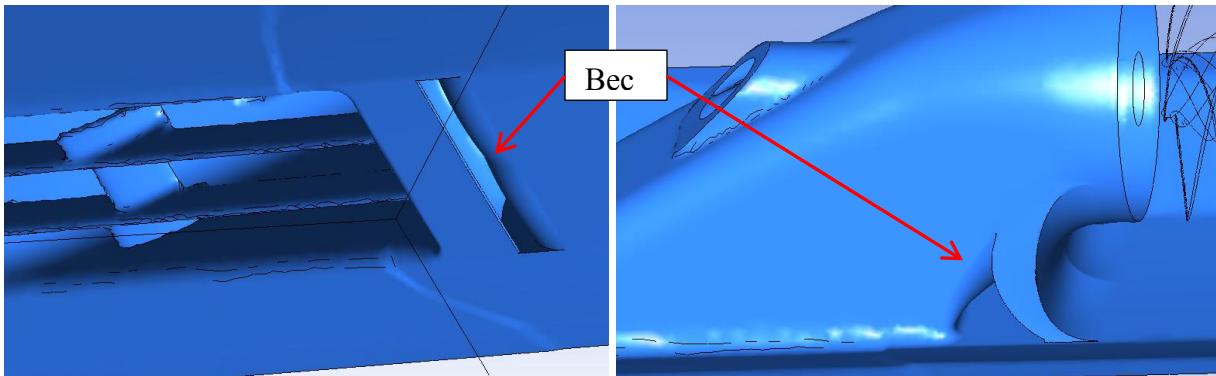


Figure 7.4 – Lèvre traversée par une conduite secondaire

En accélération, son but est de permettre à l'eau de s'engouffrer dans la conduite secondaire. Cela lui permet de passer par un plus grand rayon de courbure et d'alimenter directement la recirculation qui se crée au-dessus de la lèvre en accélération. C'est ce que l'on observe dans les simulations (voir Figure 7.6). Malheureusement, aucun gain n'est observable au niveau de la poussée statique. Il serait donc intéressant d'optimiser davantage la forme de la conduite secondaire (c'est-à-dire son épaisseur et ses rayons de courbure) pour vérifier si cela vient de la géométrie que l'on a dessinée.

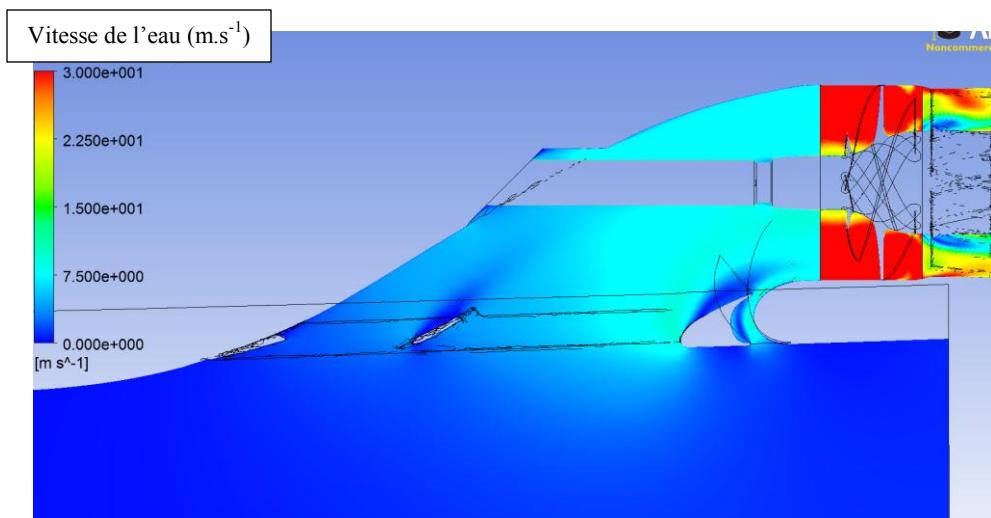


Figure 7.5 – Vitesse du flux dans le plan médian de l'entrée d'eau pour une simulation 0  
m.s<sup>-1</sup> et 8300 RPM

À partir d'une certaine vitesse, le but du dispositif est de bénéficier de la géométrie de la lèvre située à l'avant pour diminuer la consommation d'essence du véhicule. La conduite secondaire n'a alors plus d'importance puisque l'eau n'y pénètre plus. Les simulations ne donnent que peu d'information la dessus car elles convergent très mal. Néanmoins, on peut penser à un mécanisme qui viendrait faire translater le morceau de lèvre à l'avant contre la lèvre principale à partir d'une certaine vitesse (peut-être 15 ou 20 mph). Cela réglerait les problèmes de recirculation et de cavitation qui pourraient survenir dans cette conduite secondaire. On bénéficierait alors d'une forme de lèvre optimale à hautes vitesses et d'une seconde forme très arrondie plus adaptée à l'accélération.

#### 7.2.4 Lèvre fendue

La lèvre fendue est un concept qui semble intéressant dans le cas où l'on souhaiterait adopter une lèvre avec un très grand rayon de courbure très adaptée à l'accélération. Il consiste à venir creuser une conduite secondaire dans la lèvre et dans le sens du flux (voir Figure 7.7). Cela permettrait d'avoir une entrée d'eau également efficace pour les hautes vitesses (le flux passant alors par la petite conduite).

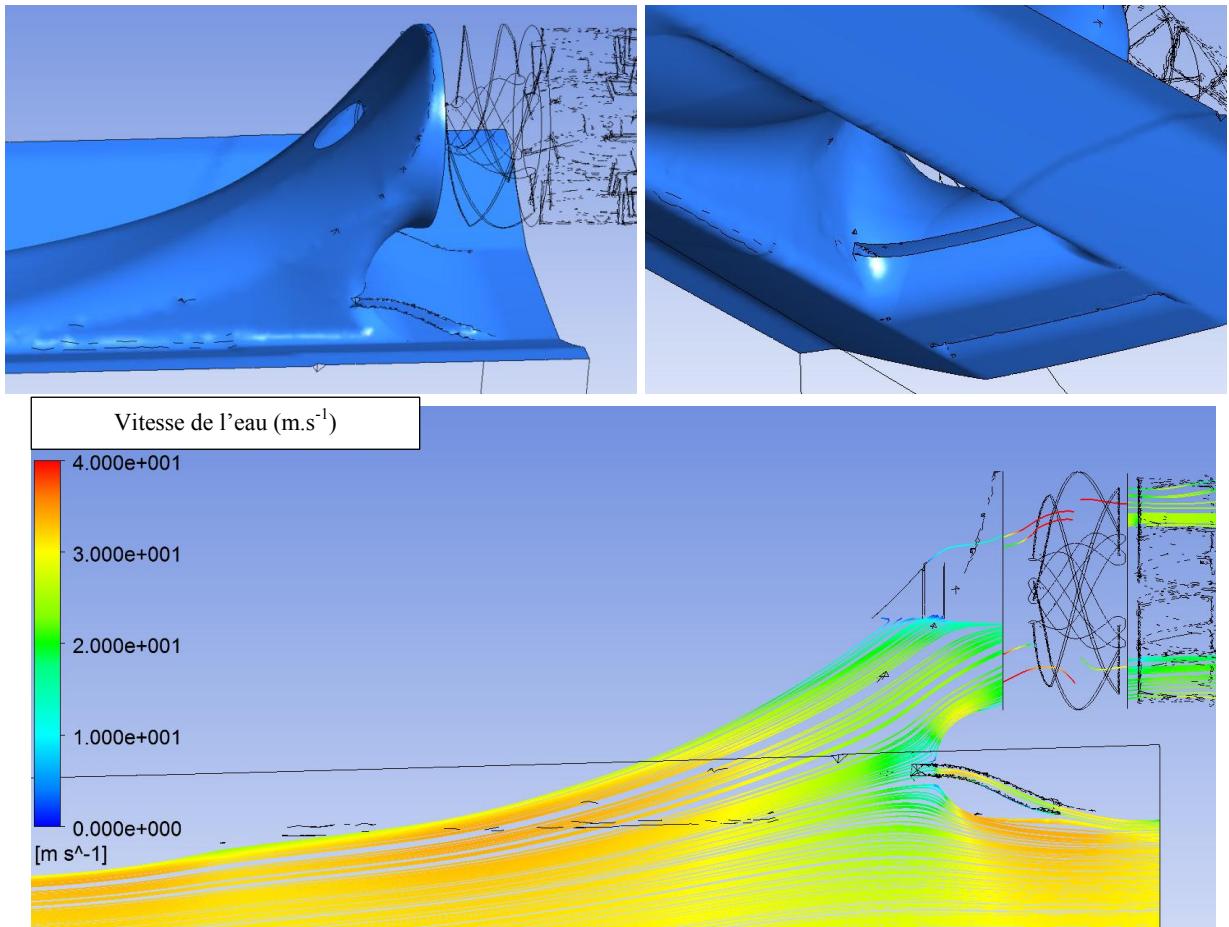


Figure 7.6 – Concept de lèvre fendue à 67 mph

Après simulation, on constate que ce concept n'a pas donné les résultats escomptés sur un cycle ICOMIA. En effet, aucun gain n'a été relevé face à une géométrie identique sans conduite secondaire. Il serait néanmoins intéressant de refaire l'expérience sans faux palais et avec une pompe à hauteur stock tout en optimisant la largeur de la conduite secondaire ainsi que sa forme. Cela pourrait permettre de tirer les bénéfices d'une lèvre coupée fine tout en conservant l'intérêt d'un grand rayon de courbure pour l'accélération. De plus le concept est fixe et ne nécessite pas d'asservissement ce qui en fait un concept très peu cher.

### 7.2.5 Lèvre remontée

On a vu dans le chapitre 7 que remonter légèrement la lèvre en conservant le même rayon permettait d'améliorer les performances à certaines vitesses. L'entrée d'eau a donc été simulée avec différentes hauteurs de lèvre et à différentes vitesses afin de bien saisir l'influence de la hauteur de lèvre à chaque vitesse. Afin de simplifier l'étude, on a conservé un rayon de lèvre identique pour chaque hauteur (inférieur au rayon de la lèvre de référence). Ces différentes formes de lèvre ont été simulées avec la géométrie de l'entrée d'eau stock. Les quatre hauteurs de lèvre testées sont représentées dans la Figure 7.8 ci-dessous.

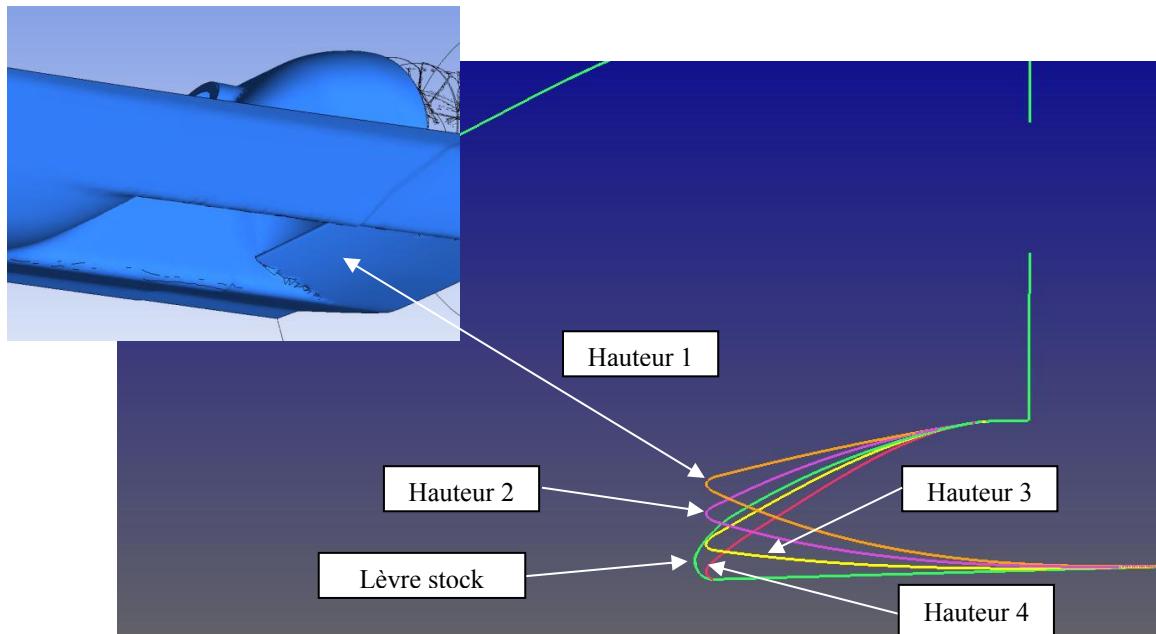


Figure 7.7 – Les quatre hauteurs de lèvres simulées

On constate que plus on augmente la hauteur de la lèvre, plus le gain sur la consommation est conséquent. Il est néanmoins très important de remarquer que ce gain provient en majorité d'une variation de la portance. Ces modifications de la géométrie de la lèvre affecteront donc très certainement la dynamique du véhicule de manière significative, ce que l'on souhaite éviter. On constate également que l'accélération pour les hauteurs 3 et 4

n'est pas affectée, alors que pour les hauteurs 2 et 1, la poussée statique chute respectivement de 10 et 17 %.

### 7.2.6 Remplissage de la cavitation sous lèvre

L'une des sources de pertes à hautes vitesses provient de la cavitation qui se crée sous la plaque promenade (voir Figure 7.9).

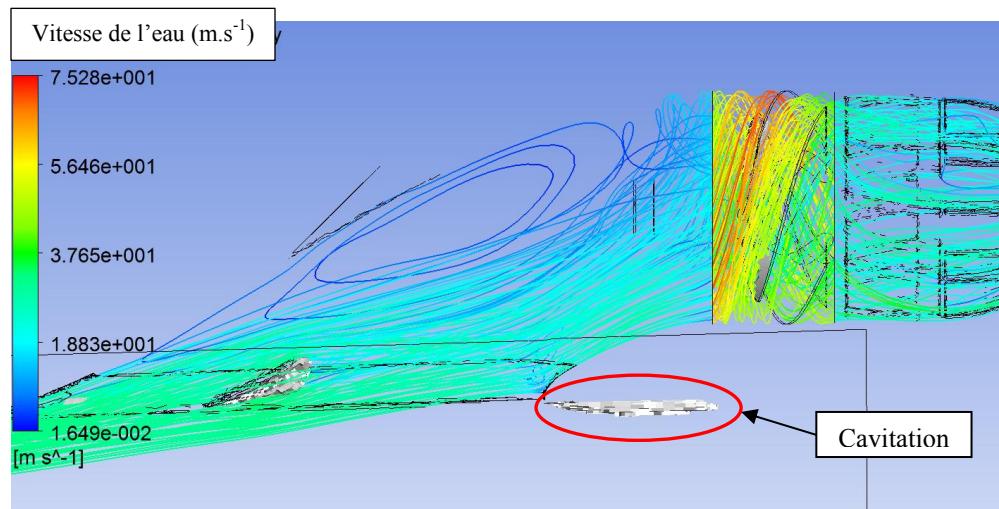


Figure 7.8 – Géométrie de référence à 67 mph

Pour y remédier, il existe deux solutions : couper la lèvre au niveau du point de stagnation pour que l'eau ne décroche plus (vue dans le chapitre 5 avec la lèvre tranchante), ou modifier la forme sous la lèvre pour qu'elle remplisse la cavitation. Nous allons ici nous intéresser à la seconde solution. La géométrie présentée dans la Figure 7.10 a été optimisée de façon à remplir la cavitation et permettre au flux de ne pas décrocher jusqu'au bout de la plaque promenade.

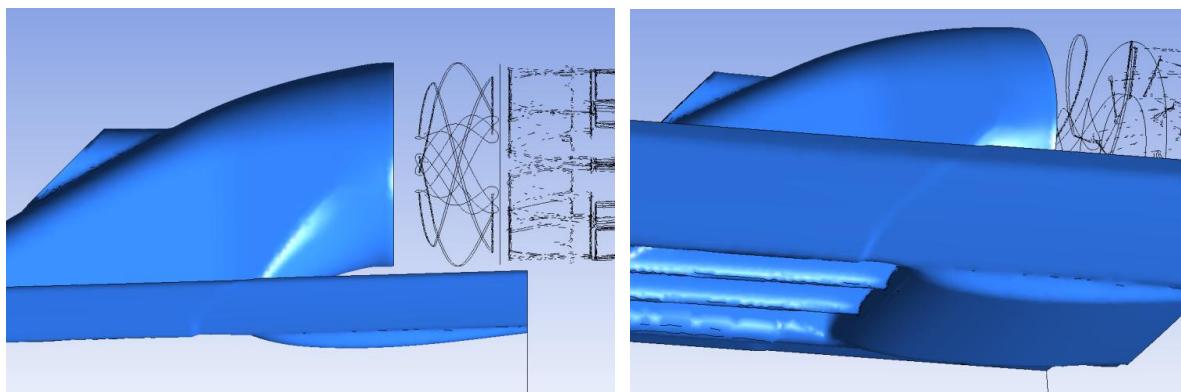


Figure 7.9 – Remplissage sous la plaque promenade

À hautes vitesses, on constate que cette géométrie n'a quasiment aucun impact sur la consommation d'essence, et qu'elle augmente même légèrement la portance. En accélération, on constate que la poussée statique reste quasi inchangée (environ 1.3 % de diminution), ce qui semble logique étant donné que le rayon de courbure de la lèvre n'a pas été modifié. Cette géométrie n'a donc pas d'impact majeur sur le véhicule et ne présente que peu d'intérêt.

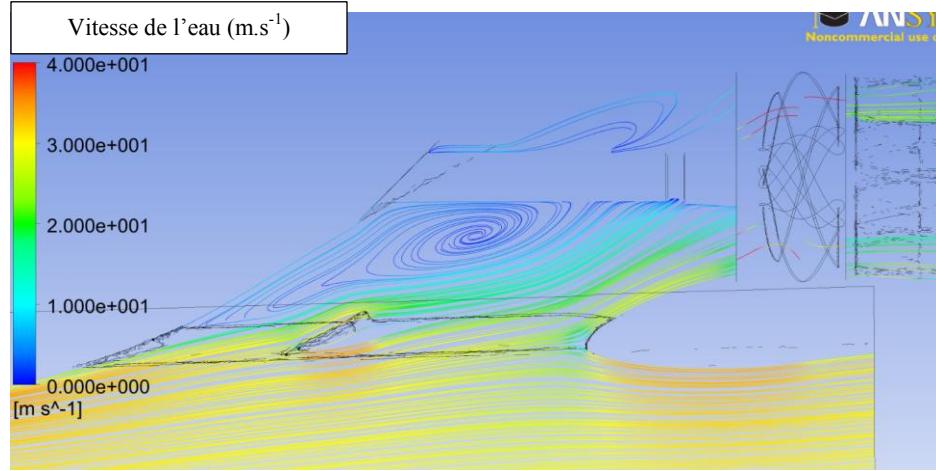


Figure 7.10 – Lignes de courant dans le plan médian à 67 mph pour une géométrie de lèvre qui enveloppe la cavitation

#### 7.2.7 Entrée d'eau élargie

Après avoir été évoqué de nombreuses fois dans le projet, l'impact de la largeur de l'entrée a été étudié. L'entrée d'eau de référence a donc été élargie de près de 10 mm de chaque côté sur toute sa longueur (voir Figure 7.12).

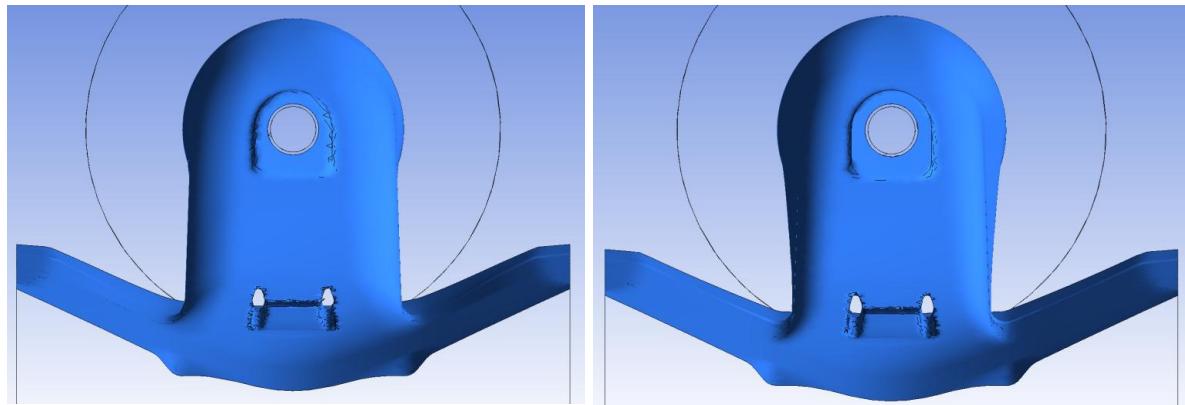


Figure 7.11 – À gauche, entrée d'eau élargie / à droite, entrée d'eau de référence

Cette géométrie est intéressante d'un point de vue de l'accélération puisqu'elle améliore de plus de 7 % la poussée statique. En revanche, la consommation sur un cycle ICOMIA a augmenté de 3.6 % ce qui n'est pas envisageable. Cette géométrie est donc un bon point de départ si l'on veut améliorer l'accélération (ou la récupérer), par exemple grâce à un

mécanisme mobile qui viendrait ouvrir des trappes sur les côtés de l'entrée d'eau pour l'élargir, et les fermer dès que le véhicule aurait de la vitesse. D'un point de vue de la consommation cette fois, cette transformation ne présente aucun intérêt et ne semble pas réaliste.

#### 7.2.8 Redirection du flux

L'un des autres concepts également plusieurs fois évoqué est le principe de la redirection du flux avec un guide (voir Figure 7.13).

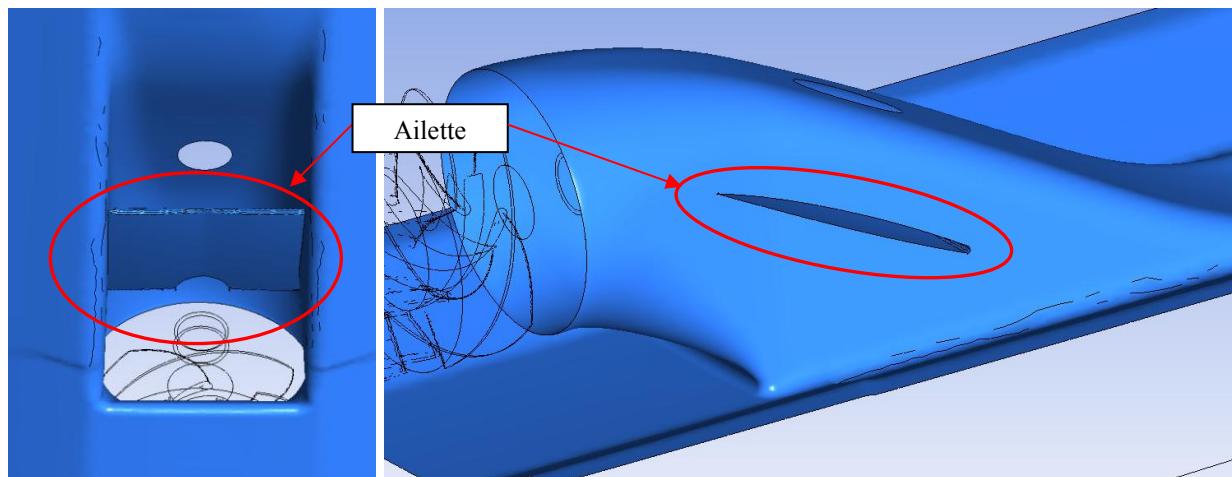


Figure 7.12 – Exemple d'ailette testée

Aucune des nombreuses géométries d'ailette n'ayant donné de gain sur la consommation d'essence (les pertes dues à la traînée occasionnée par l'ailette étaient supérieures aux gains dus à l'amélioration du profil d'uniformité à la face de la pompe), une entrée d'eau secondaire a été placée dans l'entrée d'eau pour tenter de « simuler » l'effet d'une ailette parfaite (voir Figure 7.14).

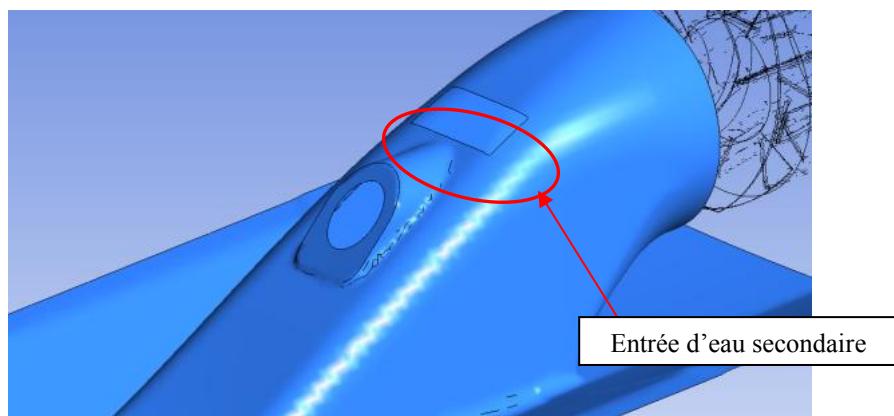


Figure 7.13 – Exemple d'entrée d'eau secondaire testée

Plusieurs vitesses de flux ainsi que plusieurs angles ont été simulés sur l'eau qui sortait de cette trappe, mais là encore aucun gain n'a été relevé sur la consommation d'essence. Néanmoins, d'autres formes d'entrée d'eau secondaire ainsi que d'autres emplacements auraient été nécessaires pour pouvoir conclure sur ce concept.

#### 7.2.9 Double flux

Le double flux est un système en théorie relativement simple à mettre en œuvre : il s'agit d'ajouter une seconde conduite par-dessus la première (passant au-dessus du rotor) afin de dévier une partie de la recirculation vers le haut pour obtenir un flux davantage uniforme à l'entrée de la pompe (voir Figure 7.15). Cette conduite est totalement vide. En pratique, et pour éviter les pertes à basses vitesses et en accélération, il aurait fallu un système asservi permettant de la fermer à certaines plages de vitesses (par exemple avec un clapet).

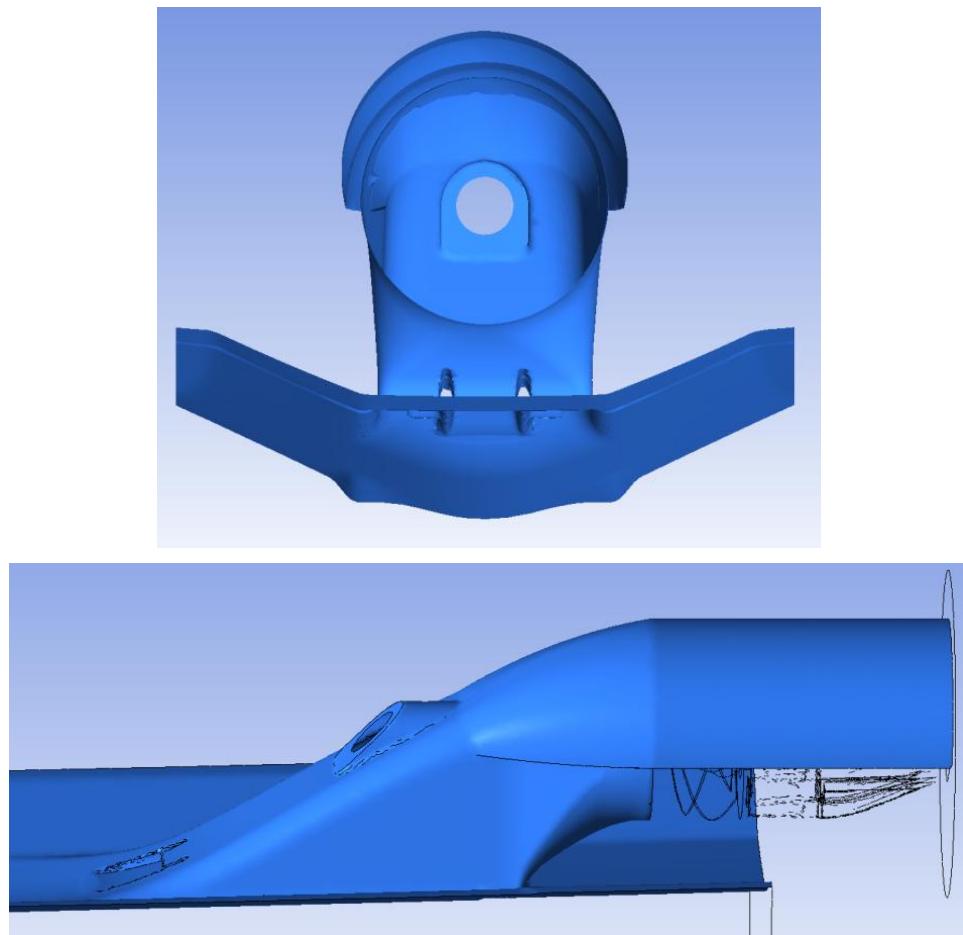


Figure 7.14 – Exemple de géométrie d'un double flux

L'étude menée sur le double flux n'a pas été concluante. En effet, les pertes dues à l'augmentation de la traînée de la conduite annexe n'ont pas été compensées par l'amélioration du rendement de la propulsion. Ce concept semblait pourtant prometteur : une

étude plus poussée avec une géométrie davantage optimisée aurait peut-être permis de trouver un gain sur la consommation d'essence. Ce concept n'étant pas le sujet principal du présent mémoire il a été décidé de le mettre de côté.

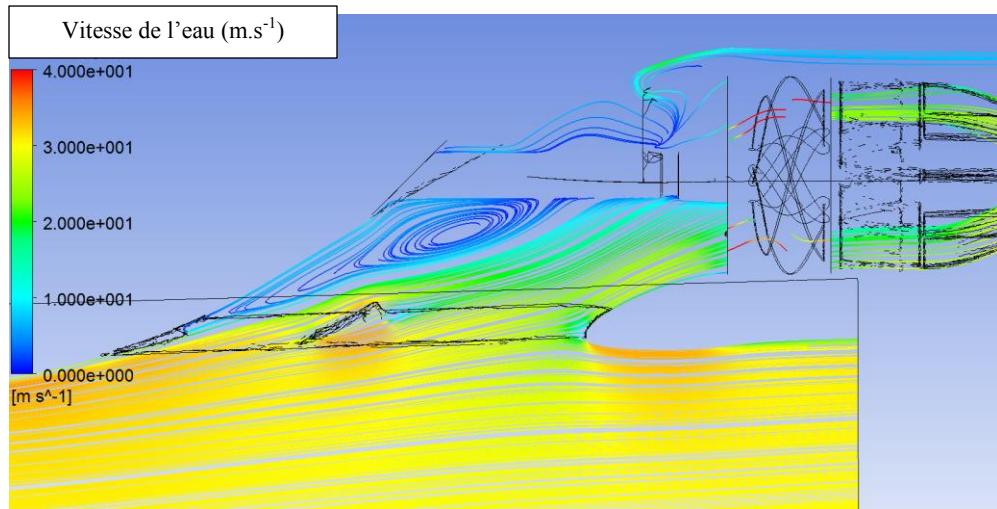


Figure 7.15 – Lignes de courant dans le plan médian du double flux à 67 mph

#### 7.2.10 Plaque promenade réduite

L'une des géométries « exotiques » conçues de manière arbitraire sur laquelle il est intéressant de s'arrêter est la « plaque promenade réduite ». Elle consiste à surélever considérablement la position de la plaque promenade sans modifier la hauteur de pompe. Cela revient à faire une lèvre mince qui rompt avec la continuité de la coque (voir Figure 7.17).

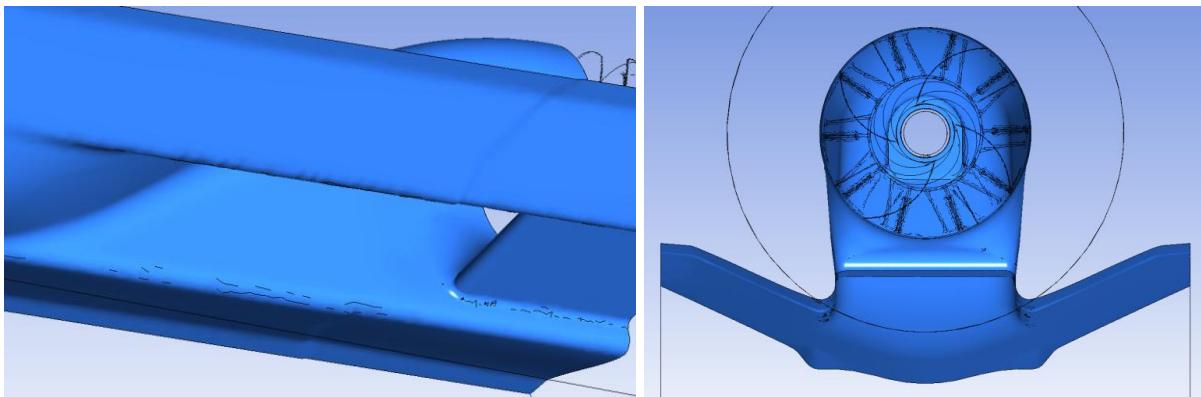


Figure 7.16 – Géométrie de la « plaque promenade réduite »

Cette géométrie permet de conserver l'accélération du véhicule de référence (gain de 0.6 % sur la poussée statique), tout en améliorant d'environ 9 % la consommation sur un cycle ICOMIA. Cette réduction paraît énorme aux vues de toutes les géométries simulées jusqu'à présent, mais la convergence des résultats ne semble pas à remettre en cause. Cette géométrie

est probablement la plus intéressante pour une future étude. Comprendre d'où viennent les gains et s'assurer qu'aucune erreur n'a été commise dans la simulation semble être un bon point de départ.

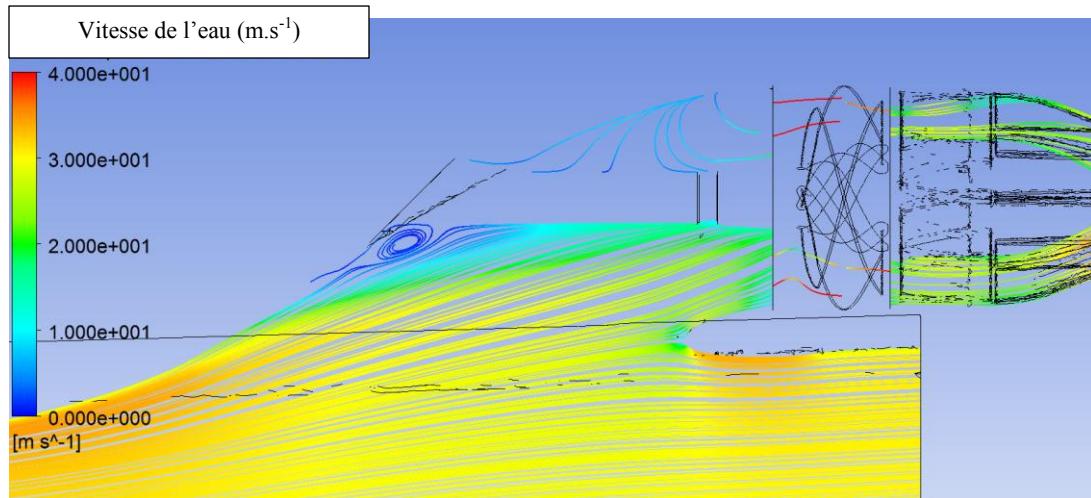


Figure 7.17 – Lignes de courant dans le plan médian de la plaque promenade réduite à 67 mph

#### 7.2.11 Arbre profilé

Plusieurs brevets proposaient des modifications sur l'arbre dans les propulsions hydrojet. Il a donc été décidé de recouvrir l'arbre avec une coquille profilée fixe pour en observer l'impact. Elle sépare le haut de la conduite en deux (voir Figure 7.19).

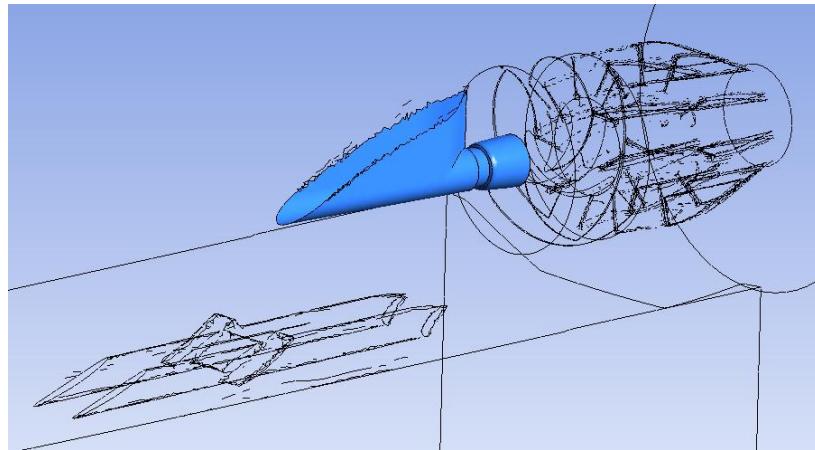


Figure 7.18 – Arbre moteur avec coquille profilée

Après simulation, on constate que cette variation influence peu la consommation d'essence puisqu'elle réduit d'environ 2 % la consommation à 65 mph. Cela provient d'une amélioration de l'uniformité du flux à la face de la pompe ce qui accroît légèrement le rendement de celle-ci. Il ne semble pas intéressant de pousser davantage l'étude de ce concept.

# LISTE DES RÉFÉRENCES

---

- ACOSTA A. J. (1958) *An Experimental Study of Cavitating Inducers*, 2<sup>nd</sup> ONR Symp. On Naval Hydrodyn., ONR/ACR-38, p. 533 – 557.
- ALEXANDROU A. (2001) *Fluid Mechanics*, Prentice Hall, p. 418 – 422.
- ALLISON J. (1993) *Marine Waterjet Propulsion*, vol. 101, New York, NY, USA, p. 275 - 335.
- BARHAM H. L. (1976) *Application of waterjet propulsion to high-performance boats*, Hovering Craft & Hydrofoil, vol. 15, no. 9, p. 33 – 43.
- BERRY D. J., JONES W. S., MARRON H. W. (1967) *Why waterjet*, Naval Engineers Journal, Vol. 79, Issue 5, p. 779 – 783.
- BEST M. S. (1970) *NACA Submerged Auxiliary Air Inlets*, British Aircraft Corp. Ltd., Filton Div. AERO TN/MSB/LJF/213, Issue 1, May 1970.
- BOWEN G. L. (1971) *The net thrust relationshi for waterjet-propelled craft*, Hovering Craft & Hydrofoil vol. 10 (4), p. 14 – 15.
- BRANDAU, J. H. (1967) *Aspects of Performance Evaluation of Waterjet Propulsion Systems and a Critical Review of the State-of-the-Art*, AIAA/SNAME Advance Marine Vehicle Meeting, Norfolk, Virginia, May 22 - 24.
- BRANDNER P. A., WALKER G. J. (2007) *An Experimental Investigation into the Performance of a Flush Water-Jet Inlet*, Journal of Ship Research, Vol. 51, No. 1, p. 1-21, March 2007.
- BRUN J. M. (2008) *Mécanique des fluides*, p. 45.
- VERBEEK R., BULTEN N. (1998) *Recent Developments in Waterjet Design*, Proceedings of the International Conference on Waterjet Propulsion, RINA, Amsterdam, p. 1 - 10.
- BULTEN N. (2006) *Numerical Analysis of a Waterjet Propulsion System*, Ph.D. thesis, Technische Universiteit Eindhoven.
- DAI C., KERR C., NGUYEN P., WANG H. (1995) *A Novel Flush Inlet Design Methodology for Waterjet Propulsion*, vol. 2, FAST'95 : Third International Conference on Fast Sea Transportation, Lübeck-Travemünde, Germany, p. 1367 - 1378.
- DUSABLON P., PESANT G., MARATHE B. (2005) *Watercraft having a Jet Propulsion System with Improved Efficiency*, US patent 6,872,105 B2, 29 Mars 2005.
- ENGLISH J. W. (1994) *Practical Considerations on Waterjets with Flush Intakes*, RINA International Symposium on Waterjet Propulsion Latest Developments, London, UK, December 1994.
- ETTER R. J., Barr R. A. (1975) *Selection of Propulsion Systems for high-Speed Advanced Marine Vehicles*, Marine technology, p. 33 – 49.
- ETTER R. J., KRISHNAMOORTHY V., SCHERER O. (1982) *Model testing of waterjet propelled craft*, Proc. 19th ATTC, Ann Arbor, p. 783-806.
- FOREST S. (2012) *Diminution de la trainée aérodynamique d'un véhicule marin de type coque planante*, mémoire de maîtrise, Université de Sherbrooke, Faculté de Génie Mécanique, Sherbrooke, Canada.

- FLETCHER D., XUEREB C. (2004) *Mécanique des Fluides numérique*, Techniques de l'ingénieur.
- FRICK C. W., DAVIS W. F., RANDALL L. M., MOSSMAN E. A. (1945) *An Experimental Investigation of NACA Submerged-Duct entrances*, NACA ACR No. 5120, October 1945.
- GILES W., DINHAM-PEREN T., AMARATUNGA S., VRIJDAG A., PARTRIDGE,R. (2010) *The Advanced WaterJet : Propulsor Performance and Effect on Ship Design*, IMPAREST's 10tf International naval Engineering Conference and Exhibition entitled « The Affordable Future Fleet ».
- GRIFFITH-JONES G. (1994) *Investigation of Incompressible Flow through an Intake Duct with Applications to Waterjet Propulsion*, Ph.D. thesis, University of Canterbury, Dept. of Mechanical Engineering, Christchurch, New Zealand.
- HU P., ZANGENEH M. (1999) *A method for automatic optimisation of the intake duct geometry of marine water-jets*, FAST'99 Proceedings of the 5th international coference on fast sea transportation, London, UK, p. 843-851.
- HUGHES A.W., TURNOCK S.R., ABU SHARKH S.M. (2003) *Use of electromagnetic rim driven propulsor for waterjet propulsion systems*, Royal Institution of Naval Architects Transactions A: International Journal of Maritime Engineering, 145, (A4), p. 41-52.
- KAWASHIMA T., MORITA S., KARIYA D. and KAMITAKE M. (1999) *Research on the Performance of a Waterjet Propulsor for Personal Watercrafts*, Proceedings of the 1999 SAE Small Engine Technology Conference, Sept 28-30, SAE 1999-01-3264.
- KIM K.H., GORSKI J., SCHERER O. (2003) *Naval Applications of Waterjet Propulsion*, Proc. Symp. On Vehicle Propulsion Integration, NATO RTO Applied Vehicle Technology Panel (AVT), Warsaw, Poland.
- LAKSHMINARAYANA B. (1982) *Fluid Dynamics of Inducers – A Review*, J. Fluids Eng., ASME, Vol. 104, p.411-427.
- MARC M. (2009) *Modélisation Numérique d'un Système de Propulsion à Jet de Véhicules Nautiques*, mémoire de maîtrise, Université de Sherbrooke, Faculté de Génie Mécanique, Sherbrooke, Canada.
- PEARSALL I. S. (1973) *The Supercavitating Pump*, Proc. IMechE, Vol. 187 54/73, p. 649-D206.
- SCHLICHTING H. (1968) *Boundary Layer Theory*, McGraw-Hill, New-York.
- SEIL G., FLETCHER C., DOCTORS L. (1995) *The Application of Computational Fluid Dynamics to Practical Waterjet Propulsion System Design and Analysis*, FAST'95, Third International Conference on Fast Sea Transportation, Lbeck-Travemnde, Germany, p. 1379-1390.
- SEIL G. (1997) *Computational Fluid Dynamics Investigation and Optimisation of Marine Waterjet Propulsion Unit Inlet Design*, Ph.D. thesis, University of New South Wales, Dept. Of Mechanical and Manufacturing Engineering, Sydney, Australia.
- SEIL G. (2000) *Computational fluid Dynamics Optimisation of Flush-Type Waterjet Inlets*, The Royal Institution of Naval Architects, Vol. 142, p. 164-181.
- SEIL G. (2001) *The effect of the shaft, shaft rotation and scale on the flow in waterjet inlets*, International Conference on waterjet propulsion III, RINA, Gothenburg, Sweden.

- SVENSSON R. (1993) *Experience from Operation of Large Water Jet Units*, Proceedings of the Second International Conference on Fast Sea Transportation, FAST'93, Yokohama, Japan, Vol. 2, p. 1409-1421.
- TRILLO R.L. (1994) *Jane's High-Speed Marine Craft 1993-94*, Jane's Information Group, Coulsdon, UK.
- VAN ESCH B., BULTEN N. (2005) *Numerical and Experimental Investigation of Hydrodynamic Forces Due to Non-Uniform Suction Flow to a Mixed-Flow Pump*, Proceedings of the American Society of Mechanical Engineers Fluids Engineering Division Summer Conference, vol. 1 PART B, p. 1203 - 1209.
- VAN TERWISGA T. (1996) *Waterjet-Hull Interaction*, Ph.D. thesis, Technical University of Delft.
- VERBEEK R. (1992) *Application of Waterjets in High-Speed Craft*, Proceedings of MARIN Workshops on Advanced Vessels, Station Keeping, Propulsor-Hull Interaction, and Nautical Simulators, Wageningen, Netherlands, p. 133 - 138.
- WHITELAW J., YU S. (1993a) *Turbulent Flow Characteristics in an S-Shaped Diffusing Duct*, Flow Measurement and Instrumentation, vol. 4, no 3, p. 171 - 179.
- WHITELAW J., YU S. (1993b) *Velocity Measurements in an S-Shaped Diffusing Duct*, Experiments in Fluids, vol. 15, p. 364 - 367.
- WOODYARD D. (2000) *Waterjets grow in scale and scope*, Speed at Sea, June 2000.
- 21st ITTC (1996) *Report of the Specialist Committee on Waterjets*, 21st International Towing Tank Conference, Trondheim and Bergen, Norway.
- 23rd ITTC (2002) *The Specialist Committee on Validation of Waterjet Test Procedures*, Final Report and Recommandations to the 23rd ITTC, Proceedings of the 23rd ITTC, p387 à 415. Venice, Italy.
- ARS Marine Inc., *Impeller (Inducer Pre Loader)*, < [http://www.arsmarine.com/pump\\_parts.htm](http://www.arsmarine.com/pump_parts.htm) >, décembre 2012.

## ANNEXE 1

