ZEPHAL

Titre:

Conception et simulation du système de refroidissement – Partie 1

Rédacteur :

Quentin Rousse

Signataire :

/

Révision :

A1 – Edition initiale

Zephal Technologies

NZ-00000003

Date : 05/01/2026

N° de projet : 2025_0004

Introduction

Objectifs du système de refroidissement

Le V1046AA développe 680 ch à 10500 tr/min, soit 500 kW. La puissance totale contenue dans le carburant consommé est estimée à 3x cette valeur, soit 1500 kW. De ces 1500 kW, la puissance totale absorbée dans les systèmes de refroidissement est estimée à 420 kW. Il est estimé qu'environ 65% de cette puissance sera dissipée dans le circuit de refroidissement, le reste étant évacué dans le système d'huile et en rayonnement.

Nous avons donc 273 kW à dissiper. Cependant, ce chiffre résultant d'une estimation, une augmentation de 20% de la puissance à dissiper est appliquée, portant le besoin de dissipation à 327 kW.

Afin d'avoir un moteur simple à entretenir et à utiliser dans un contexte quotidien, un additif classique de refroidissement le G13, est ajouté à l'eau dans des proportions équivalentes (50/50).

Les caractéristiques de ce mélange sont les suivantes :

Propriété	***Valeur***	***Unité***
Masse volumique (ρ)	1065	Kg/m^3
Capacité thermique massique (Cp)	3,45	J/(g.K)
Viscosité dynamique (μ)	1,8	mPa.s
Conductivité thermique (λ)	0,42	W/(m.K)
Point d'ébullition (1 bar)	108	°C
Point d'ébullition (2 bars)	125	°C

Dans l'article précédent *Développement d'un nouveau moteur V10 – une introduction*, à la page 9, nous avons déterminé le débit nécessaire du système pour absorber la puissance : 267 L/min. Afin de compenser les pertes de charge du circuit, l'objectif est de développer une pompe à eau développant environ 2,5 bars de surpression (~25m HMT), afin de compenser les pertes de charge du circuit. Ces dernières sont estimées selon des moteurs similaires à ce stade de développement, la vraie valeur de pertes de charges du système étant quasi impossible à trouver par des méthodes numériques en raison du nombre de paramètres en jeu et de l'incertitude sur ceux-ci (tolérances, rugosité, géométrie réelle...).

Dans la suite de cet article, nous nous concentrerons sur deux points : Premièrement, la modélisation et l'analyse du canal de distribution d'eau vers les cylindres, en vérifiant que la pression distribuée est homogène entre les cylindres ainsi que l'absence de pertes de charges significatives. Dans un second temps viendra la conception de la pompe à eau, de la théorie à la réalisation de l'assemblage mécanique, avec une séquence de dimensionnement réalisée sur la librairie CFD OpenFoam.

Note : Dans ce document, « eau » et « liquide de refroidissement » sont utilisés de manière interchangeable afin d'alléger l'écriture.

Toute information contenue dans ce document est libre d'être diffusée à des tierces parties.

Conception et simulation du canal d'eau

Les choix de conception concernant le bloc moteur ont amené à utiliser un canal d'eau extérieur fixé sur l'ensemble. Ce canal doit garantir une distribution d'eau optimale à chaque cylindre, à savoir limiter les pertes de charges et limiter le différentiel de pression entre chaque entrée de cylindre.

Conception initiale

L'emplacement réservé au canal sur le bloc est constitué de 10 sorties (en rouge) et d'une entrée (en vert). La fixation se fait à l'aide de 2 vis M6 sur chaque cylindre et de 2 vis M8 sur l'entrée d'eau. Chaque interface est scellée à l'aide d'un joint plat.

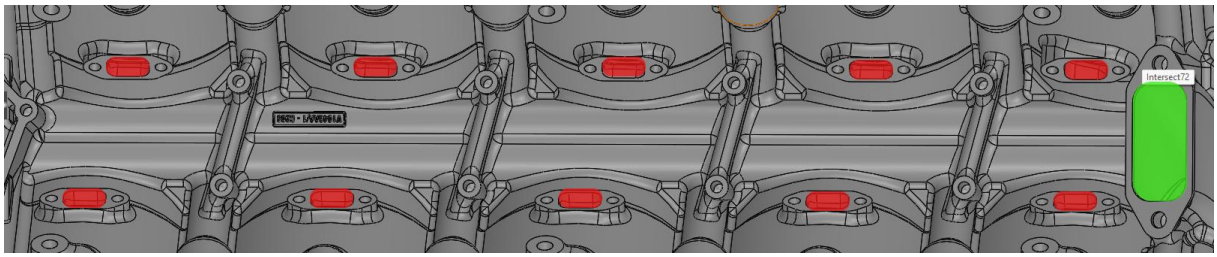


Figure 1: Emplacements pour la fixation du canal d'eau

Le design initial a été réalisé comme suit : Un canal de la longueur nécessaire pour atteindre tous les cylindres avec des sorties se connectant à chaque cylindre, en incluant des poches permettant d'utiliser des vis CHC M6. L'arrivée d'eau se fait par un canal d'entrée se « déversant » entre les 4 premiers cylindres. Le centre du canal est creusé progressivement afin d'éviter une stagnation excessive du fluide. Les quelques doutes concernant les pertes de charges potentiellement induites par ces poches furent dissipés par l'analyse du flux en CFD.

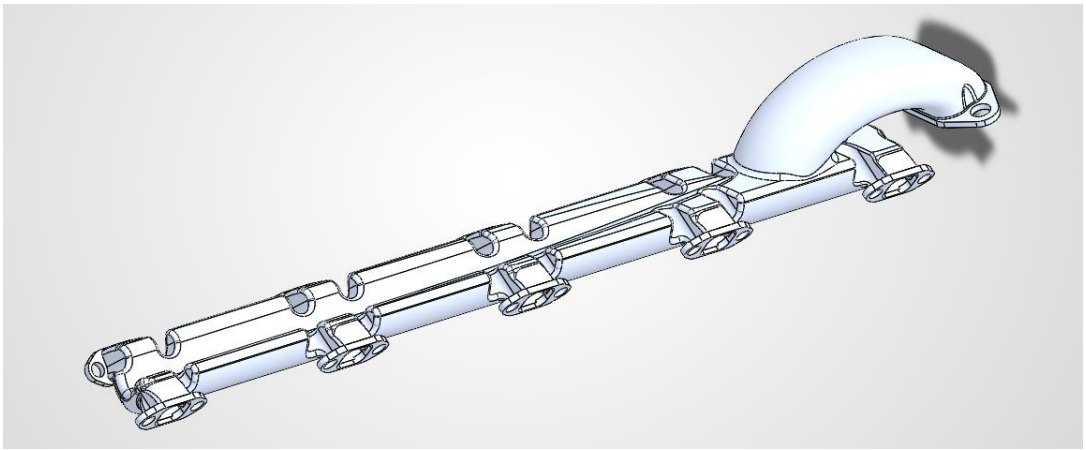


Figure 2 : Modèle 3D du canal d'eau

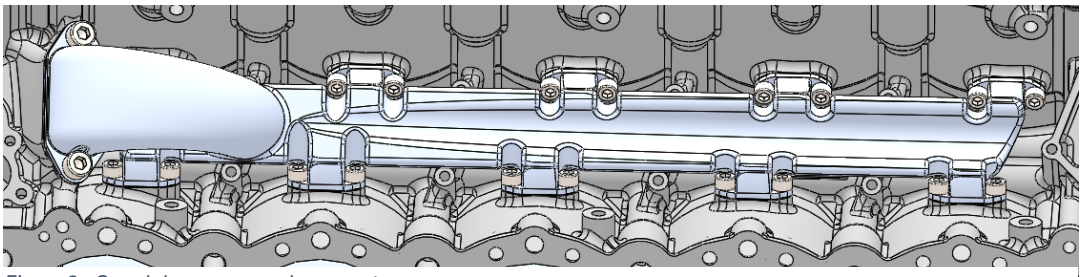


Figure 3 : Canal dans son emplacement

Toute information contenue dans ce document est libre d'être diffusée à des tierces parties.

Validation en CFD

Objectifs de simulation

Le canal a une fonction critique : Amener le liquide de refroidissement vers les cylindres et garantir un débit suffisant à chaque cylindre. Autrement dit, la pression du liquide dans chacune des 10 sorties doit être la même, avec un écart de 5% maximum.

Le critère de 5% de différentiel de pression maximal entre les entrées de cylindres a été retenu afin de garantir une répartition homogène du débit de liquide de refroidissement.

En régime turbulent, qui est le cas du circuit étudié, le débit est proportionnel à la racine carrée du différentiel de pression. Ainsi, un écart de pression de 5% se traduit par un déséquilibre de débit de l'ordre de 2 à 3% entre cylindres.

Cela implique deux critères à valider :

- L'absence de « zones mortes » : recirculation, pertes de charge excessives…
- Le différentiel de pression entre chaque sortie du canal

La simulation utilisera un maillage généré à l'aide du logiciel SALOME, puis une simulation OpenFoam avec le solveur SimpleFoam en intégrant des turbulences et une rugosité de surface de 63 µm, représentative, voir surestimée, d'une pièce de fonderie ou imprimée en 3D métal.

Maillage dans SALOME

Après création du domaine CFD dans Solidworks, correspondant à l'espace interne du canal, le maillage a été réalisé selon les paramètres suivants (tailles en mm) :

Dimension	Algorithme	Taille max	Taille min
3D	NETGEN 3D	0.003	0.0005
2D	NETGEN 2D-1D	0.003	0.0005
1D	NETGEN 2D-1D	0.003	0.0005

Un raffinage local de 0.001 sur les parois a également été utilisé.

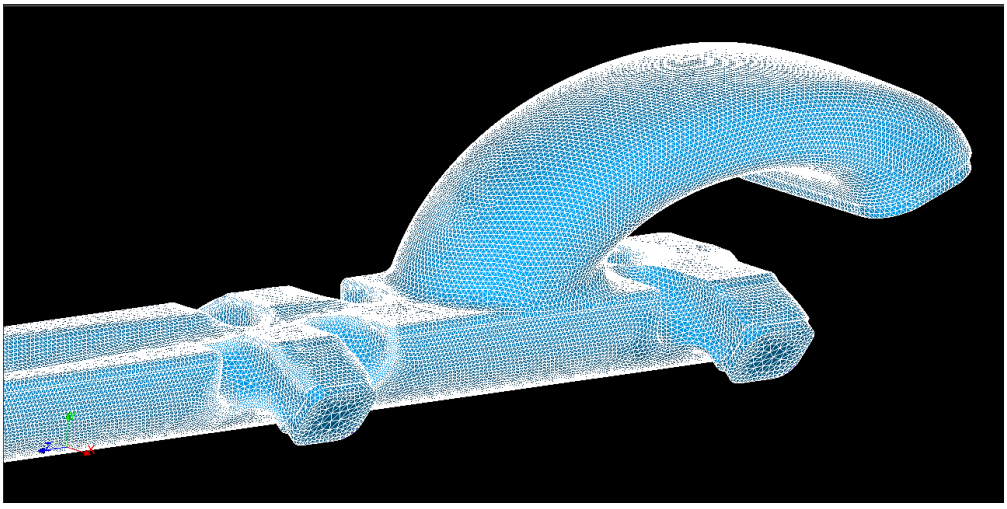


Figure 4 : Canal d'eau, maillage avec SALOME

Toute information contenue dans ce document est libre d'être diffusée à des tierces parties.

Simulation dans OpenFoam

Le modèle a été simulé en utilisant une vitesse d'entrée U de 2,8 m/s normale à la face d'entrée, un facteur de dissipation d'énergie cinétique ε de 5,3, un facteur d'énergie cinétique k de 0,05, et un facteur de rugosité de surface Ks de 63 µm.

Le modèle de turbulences Kepsilon a été utilisé, et l'ensemble a été résolu avec le modèle SimpleFoam.

Analyse des résultats

Analyse du flux hydraulique

Voici les résultats de la simulation :

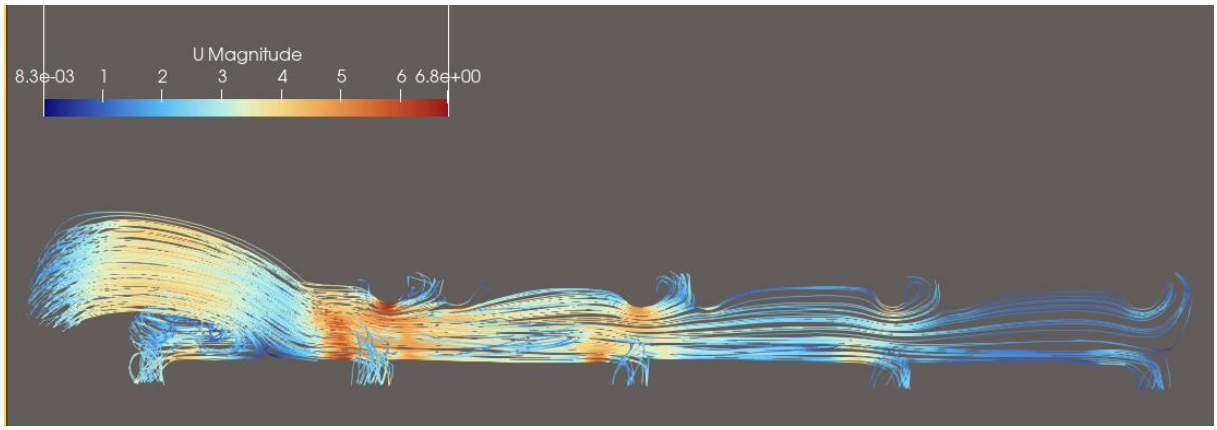


Figure 5: Lignes de champ du flux hydraulique

Nous pouvons constater que les lignes de champ hydrauliques ne sont pas cassées visuellement et ne créent pas de tourbillons, excepté à l'extrémité gauche du canal où une légère recirculation apparaît. Le problème pourrait certainement être solutionné en modifiant légèrement la géométrie (création d'une poche centrale forçant l'eau à se diriger vers les côtés, c'est-à-dire vers les entrées de cylindres), mais le canal est déjà sain tel quel.

On observe également une augmentation locale de vitesse (zones orange et rouge) au niveau des poches pour le passage des vis, mais ces « chicanes » ne cassent pas le flux.

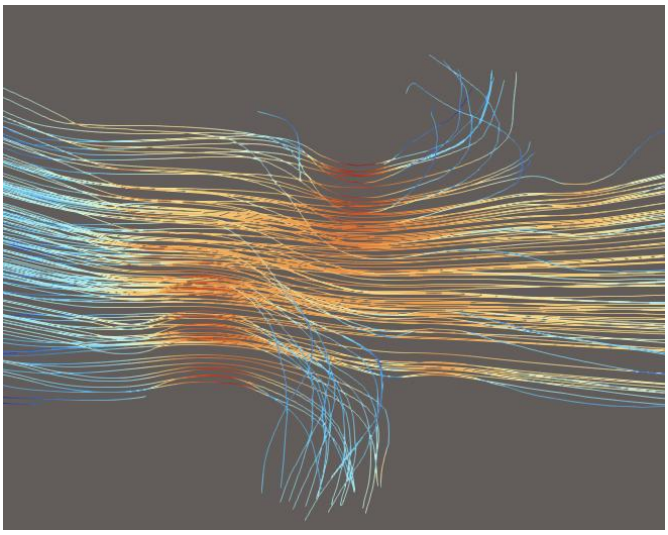


Figure 6: Accélération locale du flux

Toute information contenue dans ce document est libre d'être diffusée à des tierces parties.

On n'observe pas de dépression significative tout au long du canal, y compris localement dans les zones sensibles.

La pression d'évaporation de l'eau à 90°C étant de 70 kPa en absolu, notre système comprenant des pertes maximales locales de 39 kPa sur une pression d'entrée supérieure à 200 kPa (2 bars) reste largement au-dessus de cette valeur.

Ainsi, il est très improbable que l'écoulement du fluide dans le canal créé de la cavitation. Veuillez noter que l'échelle de graduation de la figure 7 n'affiche pas la pression totale du circuit mais les différentiels de pression entre les différentes zones du canal.

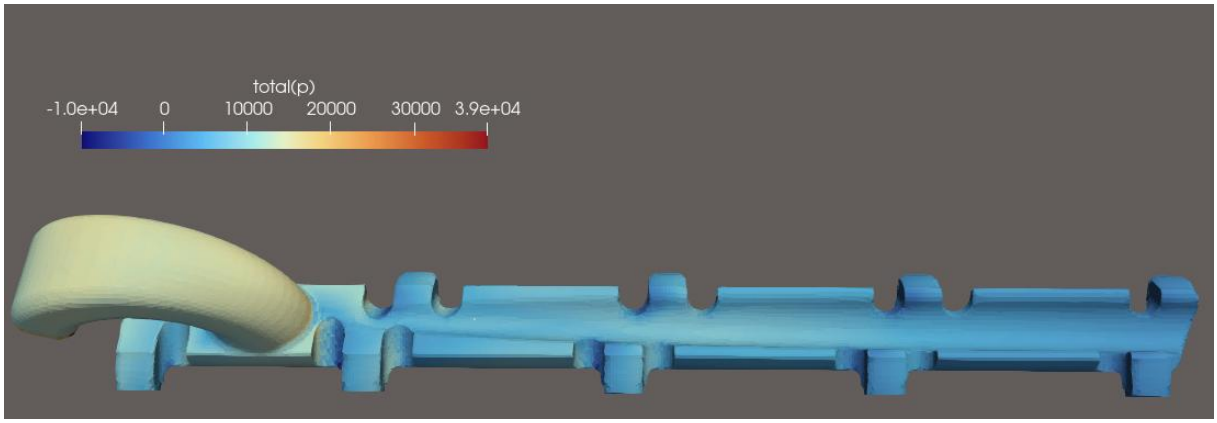


Figure 7: Gradient de pression relative dans le canal

Analyse du différentiel de pression entre les cylindres

Grâce aux outils du visualiseur ParaView, nous pouvons extraire la pression aux sorties du canal (groupées entre cylindres adjacents pour plus de lisibilité)

Nous obtenons les résultats suivants :

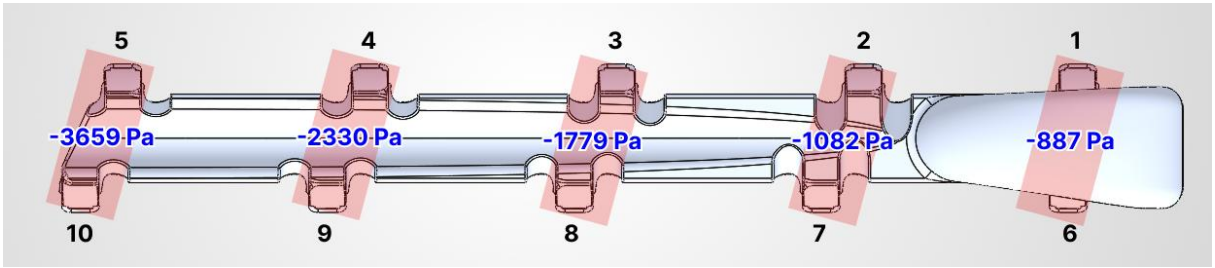


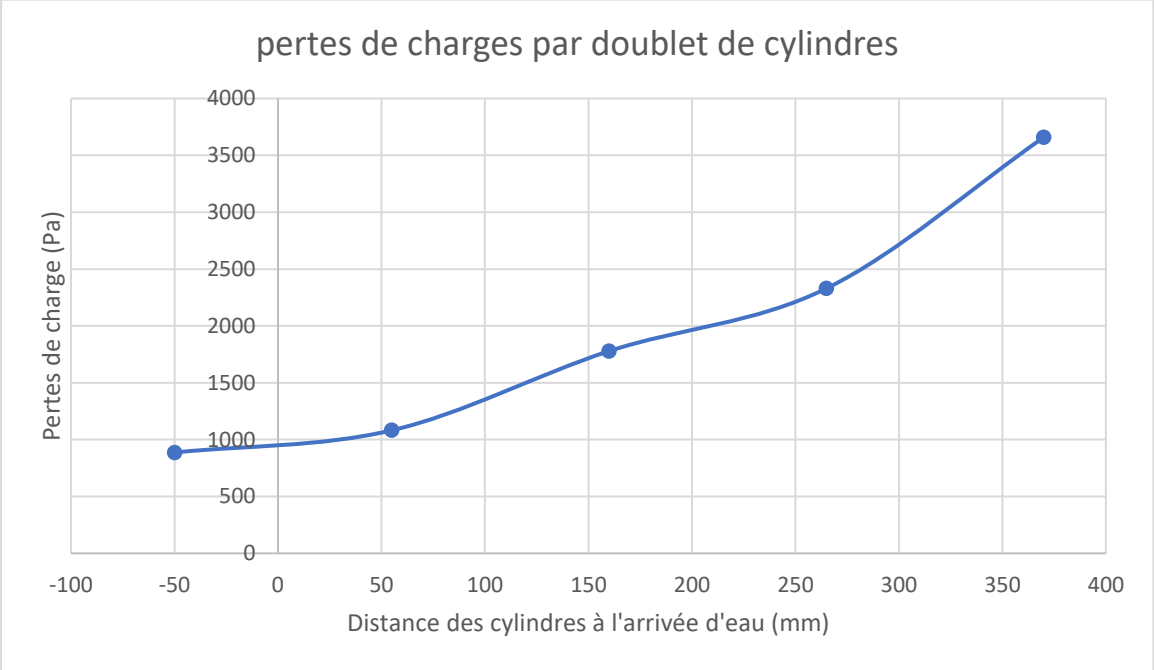
Figure 8: Différentiels de pression entre chaque doublet de cylindres

La pression totale fournie par la pompe étant visée à 2,5 bars soit 250 kPa, nous utiliserons une pression totale initiale de 200 kPa afin de simuler un système dégradé et de prendre en compte les pertes de charges accumulées entre la pompe et le canal, à travers le bloc moteur. Dans ces conditions, les pressions distribuées aux cylindres sont :

Toute information contenue dans ce document est libre d'être diffusée à des tierces parties.

Numéros des cylindres	Distance au point d'arrivée d'eau [mm]	Pertes de charge par cylindre [Pa]	Pression estimée par cylindre [kPa]
Cylindres 1-6	-50	887	199,1
Cylindres 2-7	55	1082	198,9
Cylindres 3-8	160	1779	198,2
Cylindres 4-9	265	2330	197,7
Cylindres 5-10	370	3659	196,3

La pression estimée par cylindre correspond à la pression totale restante localement, obtenue en soustrayant les pertes de charge locales à la pression d'entrée supposée de 200 kPa.



Le ΔP_{max} entre les cylindres est donc de 2,8 kPa environ, soit environ 0,03 bar, ce qui représente un déséquilibre maximal de 1,5% de pression entre les cylindres. Cette valeur est inférieure à l'objectif de 5%. De plus, la courbe de pertes de charge ne montre pas d'explosion de pertes de charges vers la fin du canal. L'augmentation de pertes de charges à partir de 300 mm de distance au point d'entrée est directement liée à la réduction progressive de la section hydraulique effective et à l'augmentation de la surface de contact entre le fluide et les parois du canal par rapport au volume local de fluide.

Conclusion

La simulation CFD du canal de distribution d'eau montre une perte de charge globale de l'ordre de 3,5 kPa à débit nominal, indiquant une géométrie peu pénalisante hydrauliquement et une répartition homogène de la pression entre les cylindres. Cette valeur est cohérente avec les ordres de grandeur attendus pour ce type de circuit et confirme que la majeure partie de la hauteur manométrique fournie par la pompe sera consommée par le reste du système.

Cette validation permet de figer la géométrie du canal sans impact négatif sur le dimensionnement de la pompe à eau, laissant une marge confortable pour les pertes de charge induites par le bloc, les culasses et les échangeurs.

Toute information contenue dans ce document est libre d'être diffusée à des tierces parties.

Dimensionnement initial de la pompe à eau

Commençons par un rappel des valeurs initiales :

Le débit visé est de 267 L/min = 0,00445 m^3/s. La puissance maximale est délivrée à 10500 tr/min. Avec un rapport de vitesse entre la pompe et le vilebrequin de 0,581, la vitesse de la pompe au point haut est de 6100 tr/min. La hauteur manométrique totale visée à 267 L/min est d'environ 25 m.

Avec ces valeurs, nous pouvons pré-dimensionner notre pompe pour une CAO initiale.

Construction d'une pompe à eau

Le principe d'une pompe à eau est le suivant :

De l'eau ou autre liquide peu visqueux entre dans la pompe par l'œil d'entrée (inlet) à un certain débit, situé au centre du rotor. L'eau est accélérée par le rotor (impeller) puis est expulsée dans la volute (export).

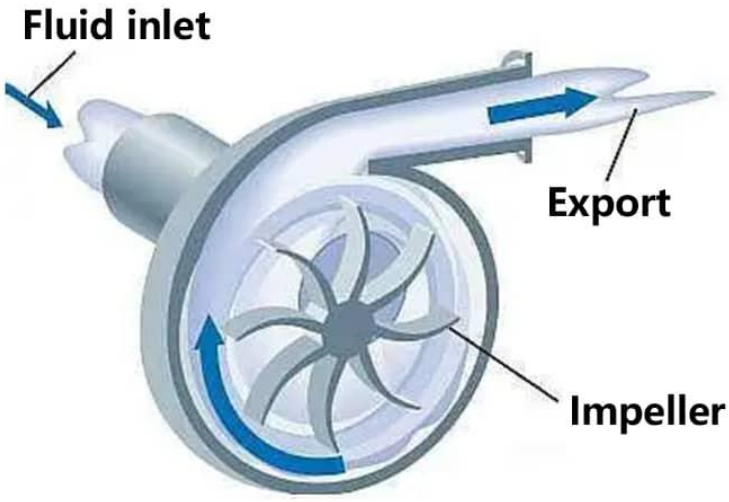


Figure 9: Schéma générique d'une pompe à eau

Le débit est généré par l'action de la pompe mais aussi du système. Chaque système hydraulique a une géométrie unique et un débit qui lui est propre, dépendant de la vitesse de rotation de la pompe. A ce débit, la pompe va générer un certain différentiel de pression entre l'entrée et la sortie. En convertissant ce différentiel de pression en hauteur de colonne d'eau (en divisant la pression en Pascal par la gravité et la masse volumique du fluide, 10447 dans notre cas), on obtient la performance de la pompe en mètres.

On commence par pré-dimensionner la pompe à l'aide de formules mathématiques, puis on simule l'écoulement des fluides dans le modèle 3D pour obtenir une valeur représentative de la réalité et optimiser jusqu'à obtenir les performances désirées. Une fois le design établi, on réalise des simulations à différents débits afin de déterminer la courbe de performance de la pompe : Hauteur manométrique en fonction du débit. Cette courbe permettra de savoir si la pompe sera performante dans tous les cas d'utilisation.

Toute information contenue dans ce document est libre d'être diffusée à des tierces parties.

Choix du design global

En calculant la vitesse spécifique de la pompe, nous pouvons déterminer à quelle classe elle appartiendra, ce qui nous permettra de choisir une forme de roue à aubes (rotor) adaptée à notre utilisation.

La vitesse spécifique d'une pompe est donnée par : $N_s = N * \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}$ avec :

$$N = Vitesse\ de\ rotation\ \left[\frac{tr}{min}\right];$$

$$Q = Débit\ d'écoulement\ du\ fluide\left[\frac{m^3}{s}\right];$$

$$H = Hauteur\ manométrique\ totale[m]$$

Dans notre cas, $N_s = 6100 * \frac{\sqrt{0.00445}}{\sqrt[4]{25{,}5^3}} \sim 36$

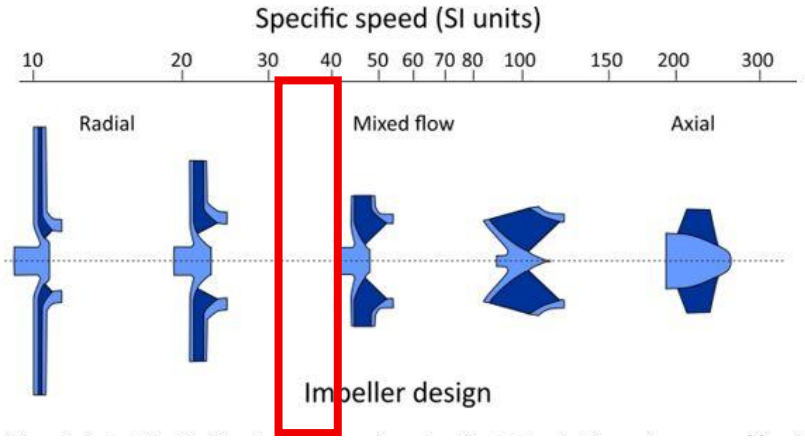


Figure 10: Valeurs typiques de vitesse spécifique pour différentes géométries de roues à aubes

La figure ci-dessous montre les designs adaptés de pompe en fonction des vitesses spécifiques. Avec une vitesse spécifique de 36, notre pompe se situe entre le flux mixte et le flux radial.

Le design de la pompe sera donc d'une dimension axiale relativement réduite et d'un diamètre de rotor relativement grand. Le rapport entre le diamètre et largeur sera comprise entre 3/1 et 6/1.

Prédimensionnement du rotor

Afin de générer suffisamment de surpression, la pompe doit accélérer le liquide à une vitesse suffisante pour atteindre la pression de 2,5 bars, ou ce qui correspond à une hauteur manométrique totale de 25m.

Le fluide accéléré par la pompe atteindra sa vitesse maximale au diamètre maximal du rotor, en sortie de pales. Le diamètre de ce dernier exerce donc une influence déterminante sur la vitesse de sortie du fluide et, in-fine, du différentiel de pression généré.

La formule utilisée pour définir la vitesse du fluide U à l'extrémité du rotor à partir de la hauteur manométrique est la suivante :

Toute information contenue dans ce document est libre d'être diffusée à des tierces parties.

$$HMT = \psi * \frac{U^2}{2g} \rightarrow U = \sqrt{\frac{2gH}{\psi}} = \sqrt{\frac{2 * 9{,}81 * 25}{0{,}9}} = 23{,}3\ m/s$$

Avec ψ l'efficacité hydraulique locale ~0,9 : Cette valeur correspond à une efficacité hydraulique locale typique pour une pompe centrifuge bien dimensionnée, hors pertes volute et fuites.

A partir de l'équation reliant la vitesse périphérique du fluide nécessaire et la géométrie du rotor, nous pouvons extraire le diamètre de ce dernier : $U = \frac{\pi DN}{60}$ (avec D en mm)

Diamètre du rotor : $D = \frac{60U}{\pi n} = \frac{60*23{,}3}{\pi*6100} \sim 73mm$

Ce diamètre est assez classique dans la catégorie.

La hauteur de pales est choisie à un rapport d'environ 1/5 vis-à-vis du diamètre, à 15mm.

Prédimensionnement de l'œil d'entrée

Afin d'éviter la cavitation (changement local de phase du fluide avec transformation en gaz), la pression doit être suffisante tout au long du circuit, y compris à l'entrée de la pompe. La vitesse d'écoulement du fluide doit donc être limitée. Ici, la valeur de 3 m/s a été choisie comme borne supérieure.

Si l'on souhaite une vitesse d'entrée dans la pompe de 2,5 m/s, il nous faudra la section suivante :

$$S_{entrée} = \frac{Q}{V_{entrée}} = \frac{0{,}00445}{2{,}5} = 0{,}00178\ m^2$$

Si l'on utilise cette valeur de 0,00178 m^2 pour définir le diamètre d'entrée, on obtient :

$$D_{entrée} = \sqrt{4 * \frac{S_{entrée}}{\pi}} = \sqrt{4 * \frac{1780}{\pi}} \sim 48\ mm$$

Ainsi, le diamètre de l'œil d'entrée sera de 48mm.

Prédimensionnement de la section de sortie et de la volute

La même logique de vitesse par rapport au débit s'applique en sortie, pour déterminer la section en fin de volute. Cependant, la pompe étant placée au point bas du moteur, la taille de la volute impacte directement la hauteur du vilebrequin par rapport au plancher, et par conséquent le centre de gravité du moteur et du véhicule. Ainsi, il est nécessaire d'obtenir un compromis entre section et encombrement de l'ensemble.

En choisissant un profil de section de 50*31,5 mm avec des congés de 4 mm sur les bords, on obtient une section de :

$$S_{sortie} = 50 * 31{,}5 - 4^2\pi \sim 1524\ mm^2$$

Ce choix de dimensions a été trouvé après plusieurs essais et représente un bon compromis entre taille de section, proportions de section et encombrement dans le carter.

Toute information contenue dans ce document est libre d'être diffusée à des tierces parties.

Afin de garantir une accélération progressive du fluide en sortie de rotor et un bon écoulement, la volute doit avoir une forme de « coquillage » partant d'une section initiale nulle vers la section de sortie en s'agrandissant progressivement. La section peut croitre selon une loi linéaire ou exponentielle. Afin de limiter la taille de la section S_2 qui détermine la distance entre le vilebrequin et le plancher (située en bas de la volute), une loi linéaire est choisie.

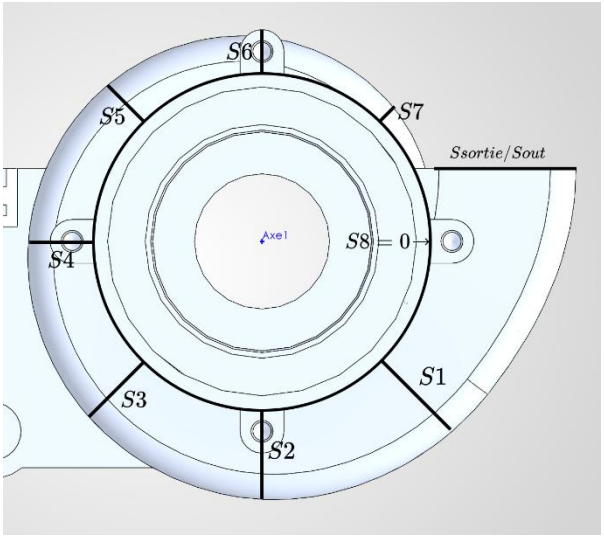


Figure 11: Sections de volute

Une fois la section de sortie déterminée, les suivantes sont déduites avec la loi d'évolution linéaire appliquée à chaque 8e de la volute :

$$S_n = \frac{(8-n)S_{sortie}}{8}$$

En fixant la taille des sections et de la longueur L, nous pouvons trouver la largeur l. Ici, la longueur L_{sortie} (normale au schéma suivant) est fixée à 50 mm pour la section S_{sortie}, et diminue de 2 mm pour chaque 8e de volute. Par construction, il n'y a que trois congés de 4 mm de rayon et non quatre sur ces sections.

Ainsi, chaque largeur est donnée par la formule suivante :

$$\forall n \in [1;7], \qquad l_n = \frac{S_n + \frac{3}{4}\pi 4^2}{L_n} = \frac{\frac{(8-n)S_{sortie}}{8} + \frac{3}{4}\pi 4^2}{L_{sortie} - 2n}$$

Les résultats de cette équation nous donnent le tableau ci-dessous :

Nom de section	Taille de section [mm^2]	Longueur [mm]	Largeur [mm]
S_{sortie}	1524	50	31.5
S_1	1333.5	48	28.6
S_2	1143	46	25.7
S_3	952.5	44	22.5
S_4	762	42	19
S_5	571.5	40	15.2
S_6	381	38	11
S_7	190.5	36	6.3
S_8	~0	34	~0

Toute information contenue dans ce document est libre d'être diffusée à des tierces parties.
NZ-0000002

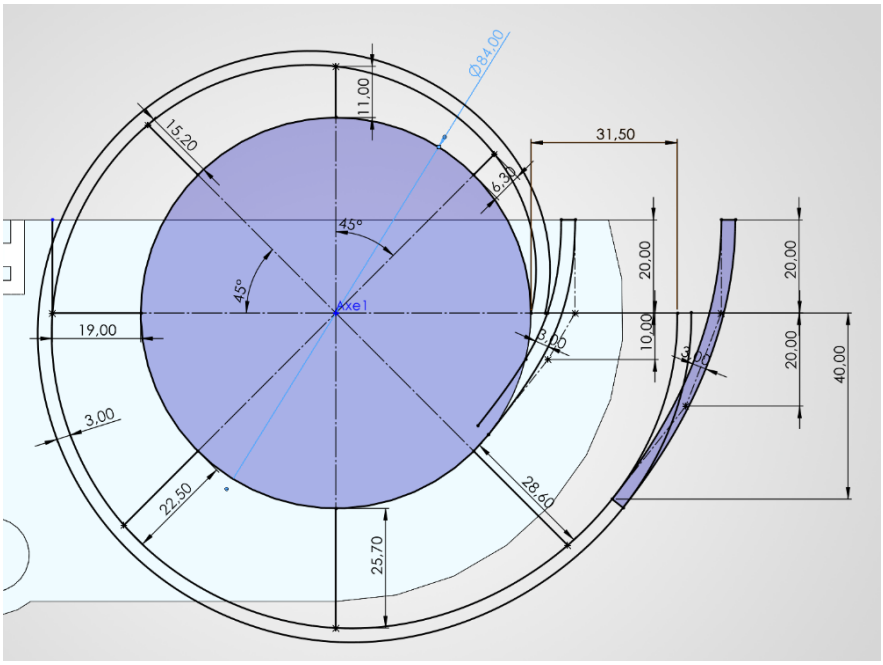


Figure 12: Valeurs des sections de volute

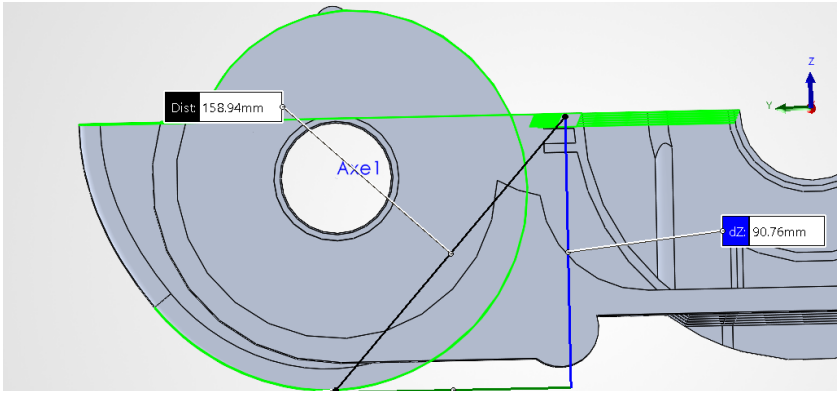


Figure 12: Distance du bas de la volute (Section 2) au centre de vilebrequin

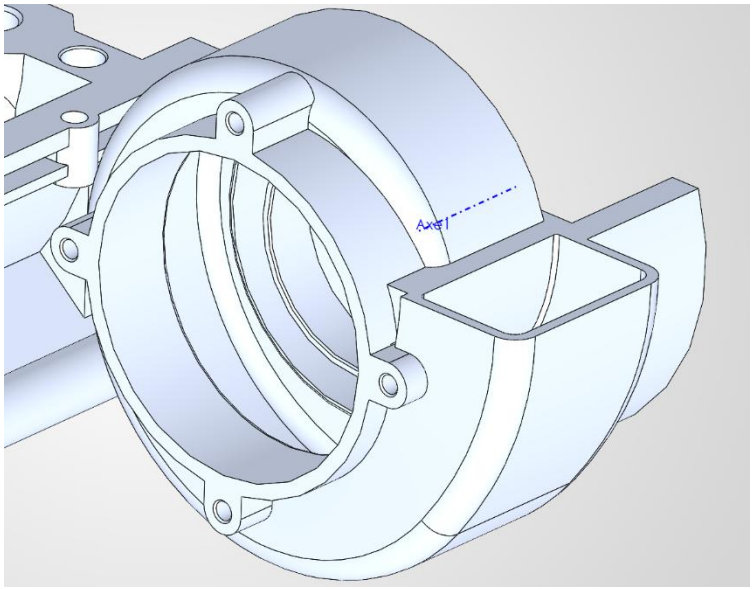


Figure 14: Modèle 3D du corps de pompe

Toute information contenue dans ce document est libre d'être diffusée à des tierces parties.

Préparation du modèle pour la CFD

Une fois pré-dimensionnée, la pompe a été modélisée dans Solidworks puis testée et itérée grâce aux résultats obtenus avec OpenFoam.

Elle est divisée en trois domaines :

- Inlet
- Impeller
- Volute

l'inlet représente l'arrivée d'eau dans la zone du rotor. Il est divisé en trois parties :

- ***inlet1***, la zone d'arrivée du fluide dans la pompe
- ***wall1***, les parois de la zone
- ***AMI1_1***, l'interface entre l'inlet et la zone rotative, l'impeller.

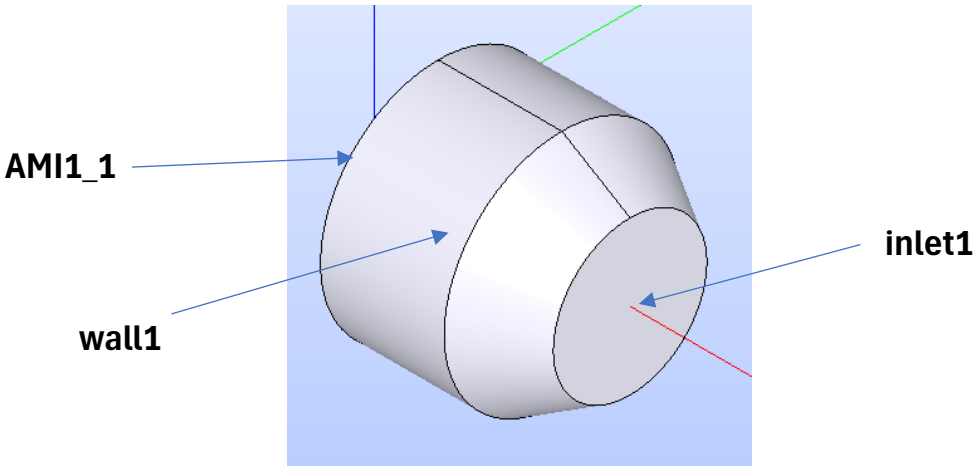


Figure 15: Modèle CFD de l'entrée d'eau (Oeil/Inlet)

L'impeller représente le volume rotatif entraîné par le rotor de la pompe. Il est divisé entre :

- ***AMI1_2***, l'interface avec l'inlet
- ***wall2***, les parois de la zone (modèle simplifié pour garder un maillage simple)
- ***AMI2_1***, l'interface avec la volute

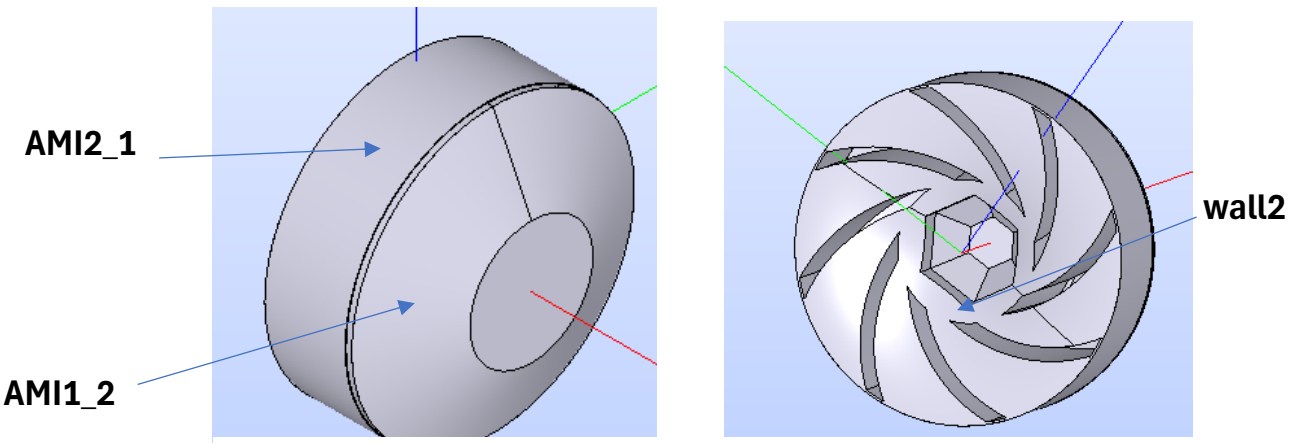


Figure 16: Modèle CFD du rotor (Roue à aubes/Impeller)

Toute information contenue dans ce document est libre d'être diffusée à des tierces parties.

La volute représente le canal de sortie de fluide, situé après le rotor dans le circuit. Il est divisé entre :

- ***AMI2_2***, l'interface avec l'impeller
- ***wall3***, les parois de la zone
- ***outlet1***, la sortie du fluide

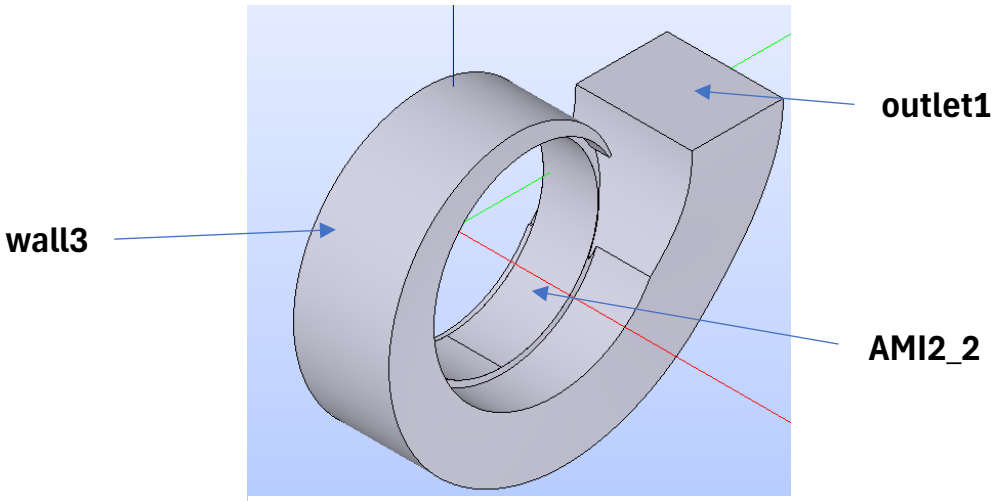


Figure 17: Modèle CFD de la volute (Sortie/Outlet)

Maillage dans SALOME

La pompe a été maillée suivant les paramètres suivants (en mm) :

Dimension	Algorithme	Taille max	Taille min
3D	NETGEN 3D	0.002	0.00005
2D	NETGEN 2D-1D	0.002	0.00005
1D	NETGEN 2D-1D	0.002	0.00005

Un raffinage local de 0.001 mm a été appliqué sur les parois du modèle.

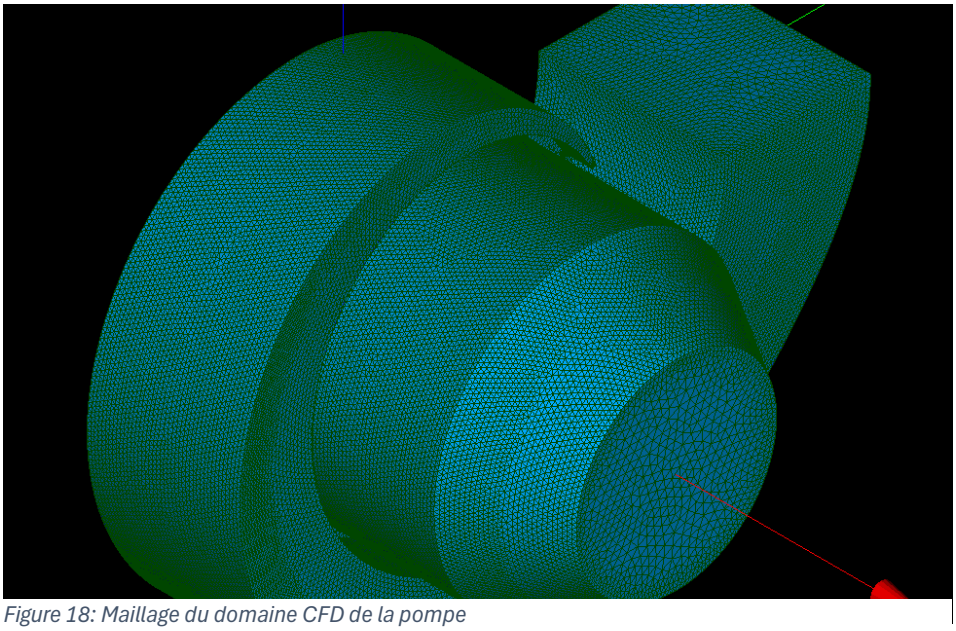


Figure 18: Maillage du domaine CFD de la pompe

Toute information contenue dans ce document est libre d'être diffusée à des tierces parties.

Simulation dans OpenFoam

Le débit d'entrée U est défini à 0,00445 m³/s (267 L/min), la densité du fluide ρ à 1065 kg/m³, la vitesse de rotation du rotor Ω à 638,8 rad/s (6100 tr/min), la rugosité des surfaces R_s à $63\ \mu m$, la viscosité cinématique du fluide ν à 1,69.10^{-6} m²/s, l'intensité de turbulence T_u à 5%, le rapport de viscosité d'Eddy à 10.

Les valeurs déduites de ces conditions définies initialement sont les suivantes :

Paramètre	Symbole	Valeur
Pression/densité	P	95,1408
Taux de dissipation spécifique de turbulence	ω	1866,124
Energie cinétique de turbulence	k	0,0315375
Dissipation de turbulences	ϵ	5,2968

$\omega, k\ et\ \epsilon$ ont été calculées grâce au calculateur en ligne de Wolfdynamics :

Calculateur Wolfdynamics, *choisir « Compute turbulence variables (κ, ϵ, ω) from Tu, μt/μ, U∞ and kinematic viscosity ν »*

Note : ϵ n'est pas utilisé dans le modèle choisi mais a été utilisé pour le calcul des turbulences dans le canal de distribution d'eau étudié au début de ce document.

Le modèle de turbulences utilisé est le KOmegaSST, le solveur est SimpleFoam.

Afin de quantifier la performance de la pompe, il nous faut trouver la hauteur manométrique totale HMT, dépendante de la surpression générée par la pompe ; autrement dit, le différentiel de pression entre l'entrée et la sortie. Grâce à l'outil « integrate variables » du visualiseur ParaView, il est possible de récupérer la pression sur chacune de ces surfaces.

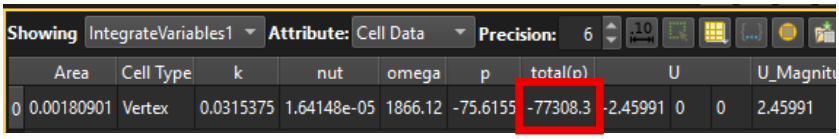


Figure 19: Pression totale de l'entrée et de la sortie du domaine, calculée sur Paraview

En appliquant la formule suivante :

$$HMT = \frac{P_{sortie} - P_{entrée}}{\rho g}$$

Nous obtenons la hauteur manométrique totale de la pompe. Pour rappel, notre objectif est d'atteindre environ 25 m au débit de 267 L/min, en sachant que cette valeur est surdimensionnée de 20%.

Toute information contenue dans ce document est libre d'être diffusée à des tierces parties.

Premier, deuxième et troisième essai

Valeurs critiques du rotor :

Diamètre du rotor (mm)	74
Hauteur utile du rotor (mm)	15
Vitesse du rotor (tr/min) [rad/s]	6100 [638,8]
Angle d'entrée des pales (°)	35
Angle de sortie des pales (°)	40

La simulation nous a donné les résultats suivants :

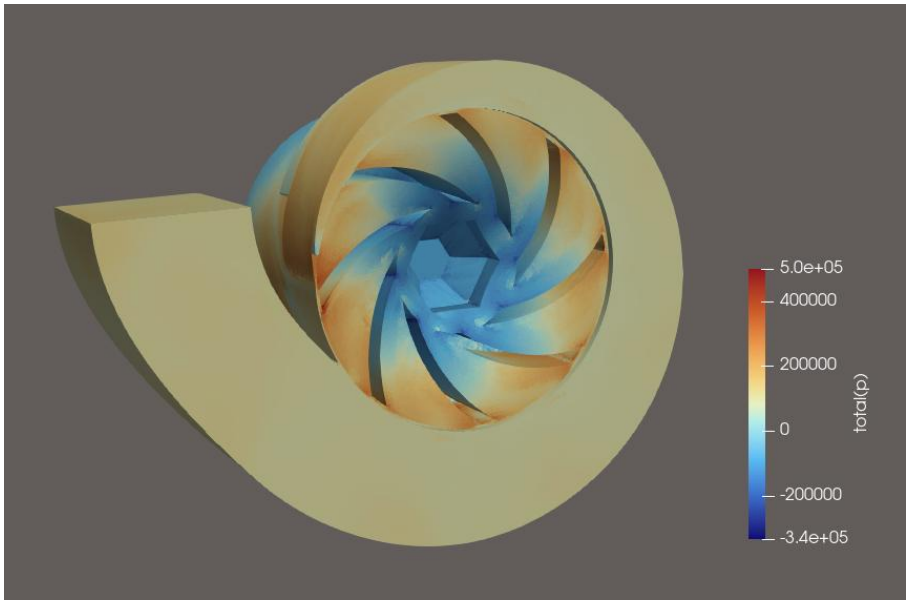


Figure 20: Pression totale dans la pompe, résultats de la première simulation

$HMT = \frac{109409-(-77308)}{1065*9.81}$ = 17,9 m.

La valeur est bien en deçà des 25m attendus, la géométrie est donc revue successivement selon plusieurs dimensions : augmentation de vitesse, augmentation du diamètre du rotor, modification de l'angle de sortie des pales.

Une 2e simulation réalisée en optimisant la géométrie (diminution de la taille de l'écrou central, pales s'étendant plus vers le centre) a donné une augmentation modeste de la HMT à 18,2m.

Dans l'article 1 sur le V1046AA, nous avions choisi un rapport de réduction de la pompe à eau vis-à-vis du vilebrequin de 0,581, avec cette combinaison d'engrenages :

$$R_{water}Z39 = \frac{34}{42} * \frac{28}{25} * \frac{25}{39} = 0{,}581$$

Afin d'augmenter légèrement la vitesse, le pignon attaché à l'arbre de la pompe passe désormais à 38 dents, pour un rapport de réduction de 0,596.

$$R_{water}Z38 = \frac{34}{42} * \frac{28}{25} * \frac{25}{38} = 0{,}596$$

Toute information contenue dans ce document est libre d'être diffusée à des tierces parties.

Ainsi, au régime de puissance maximale de 10500 tr/min, la pompe tourne à 6258 tr/min au lieu de 6100 tr/min.

La simulation est donc reconduite avec :

Diamètre du rotor (mm)	74
Hauteur utile du rotor (mm)	15
Vitesse du rotor (tr/min) [rad/s]	6258 [655,3]
Angle d'entrée des pales (°)	35
Angle de sortie des pales (°)	40

Nous obtenons : $HMT = \frac{109396-(-91179)}{1065*9.81}$ = 19,2m

Ainsi, avec une augmentation de vitesse de rotation de 2,6%, nous obtenons une élévation de HMT de 1m, soit 5,5%.

Augmentation de la taille du rotor et modification de l'angle de sortie des pales

La 4e simulation réutilise les données précédentes en augmentant le diamètre du rotor, qui passe de 74mm de diamètre à 80mm.

D'après la théorie, la hauteur manométrique est reliée à la vitesse de sortie du fluide par la formule suivante :

$$HMT = \psi * \frac{U^2}{2g}$$

Or, U est reliée à D par la relation suivante :

$$U = \frac{\pi DN}{60}$$

Ainsi, une augmentation linéaire du diamètre devrait entraîner une augmentation quadratique de la hauteur manométrique totale. (Il est intéressant de noter la même relation avec la vitesse de rotation du rotor, confirmée à l'exemple précédent).

La simulation est reconduite avec les paramètres suivants :

Diamètre du rotor (mm)	80
Hauteur utile du rotor (mm)	15
Vitesse du rotor (tr/min) [rad/s]	6258 [655,3]
Angle d'entrée des pales (°)	35
Angle de sortie des pales (°)	40

Nous obtenons : $HMT = \frac{109413-(-125742)}{1065*9.81}$ = 22,5m.

Ainsi, avec une augmentation de diamètre de 8,1%, nous augmentons la HMT de 17,2%, ce qui correspond aux valeurs attendues.

Par la suite, diverses modifications ont été apportées à l'angle de sortie des pales, testées à 25°, 45°, 48°, et 50°. Les simulations ont été conduites sans modifications des autres paramètres. Les résultats sont les suivants :

Toute information contenue dans ce document est libre d'être diffusée à des tierces parties.

Angle (°)	25	40	45	48	50
HMT (m)	20,9	22,5	23	22,9	39 (!)

La valeur de HMT à 50° étant très probablement due à une erreur de convergence de simulation, elle sera ignorée. Ainsi, l'angle de sortie idéal pour notre application est de 45° et sera utilisé par la suite.

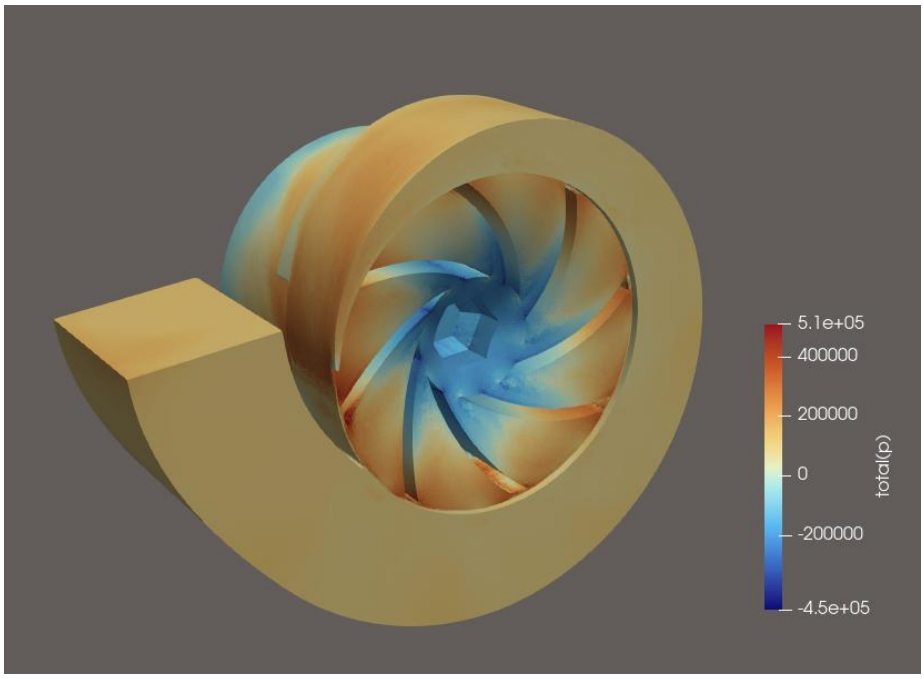


Figure 21: Résultat de simulation après optimisations

Simulation de validation des paramètres généraux

En prenant en compte toutes ces améliorations, le diamètre est augmenté de 5% afin de porter la HMT aux 25m attendus. Ainsi, ce dernier passe de 80 à 84mm.

La simulation est reconduite avec :

Diamètre du rotor (mm)	84
Hauteur utile du rotor (mm)	15
Vitesse du rotor (tr/min) [rad/s]	6258 [655,3]
Angle d'entrée des pales (°)	35
Angle de sortie des pales (°)	45

Nous obtenons :

$HMT = \frac{111203-(-144748)}{1065*9.81}$= 24,5m, soit une augmentation de 6,5%, assez décevante vis-à vis des valeurs attendues.

Néanmoins, augmenter encore le diamètre du rotor impliquerait augmenter la taille de la volute, donc la hauteur au sol du vilebrequin, le centre de gravité du moteur et du véhicule entier. Le rapport de réduction de la pompe vis-à vis du vilebrequin est déjà élevé, et passer à un engrenage 37 dents impliquerait passer à un rapport >0,6. Il n'est plus possible d'optimiser l'angle des pales, et augmenter la

Toute information contenue dans ce document est libre d'être diffusée à des tierces parties.

hauteur utile du rotor augmenterait la dimension axiale de la pompe, ce qui est possible mais non optimal pour le système hybride se trouvant derrière et qui fera l'objet d'un prochain article.

Il est également intéressant de noter que la rugosité des surfaces est de 63 µm, équivalente à une rugosité de fonderie sable, alors que certains éléments comme le rotor seront réalisés en usinage, avec une rugosité <3,2 µm limitant fortement les pertes de charge.

De plus, la valeur de 25 m de HMT étant un surdimensionnement de 20%, 24,5 m est acceptable. Il serait également intéressant de reconduire la simulation plusieurs fois afin de confirmer cette valeur.

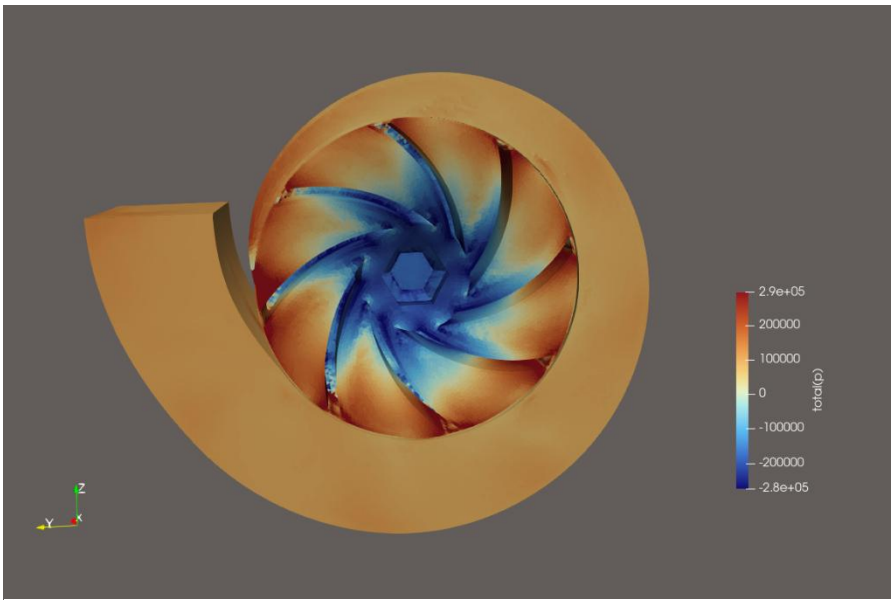


Figure 22: Résultat de simulation, paramètres finaux

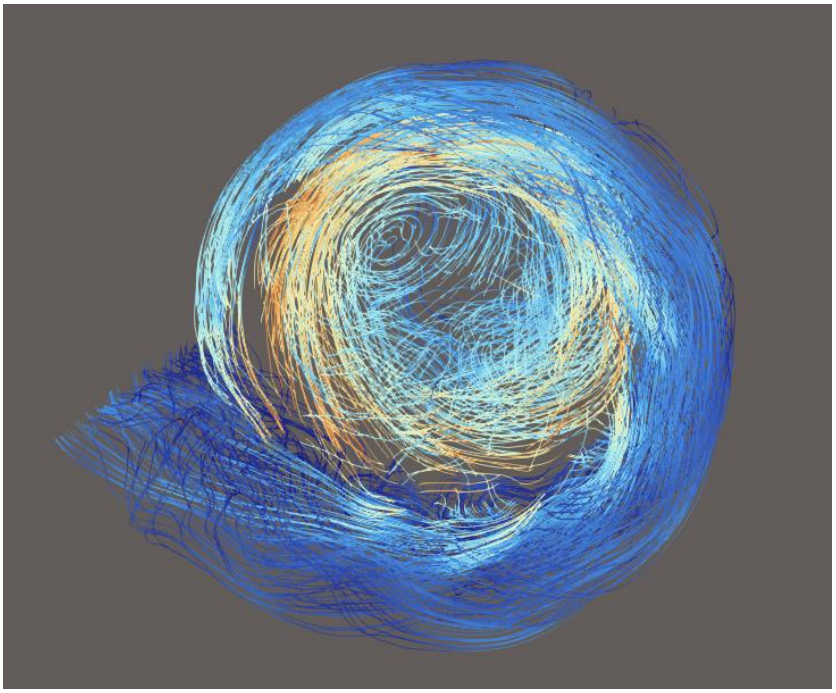


Figure 23: Flux hydraulique de la dernière simulation

Toute information contenue dans ce document est libre d'être diffusée à des tierces parties.

La force appliquée sur l'axe de rotation est de 741 N, le moment de 17,4 Nm.

```
forces forces write:
    Sum of forces
        Total    : (741.267 13.182 4.24234)
        Pressure : (746.513 12.518 4.03908)
        Viscous  : (-5.24659 0.66395 0.203263)
    Sum of moments
        Total    : (-17.419 0.672958 1.18167)
        Pressure : (-17.0206 0.683094 1.16794)
        Viscous  : (-0.398379 -0.0101352 0.0137292)
    writing force and moment files.
```

Figure 24: Force hydraulique sur l'arbre de rotation

```
496              -1.744106e+01 6.787027e-01 1.181089e+00 -
497              -1.743360e+01 6.773811e-01 1.181393e+00 -
498              -1.742630e+01 6.754267e-01 1.181484e+00 -
499              -1.741901e+01 6.729584e-01 1.181672e+00 -
500              -1.741169e+01 6.702028e-01 1.182337e+00 -
```

Figure 25: Moment appliqué sur l'arbre de rotation

Ainsi, nous pouvons trouver le rayon effectif d'application du couple :

$$r_{app}[mm] = \frac{C}{F} * 1000 = \frac{17{,}4}{741} * 1000 = 23{,}5\ mm$$

C'est-à-dire que l'action combinée du fluide sur le rotor est équivalente à un couple appliqué à un point situé sur un cercle de diamètre 47mm.

Nous pouvons trouver la puissance :

$$P = C\omega = 17{,}4 * 655{,}3 = 11402\ W = 11{,}4\ kW$$

Toute information contenue dans ce document est libre d'être diffusée à des tierces parties.

Conclusion

L'étude du circuit de refroidissement du V1046AA a permis de valider à la fois la distribution hydraulique vers les cylindres et le dimensionnement global de la pompe à eau.

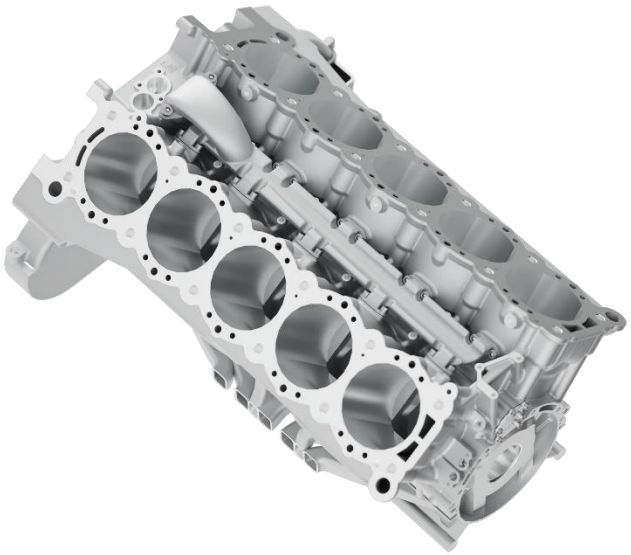
La simulation CFD du canal de distribution confirme une répartition homogène de la pression entre les cylindres, avec un déséquilibre maximal inférieur à 2%, et des pertes de charge négligeables au regard de la hauteur manométrique totale du système. Cette validation permet de figer la géométrie du canal sans contrainte supplémentaire sur le dimensionnement de la pompe.

Le prédimensionnement puis l'optimisation numérique de la pompe à eau montrent qu'une hauteur manométrique proche de 25 m peut être atteinte au débit nominal de 267 L/min, avec une puissance absorbée de l'ordre de 11 kW. Les résultats obtenus sont cohérents avec la théorie des pompes centrifuges et confirment la validité des hypothèses de départ.

Malgré un léger écart par rapport à l'objectif initial surdimensionné, les performances atteintes sont jugées suffisantes compte tenu des marges conservées sur la rugosité, les pertes de charge du reste du circuit et les conditions réelles de fonctionnement. La géométrie retenue constitue ainsi une base saine pour l'intégration mécanique définitive de la pompe au moteur.

Les étapes suivantes porteront sur l'assemblage final de la pompe avec sa ré-optimisation, l'intégration avec les autres systèmes du moteur, ainsi que l'étude du comportement du circuit de refroidissement dans des conditions transitoires.





Toute information contenue dans ce document est libre d'être diffusée à des tierces parties.