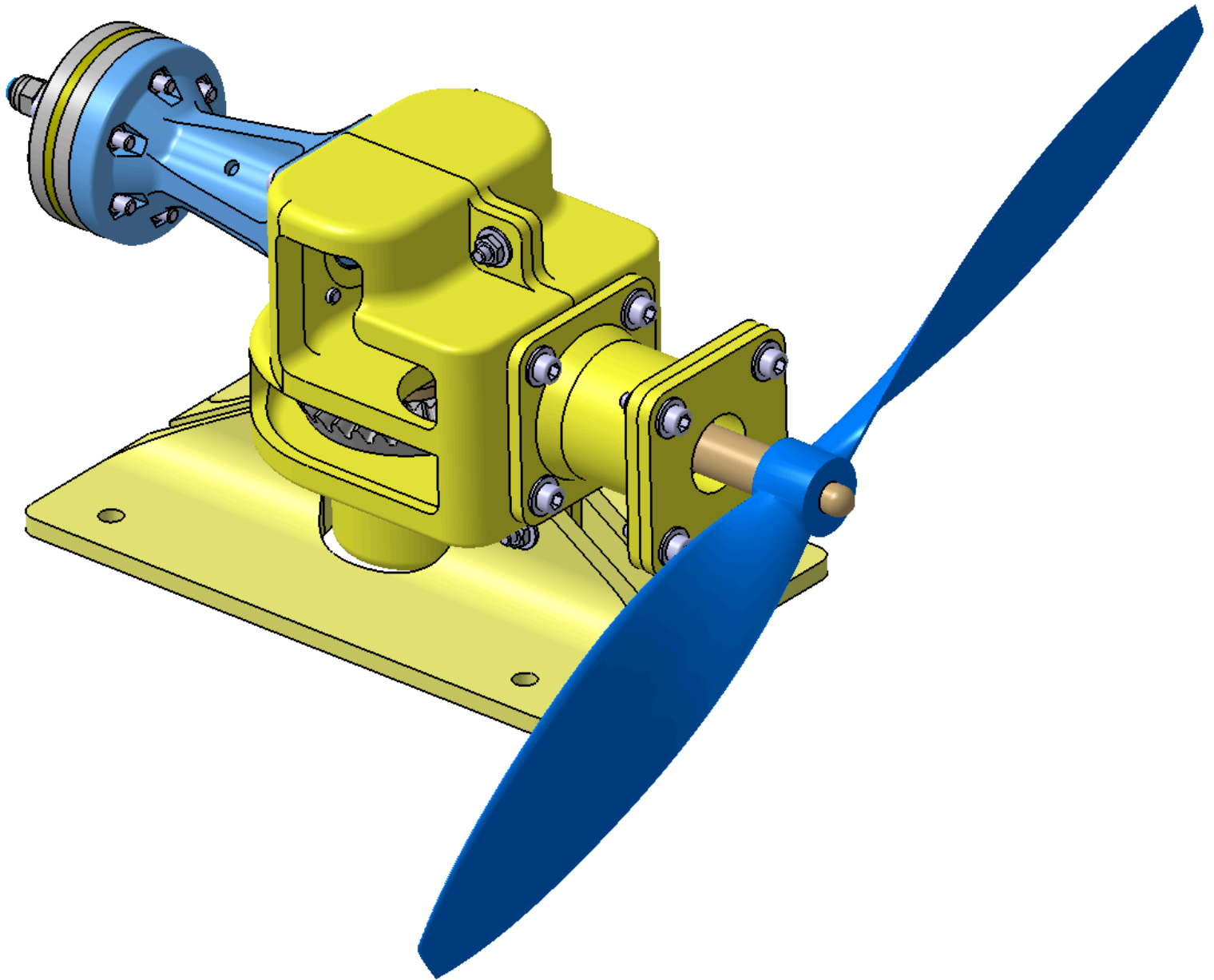


Rapport de projet :
Prototypage d'un moteur pneumatique

LARROSA Adrien - GIROD Théotime 2A



Sommaire :

I/ Introduction.....	3
Mise en contexte.....	3
Problématique.....	3
II/ Analyse, méthodes et gestion de projet.....	4
Planification projet.....	4
Cahier des charges.....	4
Diagramme pieuvre.....	5
Schéma cinématique.....	5
FP2: Réguler la vitesse de fonctionnement.....	6
FS1: Remplir le réservoir d'une pression suffisante.....	8
III/ Conception, réalisation et résultat.....	9
Admission.....	9
1 - Fonctionnement.....	9
2 - Prototypage.....	10
Cylindre.....	12
1 - Fonctionnement.....	12
2 - Prototypage.....	12
Piston.....	15
1 - Fonctionnement.....	15
2 - Prototypage.....	17
Bielle.....	17
1 - Fonctionnement.....	18
2 - Prototypage.....	18
Roulements arbre d'entrée et de sortie.....	23
Engrenages.....	24
Arbre d'entrée.....	25
1 - Fonctionnement.....	25
2 - Prototypage.....	25
Arbre de sortie.....	28
1-Fonctionnement.....	28
2-Prototypage.....	28
Carters.....	29
1-Fonctionnement.....	29
2-Prototypage.....	29
Éléments d'assemblage.....	32
Démarche de réalisation en impression 3D.....	32
IV/ Conclusion et retour critique sur le projet.....	34
Annexes.....	35

I/ Introduction

Mise en contexte

Dans le cadre de notre projet nous sommes missionnés de “réaliser une œuvre prometteuse dans un avenir éco responsable, industriel et sociétal” :

Un prototype d'un système complexe composé d'au moins une liaison mécanique.

Nous nous sommes donc intéressés aux différentes motorisations écologiques et durables, un enjeu actuel, et plus particulièrement à la motorisation par énergie pneumatique.

Pour répondre à cette problématique nous avons déterré un concept datant de 1804 : les moteurs pneumatiques.

Son fonctionnement ne produit pas de gaz à effet de serre, cependant il est dépendant d'une production de gaz, ce qui libère du CO₂, néanmoins cela restera toujours plus faible que des énergies fossiles.

Néanmoins les motorisations électriques sont moins polluantes, mais il reste à prendre en compte le dilemme entre le rejet de CO₂ par la construction des structures, et l'émission de gaz de la production.

Plusieurs technologies de moteur pneumatiques nous entourent comme les outils portatifs (visseuse, marteau pneumatique, clé à choc, etc), mais peu de projets connus utilisent cette source d'énergie au service des véhicules.

Cela est dû à 2 principales raisons :

- Le faible rendement des moteurs existants, pas de contraintes sur la quantité d'air pressurisé disponible (ex : Clé à chocs).
- La compressibilité de l'air complexe est limitée, ce qui demande des réservoirs volumineux et résistants.

Problématique

Pour répondre à ces contraintes et expérimenter le potentiel de cette technologie, nous avons déterminé la problématique suivante :

Motoriser un avion de modélisme avec une énergie pneumatique.

II/ Analyse, méthodes et gestion de projet

Planification projet

La résolution de cette problématique a nécessité la mise en œuvre d'une planification et organisation afin de respecter les délais imposés.

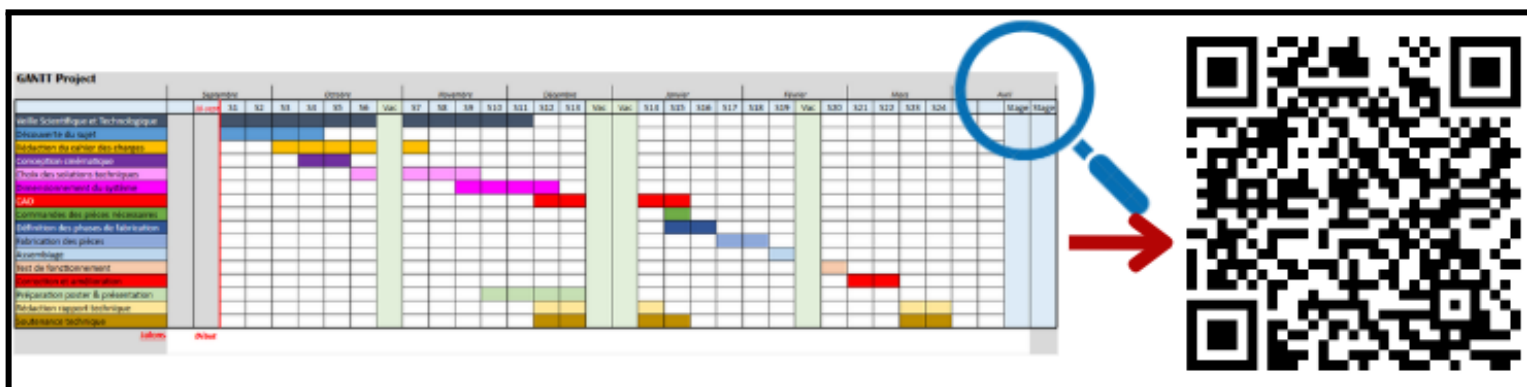


Figure 1: Diagramme de GANTT, planning du projet.

La première étape a été de réaliser une veille informationnelle afin d'identifier les contraintes de cette technologie et les solutions techniques déjà existantes en utilisant les sciences ouvertes et les brevets publics.

Cependant, la technologie de la motorisation pneumatique dans le milieu des transports est sous développée, il y a donc peu d'articles scientifiques et de brevets disponibles nous concernant.

Cahier des charges

De ces recherches nous avons établi un cahier des charges et un diagramme pieuvre :

N°	Fonction	Valeur	Critère	Niveau	Flexibilité	Contrôle
FP1	Générer le mouvement de l'avion dans l'atmosphère	★★ ★	Amélioration de la finesse d'un avion de modélisme	Coefficient finesse = 40	- 10	Comparaison des distances parcourues avec/sans moteur
FP2	Réguler la vitesse de fonctionnement	★	Contrôle de la vitesse de rotation	1000 à 2000 tr/min	± 20%	Tachymètre
FS1	Remplir le réservoir à une pression suffisante	★★ ★	Remplir le réservoir à la pression cible de manière sûre et efficace	6 bars	± 2 bars	Manomètre
FC1	S'adapter au châssis d'avion de modélisme (MIP+MAP)	★★ ★	Support de fixation	Fixe au châssis	Aucune	Visuel
FC2	Permettre la maintenance avec des outils simples.	★★	Démontabilité maximale	Démontage/remontage du groupe motopropulseur en < 5 min	± 20%	Démontage et remontant

Figure 2 : Cahier des charges.

Nous avons défini la majorité des niveaux de performance en fonction des performances des avions de modélisme disponibles sur le marché

Diagramme pieuvre

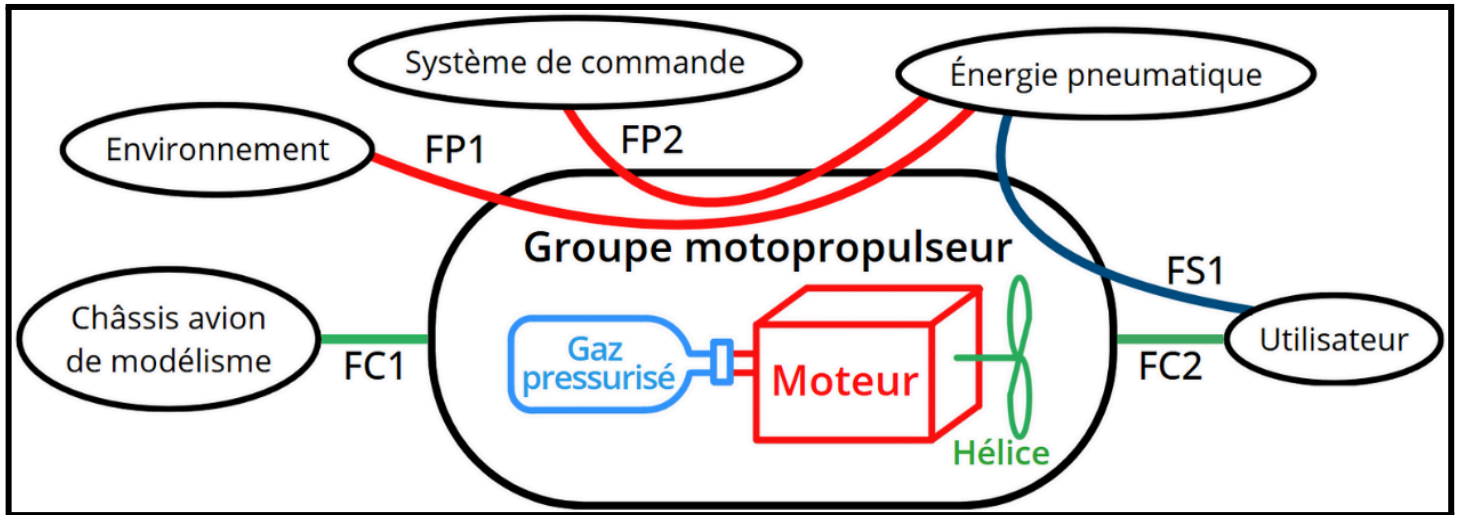


Figure 3 : Diagramme pieuvre du moteur pneumatique de l'avion de modélisme.

Schéma cinématique

Notre système est composé d'une hélice, d'un moteur, et d'une réserve de gaz pressurisé. Le démarrage de moteur est initié par l'utilisateur qui va entraîner la rotation de l'hélice, jouant le rôle du volant d'inertie, cette rotation va ainsi entraîner l'engrenage suivant, puis la bielle et convertir ce mouvement en translation, ce qui va permettre au piston d'activer le clapet, ce qui induira le cycle : Admission → Expansion → Échappement → Remonté.

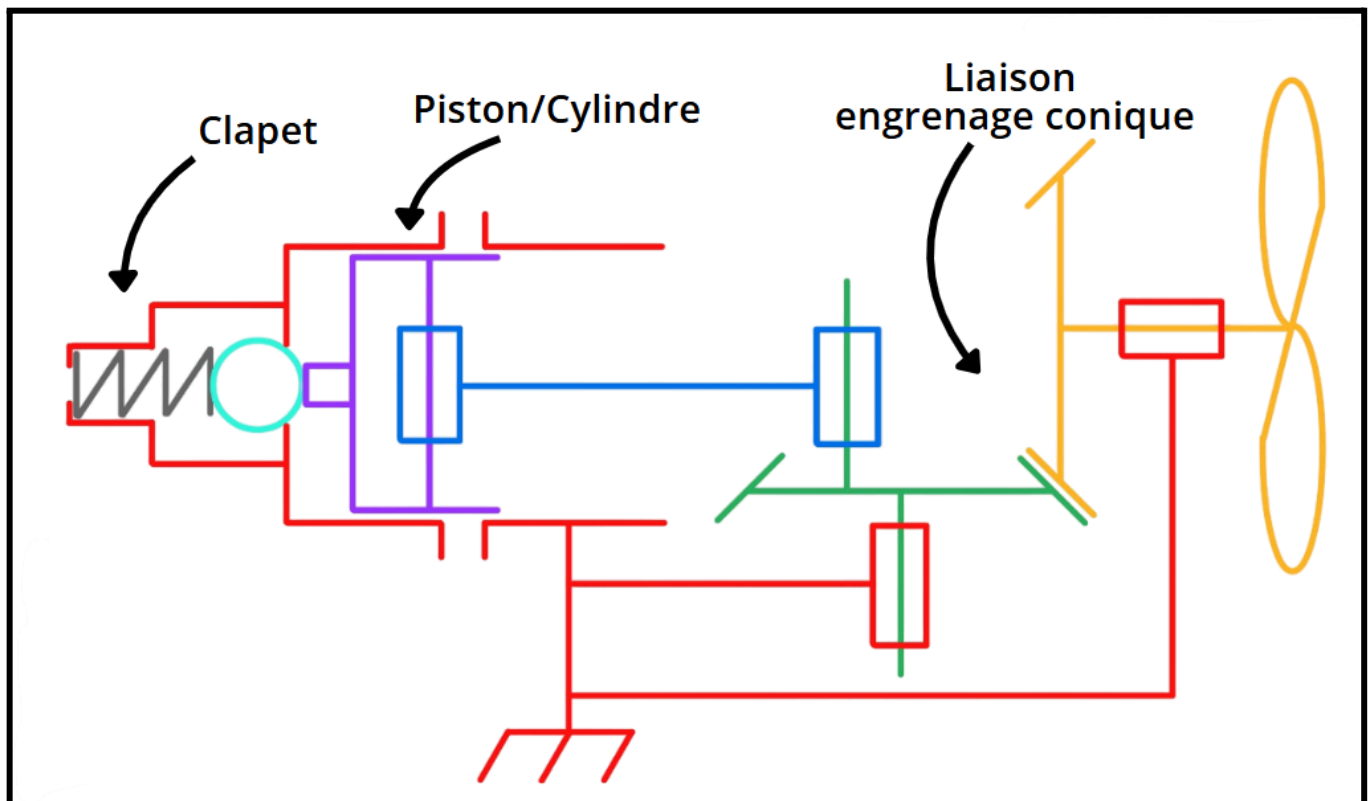


Figure 4 : Schéma cinématique du moteur pneumatique

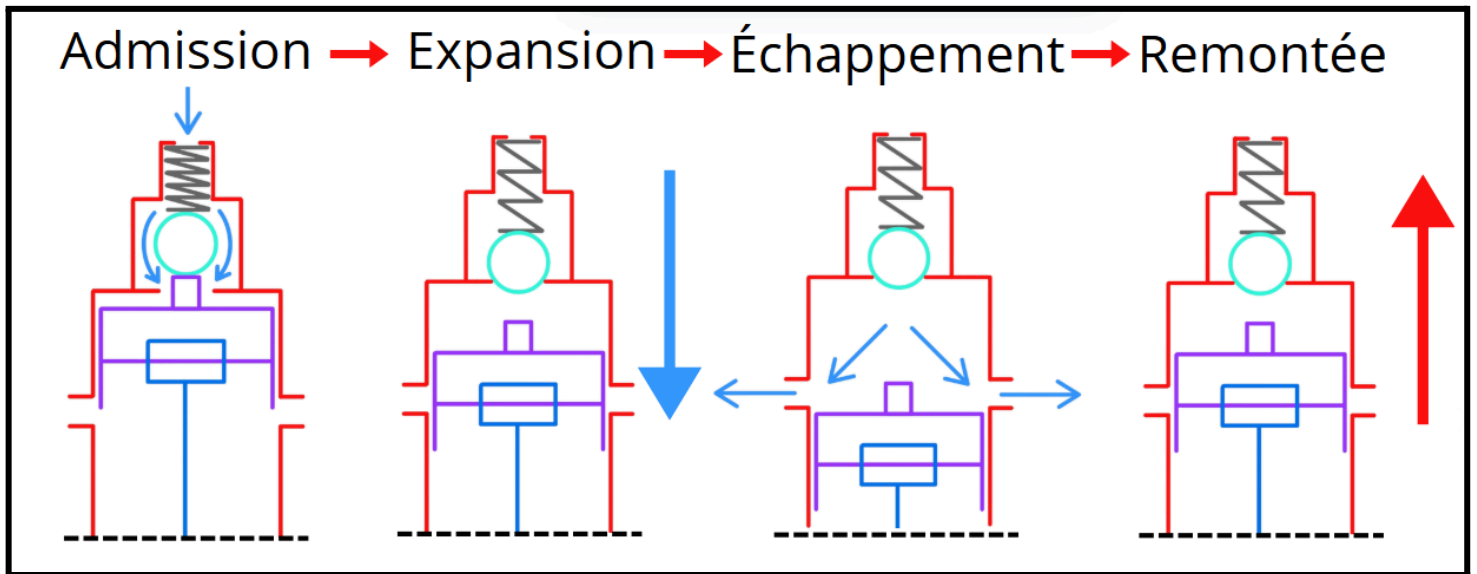
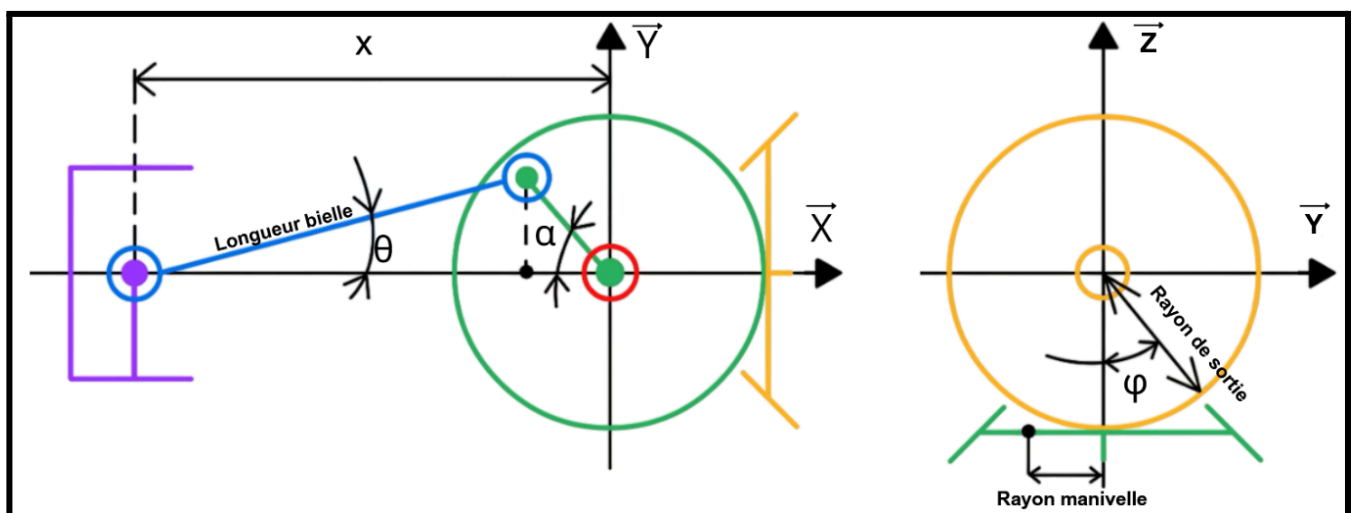


Figure 5 : Schéma du cycle de fonctionnement du système

FP2: Réguler la vitesse de fonctionnement



Comme dit précédemment, nous avons défini les valeurs de performance à l'aide des avions de modélisme disponibles sur le marché, comme la vitesse de rotation du moteur et une vitesse minimale de vol.

Pour définir une valeur, nous avons choisi la moyenne basse des vitesses de vol, pour ensuite établir une vérification algébrique lorsque l'avion vole horizontalement.

ω_φ : Vitesse de rotation de l'hélice et de l'engrenage de sortie (rad/s)

ρ_{air} : Masse volumique de l'air (kg/m³)

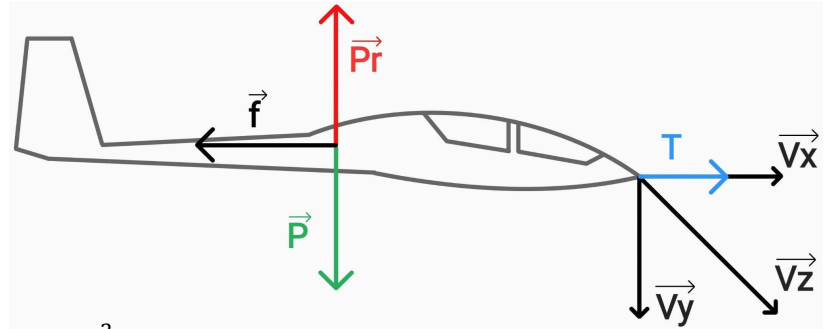
Ct: Coefficient de traction

Cx: Coefficient de traînée

v: Vitesse de l'avion (m/s)

Sa: Surface alaire (m²)

D_{he} : Diamètre de l'hélice (m)



$$F_{hélice} \gg F_{traînée}$$

$$\frac{1}{2} \times \rho_{air} \times Ct \times \left(\frac{\omega_\varphi}{2\pi}\right)^2 \times D_{he}^4 \gg \frac{1}{2} \times \rho_{air} \times v^2 \times S_a \times Cx$$

Figure 6 : Schéma des forces exercées sur un avion

$$\Leftrightarrow \omega_\varphi \gg \sqrt{\frac{v^2 \times S_a \times Cx \times 2\pi^2}{Ct \times D_{he}^4}}$$

Il reste à prendre en compte que les coefficients dépendent du degré d'incidence de l'avion.

Vitesse avion maximale (m/s)	10
Masse volumique de l'air 20°C (kg/m ³)	1,204
Masse totale de l'avion (en kg)	0,5
Gravité (en m/s ²)	9,81
Coefficient traction hélice	0,1
Diamètre hélice (m)	0,25
Surface ailare (m ²)	0,6
Coef portance (dépend degré d'incidence)	0,5
Coefficient de traînée	0,01

Vitesse avion m/s (t)	Vitesse rotation de l'hélice (rad/s)	tr/min
10	174,124739	1662,768775
9	156,7122651	1496,491898
8	139,2997912	1330,21502
7	121,8873173	1163,938143
6	104,4748434	997,6612652
5	87,06236948	831,3843876
4	69,64989559	665,1075101
3	52,23742169	498,8306326
2	34,82494779	332,5537551
1	17,4124739	166,2768775
0	0	0

Figure 7 : Tableau d'évolution de vitesse de rotation de l'hélice

FS1: Remplir le réservoir d'une pression suffisante

Concernant la pression, il faut prendre en compte la résistance du réservoir pour une pression maximale.

Étant donné que notre système doit être adapté à un avion de modélisme nous souhaitons diminuer au maximum la masse du système, il n'est donc pas possible d'utiliser des cartouches de CO2 par exemple, ce qui ne respecte pas non plus notre critère de durabilité.

Nous avons donc décidé d'utiliser une bouteille en plastique (PET), car elle offre un des meilleurs rapport entre la masse du réservoir et la quantité d'air pressurisée qu'elle peut contenir, tout en restant particulièrement abordable.

Peu d'informations à ce sujet sont accessibles par le grand public, cependant voici ce que l'on peut savoir et estimer, grâce aux normes imposées aux fabricants en Europe.

Les bouteilles en plastique PET et rPET (PET recyclé) pour les boissons gazeuses doivent généralement supporter une pression interne de 6 à 8 bars, correspondant à la pression maximale pour une boisson standard comme Coca-Cola. Ces valeurs sont issues des normes industrielles et des spécifications de fabrication standard. Source : [Sesemn](#), [Coca-Cola EP](#)

Des tests destructifs sont réalisés sur ces bouteilles pour garantir une marge de sécurité. Les bouteilles peuvent être testées pour résister à des pressions allant jusqu'à 12-15 bars dans des conditions extrêmes. Source : [Mecmesin](#)

On en conclut que la pression d'entrée maximale disponible est de 6 à 8 bars.

De plus, dans la recherche d'article et de brevet nous avons trouvé un brevet d'avion de modélisme à moteur pneumatique où la pression a été fixée à 100 PSI soit 6,89 bars ([1] [D. Kownacki "Toy vehicle having an integral pump assembly"](#)), et dans les sciences ouvertes la pression a été définie à environ 4 bars, c'est donc pour cela que nous avons fixé un intervalle de pression de 4-8 bars.

III/ Conception, réalisation et résultat

L'ensemble de la conception est réalisée sur logiciel CATIA V5

Admission

1 - Fonctionnement

L'admission fonctionne comme un clapet, lorsque le piston arrive au point mort haut de sa course, celui-ci va pousser la bille permettant à l'air sous pression de s'introduire dans la chambre du cylindre.

La pression de l'air va faire descendre le piston et la bille va donc se remettre en place pour recréer l'étanchéité.

Durant la poussée du piston une partie du gaz pressurisé s'échappera afin de répondre à la loi physique de Boyle-Mariotte stipulant qu'à température constante, le produit de la pression et du volume est constant.

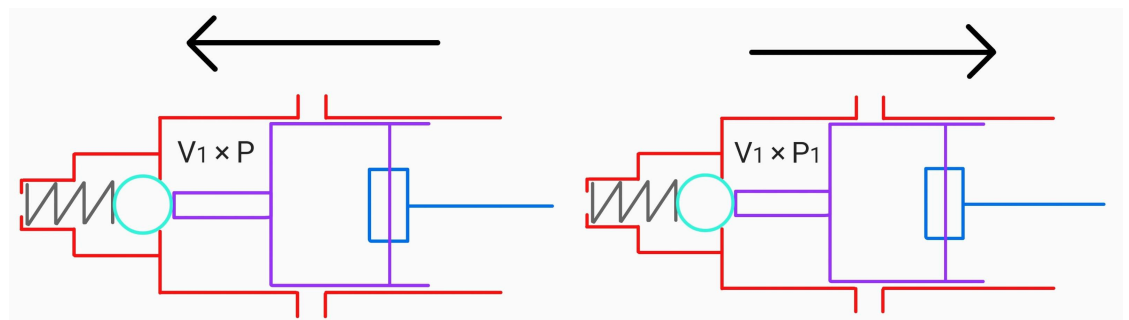
$$P_1 \times V_1 = P_2 \times V_2$$

Cela signifie que si la pression est plus importante dans la chambre du cylindre que l'admission, alors le gaz ne pourra pas rentrer et le piston ne sera pas poussé ce qui diminue le rendement du moteur.

Pour utiliser pleinement de l'énergie il faut que :

$$V_1 \times P \ll V_1 \times P_1$$

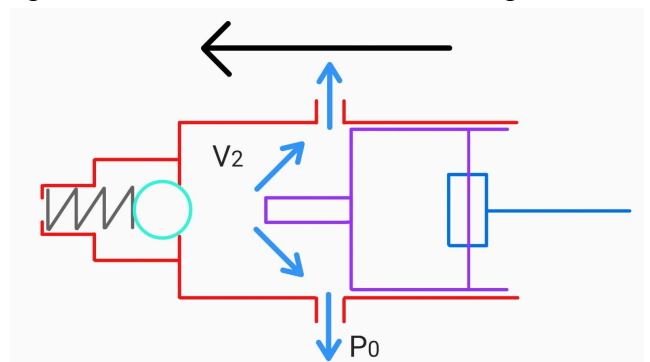
$$\Leftrightarrow P \ll P_1$$



Donc pour le même volume V_1 à la poussée et la remontée, la pression à la remontée sera largement inférieure à la pression à la poussée.

Cependant la loi de Boyle-Mariotte s'applique pour un gaz isotherme. Dans notre cas le gaz est de l'air, donc adiabatique admettant qu'il n'y a pas d'échange de chaleur avec l'extérieur.

$$P_0 \times V_2^{\gamma} = P \times V_1^{\gamma}$$



$$P = P_0 \times \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^\gamma$$

γ : Coefficient de Laplace
 $\gamma_{air} = 1,4$
 $\Rightarrow P_0 \times \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^\gamma \ll P_1$

2 - Prototypage

La première version avait pour unique objectif de valider la fonction de clapet, celle-ci est imprimée en 3D FDM, en PLA.

Lors de ce test nous avons observé de nombreuses fuites d'air. Premièrement entre la partie supérieure et la partie inférieure, la position des vis ne permettait pas d'exercer une pression suffisante entre les différentes pièces ce qui permettait à l'air de s'échapper tout en déformant légèrement le plastique.

Mais d'autres fuites ont été observées à travers le plastique lui-même, en appliquant de l'eau savonneuse nous avons pu observer des bulles se former dans les zones les plus fragiles, à cause de sa fabrication en couche par couche les pièces sont poreuses à l'air pressurisé dû à l'impression avec filament, et pourtant étanche à l'eau.

Ce qui pour nous est un gaspillage d'énergie non négligeable.

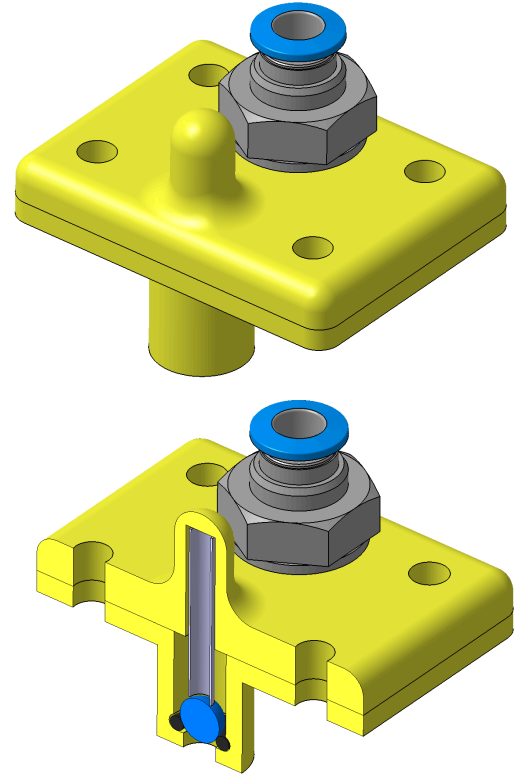


Figure 8 : Images clapet version une en format CAO

Pour corriger ces problèmes nous avons :

- Ajouté un joint plat en caoutchouc découpé au laser,
- Modifié la position des vis en tenant compte des cônes de pression de celles-ci.
- Changé de procédé en utilisant l'impression 3D SLA ce qui nous permet donc d'obtenir une pièce étanche à l'air.

Cette nouvelle version est fonctionnelle mais cependant bien trop lourde et imposante à cause du raccord pneumatique trop imposant.

Afin d'optimiser la compacité de l'ensemble, nous voulions placer le ressort en dessous du raccord pneumatique mais le précédent raccord ne le permettait pas, il a donc fallu utiliser un modèle plus petit afin que le ressort s'appuie directement sur le raccord.

Aussi nous avons ajouté deux joints torique sur la partie extérieure pour créer une étanchéité suffisante entre l'admission et le cylindre.

Concernant le dimensionnement des vis, nous avons volontairement surdimensionné la pression exercée pour ne pas calculer la taille et le nombre suffisant de vis de afin de gagner du temps sur l'avancement du projet, cependant si nous devons développer le système il est important d'effectuer le calcul de dimensionnement du degré minimum d'intersection entre les cônes de pression.

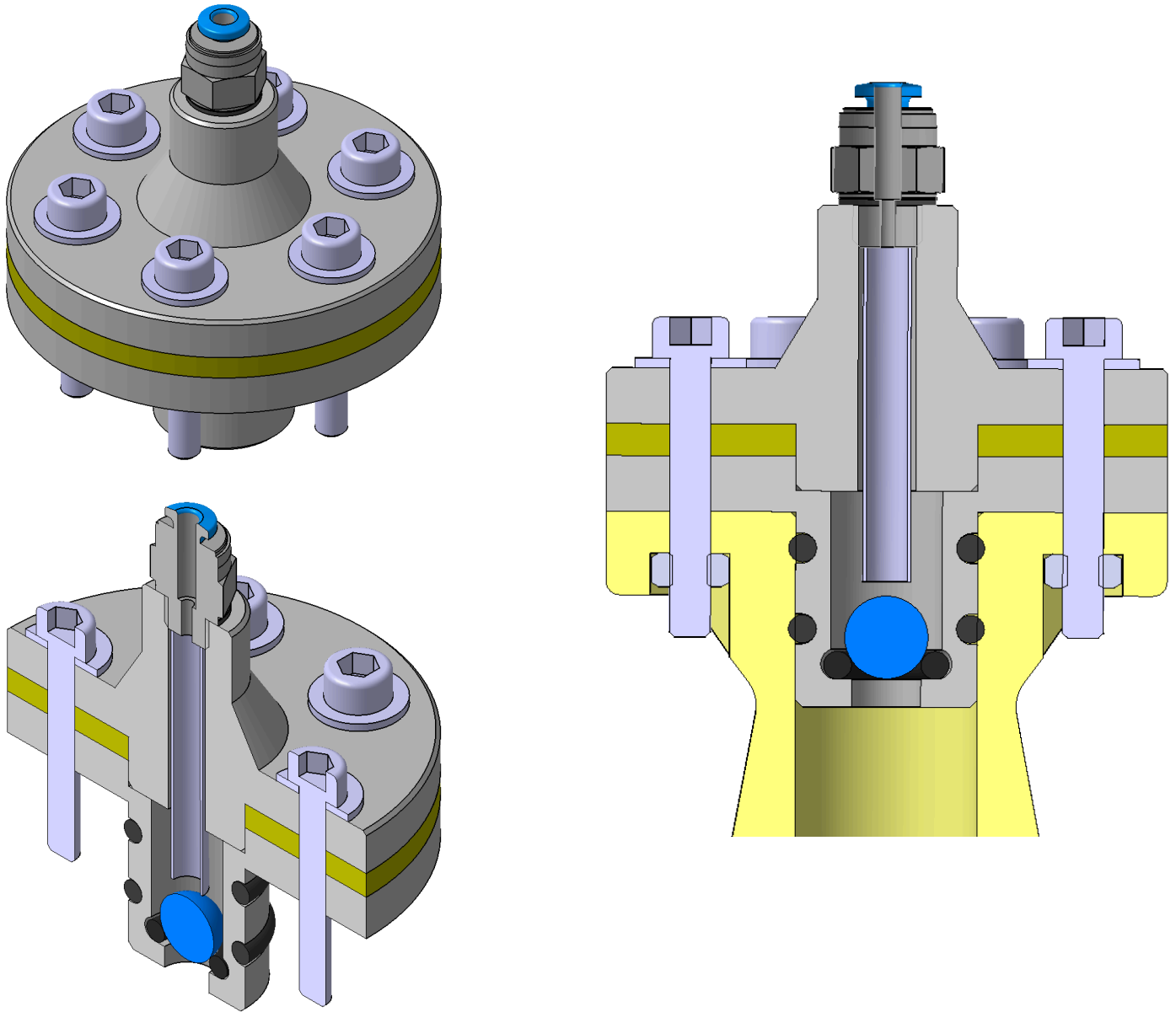


Figure 9 : Images clapet version deux en format CAO

Nous avons donc pu réaliser et tester l'impression 3D SLA, pour le test nous avons utilisé un compresseur à air, ce qui nous a permis de tester le clapet de 4 à 6 bars, les fonctions et les contraintes sont respectées :

Étanchéité entre les pièces, montabilité sur le cylindre et fonctionnement du clapet avec le piston

Cylindre

1 - Fonctionnement

Dans notre moteur, le cylindre est la chambre dans laquelle le piston translate, l'admission est fixée sur la partie supérieure, quatre perçages latéraux permettent l'échappement du gaz, et l'ensemble est fixé sur le carter principal.

2 - Prototypage

Initialement le cylindre devait être réalisé en Polyoxyméthylène (POM) pour ses propriétés mécaniques intéressantes :

- Faible masse volumique $\rightarrow 1,41 \text{ g/cm}^3$, comparée à l'aluminium $\rightarrow 2,7 \text{ g/cm}^3$
- Coefficient de frottement $\rightarrow 0,25$

Nous aurions pu aussi utiliser du polytétrafluoroéthylène (PTFE) qui offre un des meilleurs coefficients de frottement possible des matériaux solides $\rightarrow 0,05$ à $0,1$ (il est compliqué de faire un moteur en glace).

La première version a été conçue de manière à être réalisable en usinage tournage conventionnel et fraisage CN, néanmoins avec du recul nous aurions pu modifier les collerettes pour les rendre cylindriques de chaque côté ce qui aurait permis de réaliser la majeure partie en tournage conventionnel et seulement la réalisation des alésages en fraisage CN. Toutefois, modifier la géométrie des collerettes aurait augmenté l'encombrement du carter supportant le cylindre.

Aussi nous avons retiré une partie du guidage du piston sur la fin du cylindre pour éviter les collisions avec la bielle, pour faciliter l'explication nous appellerons la partie restante "languette". Celle-ci avait pour but d'assurer une partie de la fin du guidage du piston lorsqu'il atteint le point mort bas.

Diminuer la longueur de guidage et laisser le point mort bas du piston sortir favorise un frottement et un décalage.

Néanmoins malgré cette justification nous avons aussi supprimé la languette restante pour faciliter l'usinage.

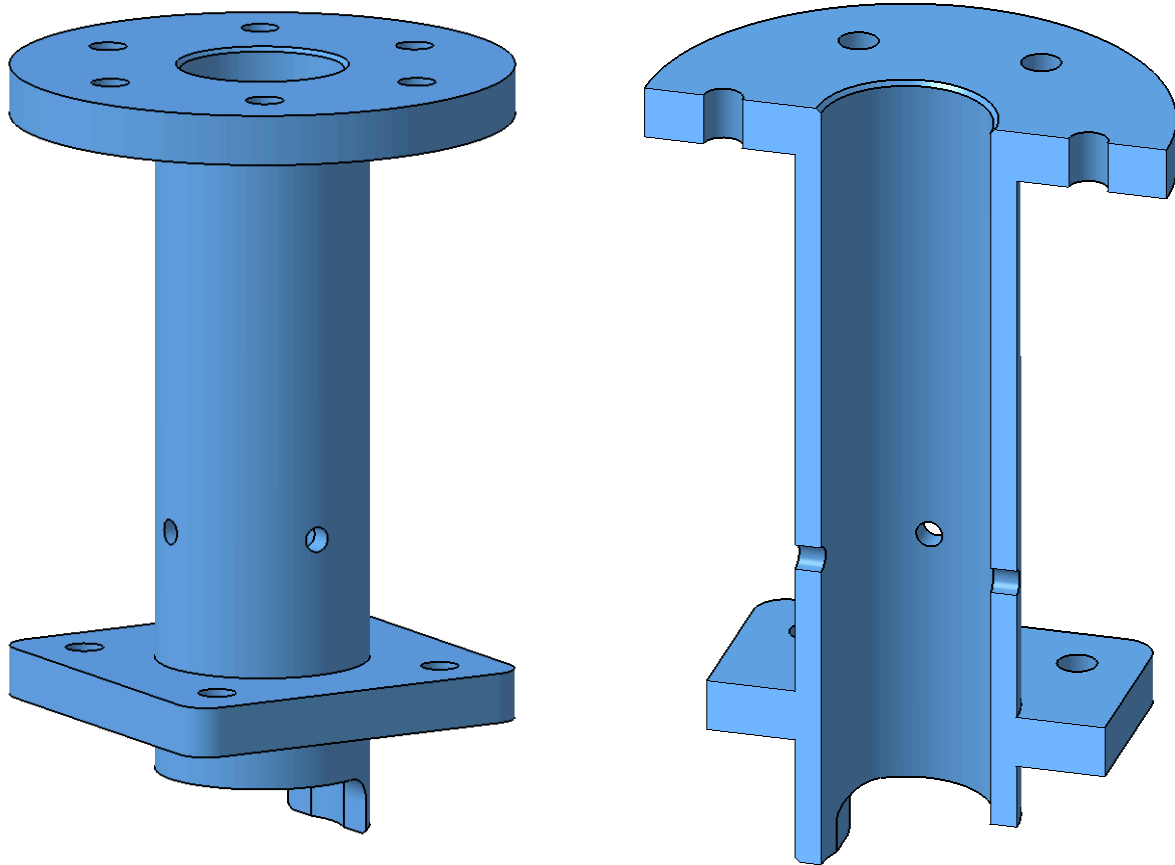


Figure 10: Images cylindre en format CAO

Nous avons usiné le cylindre en 4 phases (voir annexes):

Phase 10 en tournage conventionnel sur tour RAMO :

- Dressage
- Chariotage en contre pointe
- Rainure

Réaliser la rainure dans les 2 sens n'est pas un problème à propos du décalage de niveau étant donné que ce n'est pas une surface fonctionnelle.

Phase 20 à perceuse à colonne :

- Perçage

Nous avons effectué le perçage de l'évacuation de l'air à la perceuse à colonne avant l'alésage car nous voulons éviter une déformation de la matière.

Phase 30 en fraisage CN sur la VX10 :

- Contournage
- Pointage
- Perçage

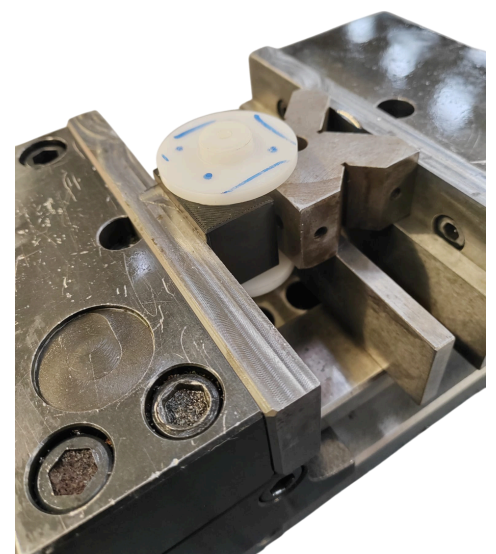


Figure 11 : Image du serrage du cylindre

- Alésage

Phase 40 en fraisage CN sur la VX10 :

- Pointage
- Perçage

Il a été complexe de trouver une mise en position car un serrage concentrique n'était pas faisable, pour résoudre le problème nous avons serré notre cylindre entre 2 cales en V.

Malheureusement l'usinage à échoué à cause d'une force de serrage de l'étau, alors à court de temps nous avons décidé d'imprimer en 3D FDM le cylindre pour ensuite percer et aléser la surface utile du cylindre.

Cette géométrie n'a pas été suffisamment solide pour être réalisée en impression 3D, nous avons donc conçu une nouvelle version plus solide.



Figure 12 : Photo du cylindre d'origine en impression 3D

A présent les écrous de l'admission sont noyés dans la matière; d'important chanfrein, congé et équerres ont été ajoutés pour rigidifier la structure tout en tenant compte de la masse.

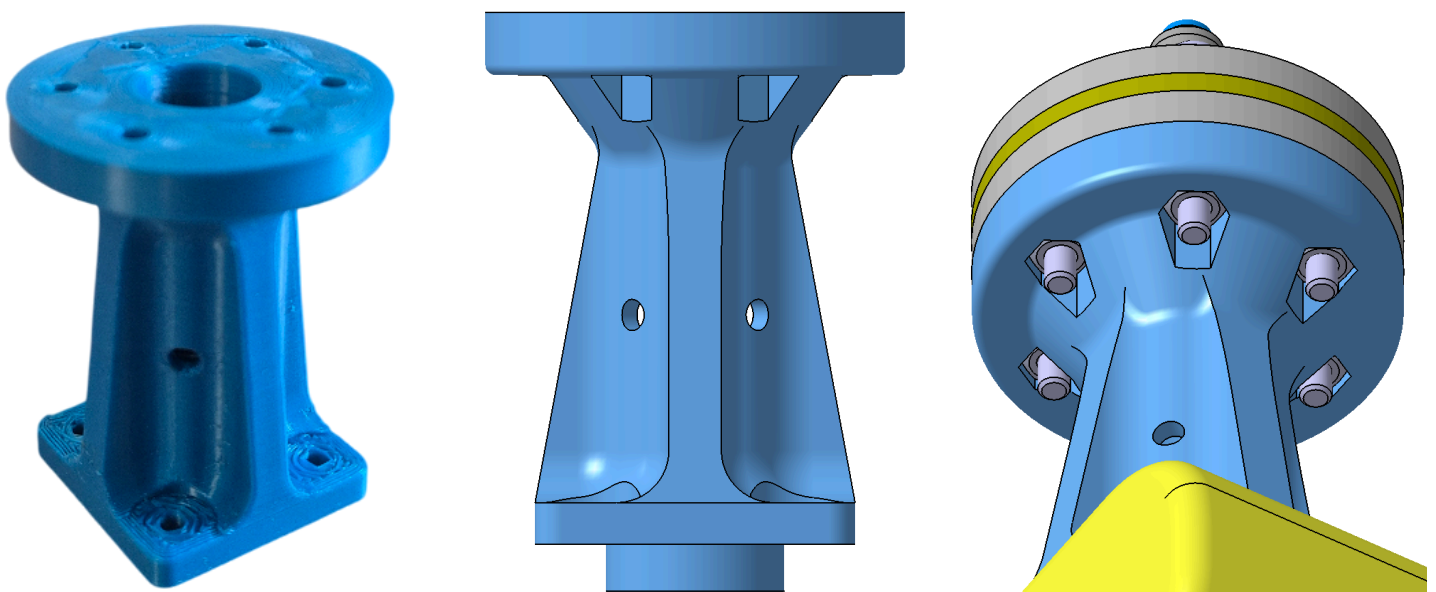


Figure 13 : Photo du cylindre d'origine en impression 3D et images en format CAO

Piston

1 - Fonctionnement

En translation dans le cylindre, il transforme la force de pression du gaz en mouvement linéaire, qui sera ensuite converti en rotation à la bielle.

Le piston est composé de 4 pièces : Le corps (1), l'axe de piston (2), le joint simple effet (3) et la vis sans tête (4).

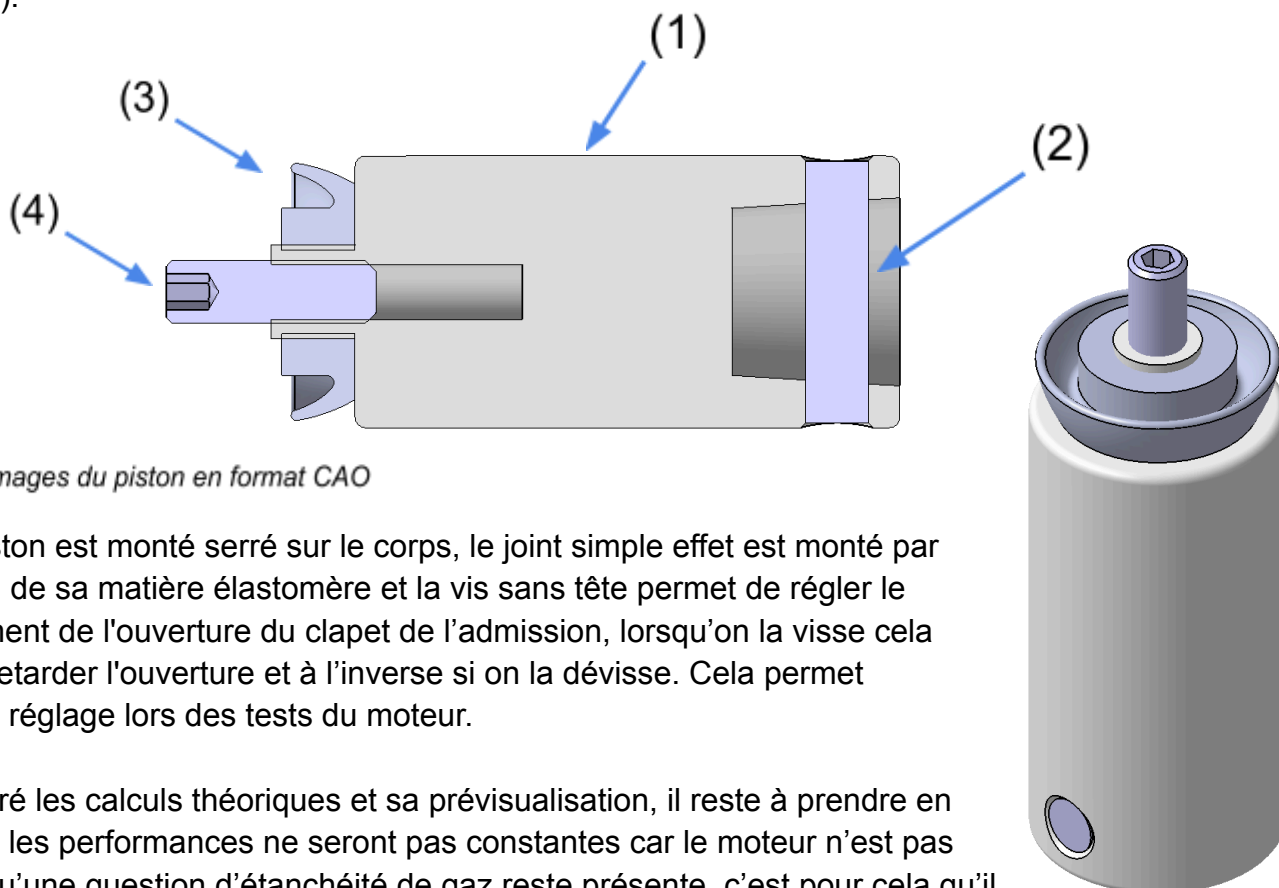


Figure 14 : Images du piston en format CAO

L'axe du piston est monté serré sur le corps, le joint simple effet est monté par déformation de sa matière élastomère et la vis sans tête permet de régler le déclenchement de l'ouverture du clapet de l'admission, lorsqu'on la visse cela permet de retarder l'ouverture et à l'inverse si on la dévisse. Cela permet d'adapter le réglage lors des tests du moteur.

Malgré les calculs théoriques et sa prévisualisation, il reste à prendre en compte que les performances ne seront pas constantes car le moteur n'est pas continu et qu'une question d'étanchéité de gaz reste présente, c'est pour cela qu'il a fallu s'intéresser à une solution technologique. Deux zones sont à ne pas négliger concernant l'étanchéité, la chambre de la bille, et le jeu entre la tête du piston et le cylindre. Comme dit en introduction nous avons accès à peu de documents de réalisation de moteur pneumatique, cependant cela nous a suffi à découvrir une solution efficace:

- La mise en place d'un joint torique, et d'un ressort dans la chambre de la bille afin de la centrer avec l'axe du cylindre et à faible raideur pour assurer que la force de poussée du piston sera supérieure à celle de la force de raideur du piston ([2] D. Kownacki "Toy vehicle having an integral pump assembly" / [3] D. Kownacki "Toy vehicle having an integral pump assembly" / [1] D. Kownacki "Toy vehicle having an integral pump assembly")

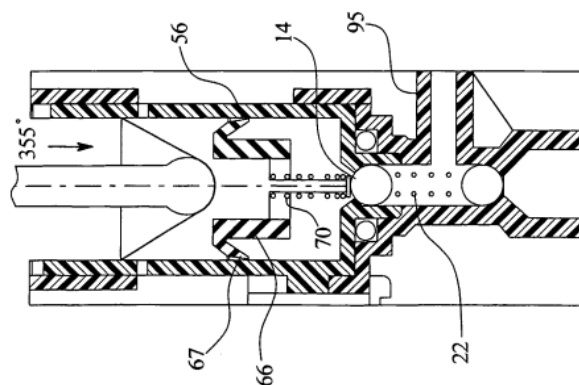


Figure 15 : Dessin industriel du piston (Source [1])

- La mise en place d'un joint en U ou à simple effet sur la tête de piston

Les joints simple effet, de la famille des joints à lèvres avec étanchéité dynamique dans les applications axiales, constituent une technologie incontournable dans les systèmes hydrauliques et pneumatiques, notamment conçue pour les vérins et les systèmes piston-cylindre.

La géométrie du joint nommée type U est composée d'une partie fixe en contact avec le piston ou le cylindre, et d'une partie active qui est une lèvre déformable.

Il faut aussi savoir que la géométrie symétrique a pour but d'utiliser le joint à la fois sur la surface du piston et sur la surface du cylindre.

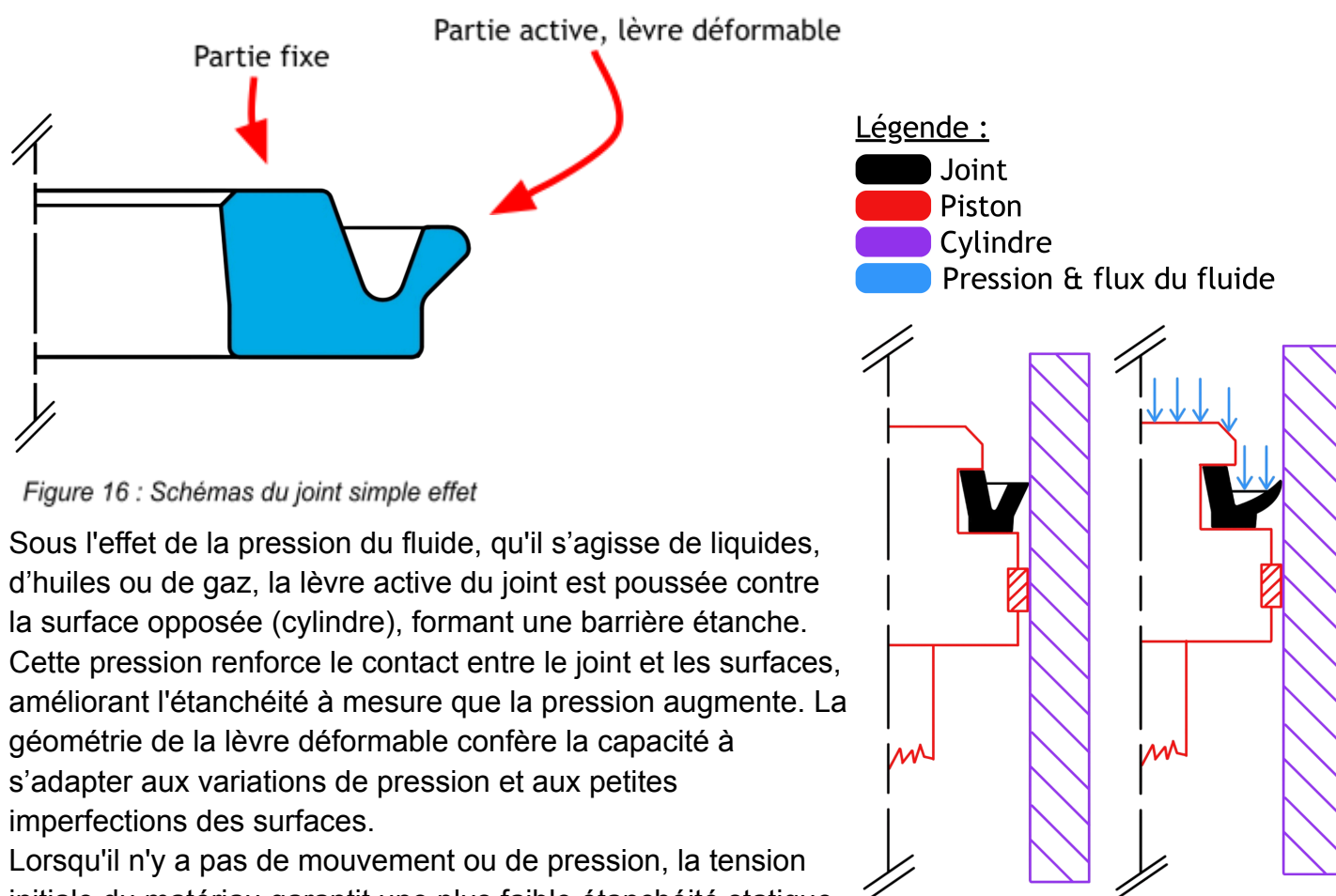


Figure 16 : Schémas du joint simple effet

Sous l'effet de la pression du fluide, qu'il s'agisse de liquides, d'huiles ou de gaz, la lèvre active du joint est poussée contre la surface opposée (cylindre), formant une barrière étanche. Cette pression renforce le contact entre le joint et les surfaces, améliorant l'étanchéité à mesure que la pression augmente. La géométrie de la lèvre déformable confère la capacité à s'adapter aux variations de pression et aux petites imperfections des surfaces.

Lorsqu'il n'y a pas de mouvement ou de pression, la tension initiale du matériau garantit une plus faible étanchéité statique en maintenant le contact avec les surfaces, cette tension plus faible permet de réduire les pertes énergétiques et d'augmenter la résistance à l'abrasion et à l'usure.

([3] Dick Burns "Seal construction" / [4] Ralph L Tweedale "Power transmission" / [5] Elmer A Adamson "Oil seal loading spring" / [6] James W. Young, Ricky K. Schpok "Combination seal and pressure relief valve for sealed drill string unit" / [7] Alan P. Schofield, Mark A. Krzemien "One-piece composite lip seal")

Il existe 2 principales familles de matériaux utilisés pour les joints à lèvres : les matériaux élastomères et les matériaux thermoplastiques. Etant donné que notre piston est petit et que nous avons besoin d'un seul joint souple et flexible, nous l'avons fabriqué nous même. Le seul silicone à disposition d'être utilisé est un matériau élastomère, de l'Ecoflex 50.

Pour le moulage nous avons réalisé plusieurs moules en impression 3D FDM de la géométrie négative avec différentes dimensions pour corriger les erreurs due à l'impression, ce qui nous a permis d'obtenir un résultat fonctionnel, en réalisant des tests jusqu'à 6 bars de pression.



Moule destructif de joint simple effet

2 - Prototypage

Comme le cylindre, le piston doit lui aussi avoir un coefficient de frottement le plus faible possible, il est donc réalisé en Polyoxyméthylène (POM) pour le corps.

Nous voulons un jeu glissant entre le piston et le cylindre cependant nous avons commis une erreur d'optimisation de temps. Ayant fini la CAO du piston avant celle du cylindre nous l'avons usiné en premier en tournage conventionnel, cependant il est plus simple d'appairer le diamètre extérieur du piston au diamètre intérieur du cylindre, et non l'inverse que nous avons réalisé.

Nous avons usiné le piston en 3 phases (voir annexes) :

Phase 10 en tournage conventionnel sur la tour RAMO :

- Dressage
- Chariotage en contre pointe
- Perçage
- Taraudage

Phase 20 en tournage conventionnel sur la tour RAMO :

- Pointage
- Perçage

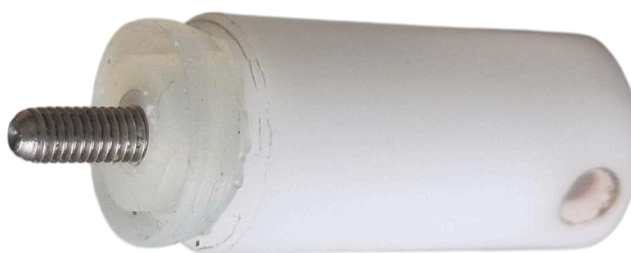
Phase 30 en fraisage CN sur la DMU 50 :

- Pinulage
- Perçage

Nous avons choisi d'être en fraisage CN et non conventionnel pour être au plus proche de la fibre neutre.

Résultat final du piston

Bielle



1 - Fonctionnement

Elle a pour rôle de convertir le mouvement linéaire du piston en mouvement rotatif au niveau du vilebrequin, la pièce est composée de deux alésages permettant des liaisons pivot, avec le piston et le vilebrequin.

2 - Prototypage

Nous avons calculé une loi entrée-sortie dans le but de prévisualiser l'évolution du mouvement et de la vitesse du piston, puis nous avons réalisé un tableur afin de suivre la courbe selon l'angle.

Suivi de la position du piston :

$$x = L_{bielle} \times \cos(\theta) + R_{maniv} \times \cos(\alpha)$$

$$\text{Or } \sin(\theta) = \frac{HB}{L_{bielle}} \quad \text{et} \quad \sin(\alpha) = \frac{HB}{R_{maniv}}$$

$$\Rightarrow L_{bielle} \times \sin(\theta) = R_{maniv} \times \sin(\alpha)$$

$$\Leftrightarrow \sin(\theta) = \frac{R_{maniv}}{L_{bielle}} \times \sin(\alpha)$$

$$\Rightarrow \sin^2(\theta) = \left(\frac{R_{maniv}}{L_{bielle}}\right)^2 \times \sin^2(\alpha)$$

$$\Rightarrow 1 - \cos^2(\theta) = \left(\frac{R_{maniv}}{L_{bielle}}\right)^2 \times \sin^2(\alpha)$$

$$\Leftrightarrow \cos^2(\theta) = -\left(\frac{R_{maniv}}{L_{bielle}}\right)^2 \times \sin^2(\alpha) + 1$$

$$\Leftrightarrow \cos(\theta) = \sqrt{1 - \left(\frac{R_{maniv}}{L_{bielle}}\right)^2 \times \sin^2(\alpha)}$$

$$\text{Mécaniquement : } R_{sortie} \times \varphi = R_{maniv} \times \alpha \quad \Leftrightarrow \alpha = \frac{R_{sortie}}{R_{maniv}} \times \varphi$$

Donc :

$$x = L_{bielle} \times \sqrt{1 - \left(\frac{R_{maniv}}{L_{bielle}}\right)^2 \times \sin^2\left(\frac{R_{sortie}}{R_{maniv}} \times \varphi\right)} + R_{maniv} \times \cos\left(\frac{R_{sortie}}{R_{maniv}} \times \varphi\right)$$

- Bielle courte $L_{bielle} = 1,5 \times R_{manivelle}$
- Bielle moyenne $L_{bielle} = 4 \times R_{manivelle}$
- Bielle longue $L_{bielle} = 8 \times R_{manivelle}$

La course du piston est égale à 2 fois le rayon manivelle dans un mécanisme bielle-manivelle standard :

$$\Rightarrow R_{manivelle} = \frac{course\ du\ piston}{2}$$

Nous avons fixé la pression à 4 bars et nous avons tiré des sciences ouvertes que la force maximale de poussée à l'admission du gaz est d'environ 100 N :

$$\Rightarrow Surface\ intérieur\ cylindre = \frac{Force}{Pression}$$

$$\Rightarrow \varnothing_{int\ cylindre} = 2 \times \sqrt{\frac{Surface\ intérieur\ cylindre}{\pi}}$$

Piston					
Force (N)	bar	Mpa	Surface (mm ²)	Rayon	Ø int cylindre
100	4	0,4	250	8,920620581	17,84124116
	3	0,3	333,3333333	10,30064539	20,60129077
	2	0,2	500	12,61566261	25,23132522
	1,6	0,16	625	14,10473959	28,20947918

Figure 17 : Evolution du diamètre du cylindre selon la pression et la force appliquée

Étant donné qu'il y a un jeu entre le diamètre intérieur du cylindre et celui du piston, nous avons régulé son diamètre afin d'assurer qu'il n'y ait ni frottement ni perte de gaz durant la poussée du piston.

Piston + Bielle	
Course piston (mm)	13
Diamètre piston (mm)	13
Longueur bielle courte (mm)	9,75
moyenne	19,5
longue	52

Figure 18 : Fixation des longueurs de bielle idéales

- **Bielle courte** : le point mort haut est bref alors que le point mort bas dure beaucoup plus longtemps. Cette configuration est propice au moteur bas régime et au compresseur.
- **Bielle moyenne** : La course et la vitesse restent des fonctions quasi sinusoïdales, mais la décélération après le point mort haut est brusque, ce qui optimise la propagation du front de flamme. Autour du point mort bas, sur presque une demi-période, l'accélération est constante, ce qui favorise le remplissage et l'évacuation des gaz. Cette configuration est exploitée sur les moteur à explosion.
- **Bielle longue** : course, vitesse et accélération sont des fonctions quasi sinusoïdales. Cette configuration est exploitée sur les anciennes machines à vapeur.

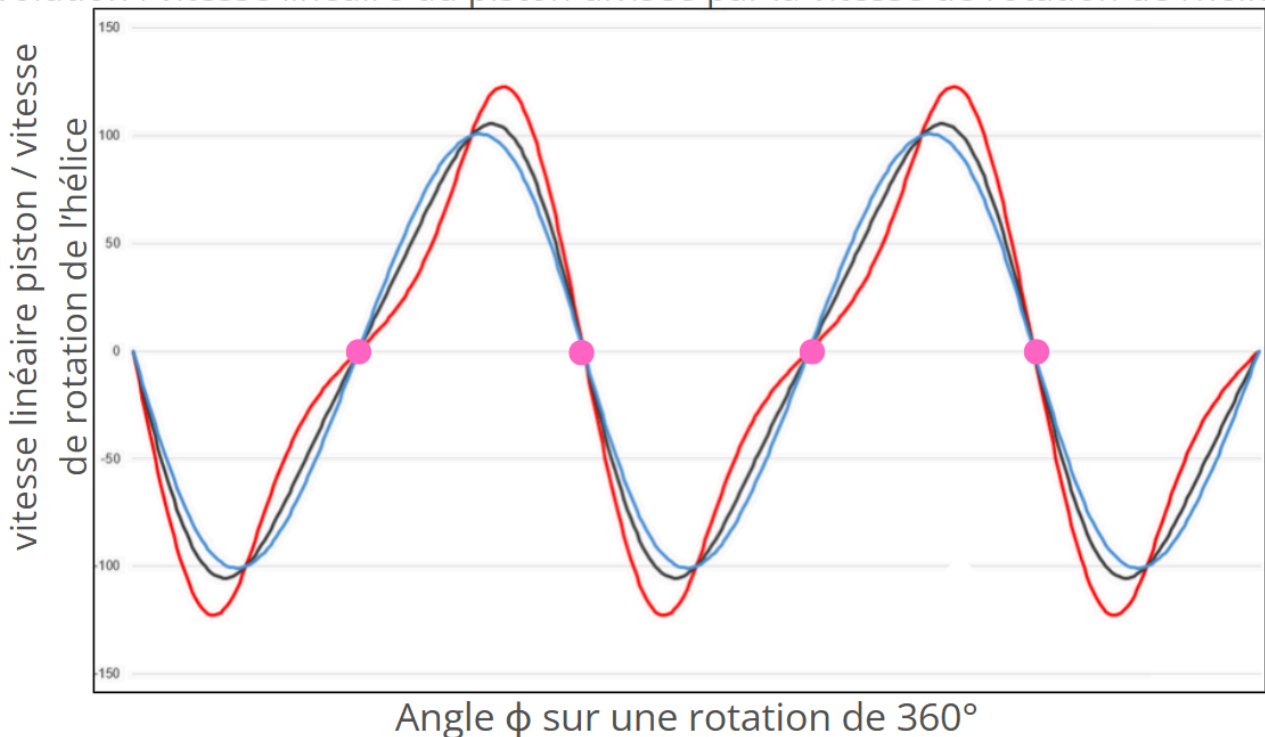
Pour choisir le type de bielle idéale nous allons partir du principe que nous ne connaissons pas la vitesse de rotation de l'engrenage de sortie, donc nous nous pencherons sur le suivi de la vitesse du piston par rapport à la vitesse de rotation de l'engrenage de sortie $\frac{x'}{\varphi}$:

$$x'(\varphi) = L_{bielle} \times \frac{-\left(\frac{R_{maniv}}{L_{bielle}}\right)^2 \times 2 \times \sin\left(\frac{R_{sortie}}{R_{maniv}} \times \varphi\right) \times \frac{R_{sortie}}{R_{maniv}} \times \varphi' \times \cos\left(\frac{R_{sortie}}{R_{maniv}} \times \varphi\right)}{2 \times \sqrt{1 - \left(\frac{R_{maniv}}{L_{bielle}}\right)^2 \times \sin^2\left(\frac{R_{sortie}}{R_{maniv}} \times \varphi\right)}} - \frac{R_{maniv} \times R_{sortie} \times \varphi' \times \sin\left(\frac{R_{sortie}}{R_{maniv}} \times \varphi\right)}{R_{maniv}}$$

$$x'(\varphi) = \frac{-R_{maniv} \times \sin\left(\frac{R_{sortie}}{R_{maniv}} \times \varphi\right) \times R_{sortie} \times \varphi' \times \cos\left(\frac{R_{sortie}}{R_{maniv}} \times \varphi\right)}{L_{bielle} \times \sqrt{1 - \left(\frac{R_{maniv}}{L_{bielle}}\right)^2 \times \sin^2\left(\frac{R_{sortie}}{R_{maniv}} \times \varphi\right)}} - R_{sortie} \times \varphi' \times \sin\left(\frac{R_{sortie}}{R_{maniv}} \times \varphi\right)$$

$$\frac{x'}{\varphi} = \frac{-R_{maniv} \times \sin\left(\frac{R_{sortie}}{R_{maniv}} \times \varphi\right) \times R_{sortie} \times \cos\left(\frac{R_{sortie}}{R_{maniv}} \times \varphi\right)}{L_{bielle} \times \sqrt{1 - \left(\frac{R_{maniv}}{L_{bielle}}\right)^2 \times \sin^2\left(\frac{R_{sortie}}{R_{maniv}} \times \varphi\right)}} - R_{sortie} \times \sin\left(\frac{R_{sortie}}{R_{maniv}} \times \varphi\right)$$

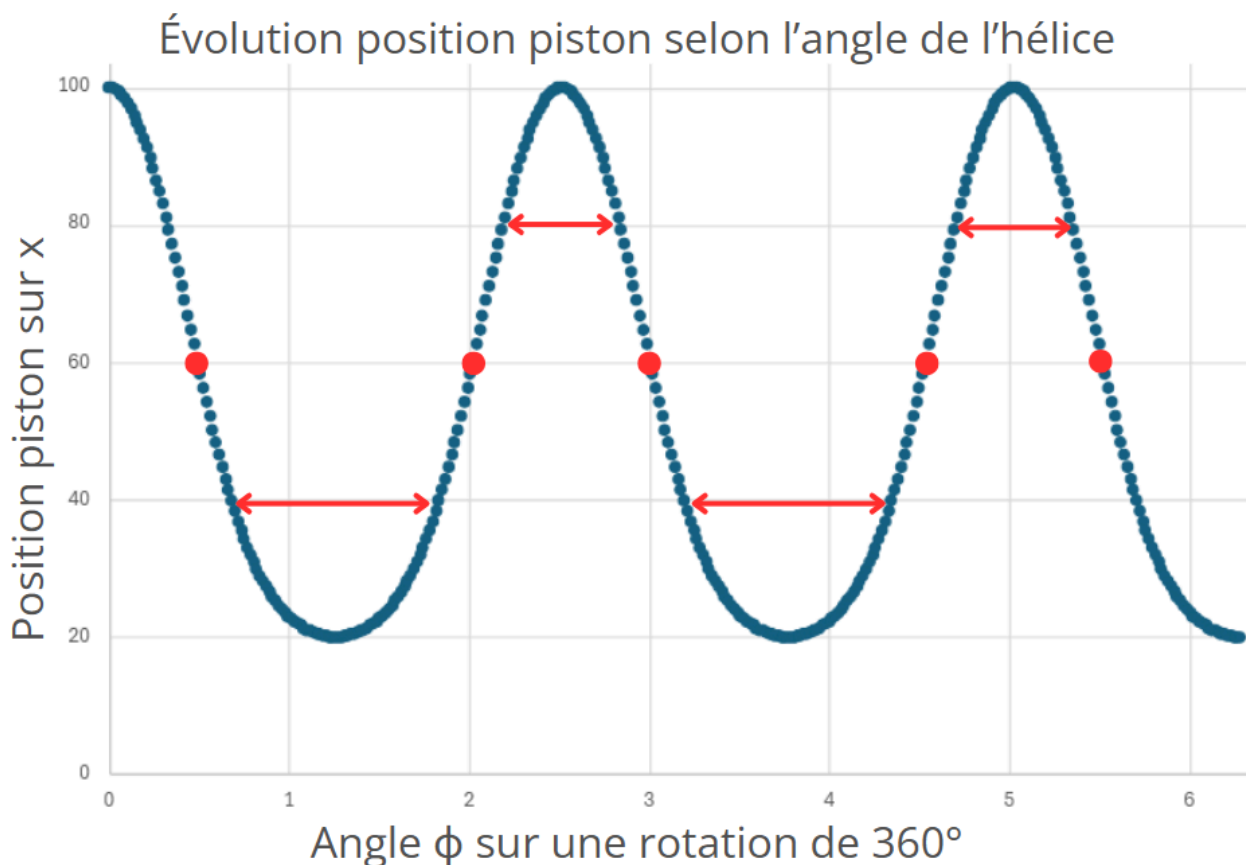
Evolution : vitesse linéaire du piston divisée par la vitesse de rotation de l'hélice



On comprend au vu des courbes, que la bielle courte permet un mouvement "désynchronisé" et donc une différence entre le point mort haut et mort bas selon l'angle, c'est pourquoi nous la choisissons. Cependant il est à noter que les calculs ne prennent pas en compte une problématique de collision et donc une limite d'angles entre l'axe et la longueur de bielle θ car nous fonctionnons selon l'angle de l'engrenage de sortie φ sur 360° .

On peut aussi constater l'impact du choix de la longueur de la bielle courte où la position au point mort bas est plus longue qu'au point mort haut qui est net permettant un échappement de gaz afin que le moteur de tourne:

L'observation des trois types de bielles existantes nous a permis de remarquer que la bielle courte offrait une course moins régulière, c'est-à-dire, que le piston passe moins de temps au point mort haut qu'au point mort bas, ce qui nous intéresse afin d'assurer l'échappement du gaz et que la pression interne atteint la pression atmosphérique.



Nous avons choisi un moteur carré où la longueur de course est égale au diamètre de la bielle car nous voulons un moteur avec un régime élevé, donc nous nous sommes plutôt dirigés sur le type de bielle idéal (courte, moyenne ou longue).

Nos calculs nous ont permis de définir une longueur idéale de bielle courte de 9,75 mm, malheureusement nous ne pourrions pas respecter cette longueur à cause de problèmes de collision entre le piston et le vilebrequin, ce qui aurait pu être évité si nous avions conçu un système plus grand.

Nous avons donc décidé de dimensionner la bielle de manière à minimiser sa longueur tout en respectant les problèmes de collisions.

Pour cela nous avons arrondi le coefficient de multiplication du rayon manivelle en passant de 1,5 à 2 afin d'accepter un compromis avec une longueur de 13 mm.

Aussi nous avons utilisé un rapport course/alésage dit "moteur carré", ce qui correspond à une longueur de course égale au diamètre du piston.

Ce rapport a pour but de réduire au maximum la différence de volume entre le point mort haut et bas, permettant une force la plus constante possible appliquée au piston.

Cette analyse est un premier moyen de choisir certaines technologies pour un résultat optimal, dans le cadre de notre projet.

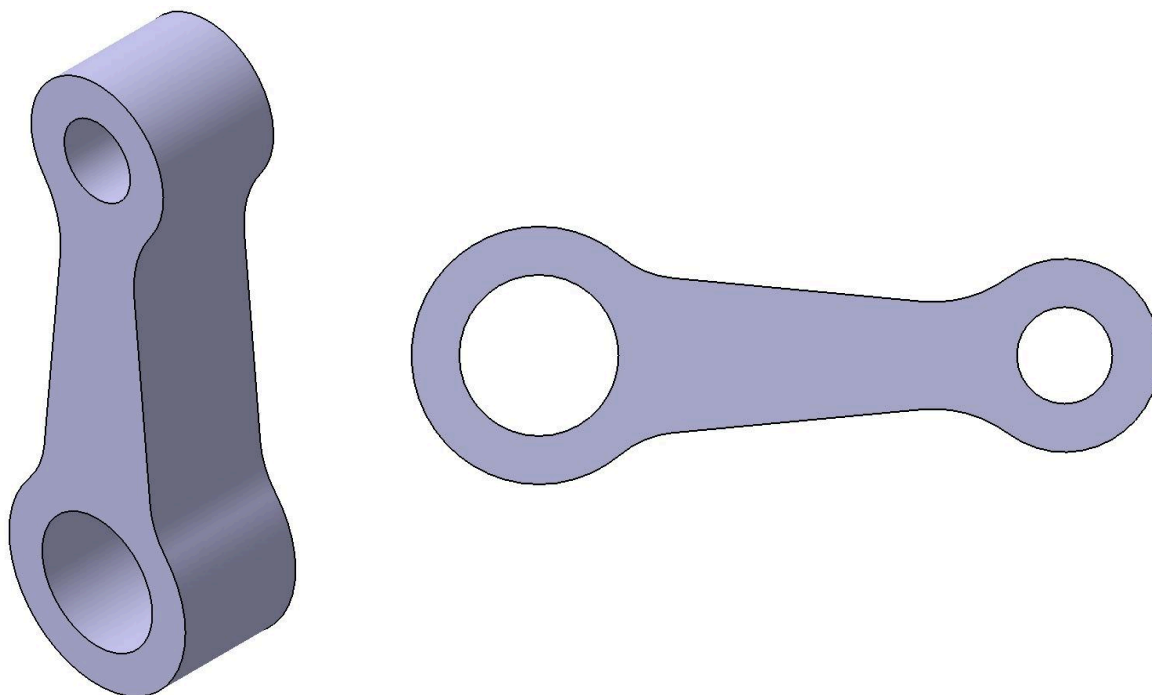


Figure 19 : Images de la bielle en format CAO

Nous voulions réaliser la bielle en découpe laser cependant nous avons pas de brut disponible d'une épaisseur suffisante (5mm) en polyméthacrylate de méthyle (Plexiglass).

La bielle est donc réalisée en impression 3D SLA, ce qui offre une précision et un coefficient de frottement intéressant.

Nous aurions dû utiliser des paliers au niveau des axes du vilebrequin, de la bielle et de l'axe de piston; pour diminuer le l'usure, le coefficient de frottement et améliorer le guidage. Toutefois dans le cadre du prototype nous n'avons pas pu ajouter des paliers, en addition, étant donné que les pièces sont très petites cela augmente la complexité.

Roulements arbre d'entrée et de sortie

Notre arbre d'entrée est soumis à des forces radiales importantes et axiales tandis que sur notre arbre de sortie des efforts surtout radiaux sont exercés avec une possibilité d'efforts axiaux dû à la poussée de l'hélice.

	Arbre d'entrée	Arbre de sortie
Effort axial	Moyen	Léger
Effort radial	Fort	Fort
Choix	Rlmt à bille contact oblique ou rlmt à 4 contacts	Rlmt à bille contact oblique

Les roulements à billes à contact oblique supportent des charges radiales et axiales, tandis que ceux à 4 contacts résistent aux efforts axiaux dans les 2 sens.

Cependant nous nous sommes contentés de roulements à contact radiales à disposition et notamment parce qu'on doit compenser des efforts radiaux.. (10x19x5)

Nous aurions pu choisir des paliers ou des roulements à aiguilles, cependant des paliers ont un frottement plus important et demande une lubrification suffisante, de plus les roulements à aiguilles sont moins efficaces pour supporter des charges axiales et sont plus sensibles aux défauts d'alignement. Les roulements à aiguilles auraient été un bon choix dans le cas où on aurait usiné des pièces de plus grande taille et où on aurait eu des forces axiales limitées.

Nous ne nous sommes pas attardés sur la durée de vie des roulements car nous manquions de données comme les valeurs des efforts exercés, de même concernant le choix du type d'arbre (court ou long).

Nous avons choisi un arbre de sortie court en montage en "X" (bagues intérieures serrées et glissantes à l'extérieur), car ils peuvent transmettre plus de couple sur une petite distance comparé aux arbres longs sur une longue distance, de plus ils sont moins sensibles à la flexion, plus rigides et moins sujet aux problèmes de vibration

Cependant malgré ces avantages nous avons choisi un arbre d'entrée long pour son montage.

Engrenages

La principale liaison mécanique de notre système est la liaisons engrenage coniques à denture droite.

Cette liaison a deux fonctions :

- Augmenter la vitesse de rotation de l'hélice, avec un ratio de 2:1 $\left(\frac{\omega_{\varphi}}{\omega_{\alpha}} = 2\right)$, car nous souhaitons assurer une vitesse de rotation de sortie égale au critère du cahier des charges.
- Permettre une conversion angulaire de 90°.

Ces engrenages ont aussi pour caractéristique de transmettre des couples importants.

Le problème de cette liaison est le volume occupé, il faudra donc optimiser les positions de l'ensemble dans le carter.

Dans une première version nous avons acheté un couple d'engrenage conique droit ratio 2:1 en POM cependant leurs dimensions étaient trop importantes lorsque nous les avons reçus, car la CAO fournis par le vendeur ne correspondait pas à la réalité. (Voir annexes)

Pour corriger cette erreur nous avons conçu et paramétré les engrenages sur CATIA V5 à l'aide de fonctions et d'une table de paramétrage. Nous avons donc pu utiliser des caractéristiques déjà existantes sur le marché.

Ensuite, nous avons imprimé les engrenages en 3D FDM puis en SLA mais la qualité reste similaire. En utilisant un montage simple nous avons veillé à ce que les engrenages s'engrènent correctement, ce qui nous a permis de valider cette fonction.

Arbre d'entrée

1 - Fonctionnement

L'arbre d'entrée joue le rôle du vilebrequin, il permet de recevoir la force fournie par la bielle en liaison pivot et d'accueillir l'engrenage d'entrée encastré par une goupille. Ce vilebrequin est assemblé dans le carter grâce aux roulements à bille dans un montage d'un cas en arbre long.

L'arbre est constitué de deux pièces encastrées par une goupille dimensionnée au diamètre maximum admissible sur l'arbre.

La pièce correspondant à la manivelle est composée de deux flasques permettant d'arrêter la bielle axialement, dont une qui est constituée d'une vis et une d'une rondelle

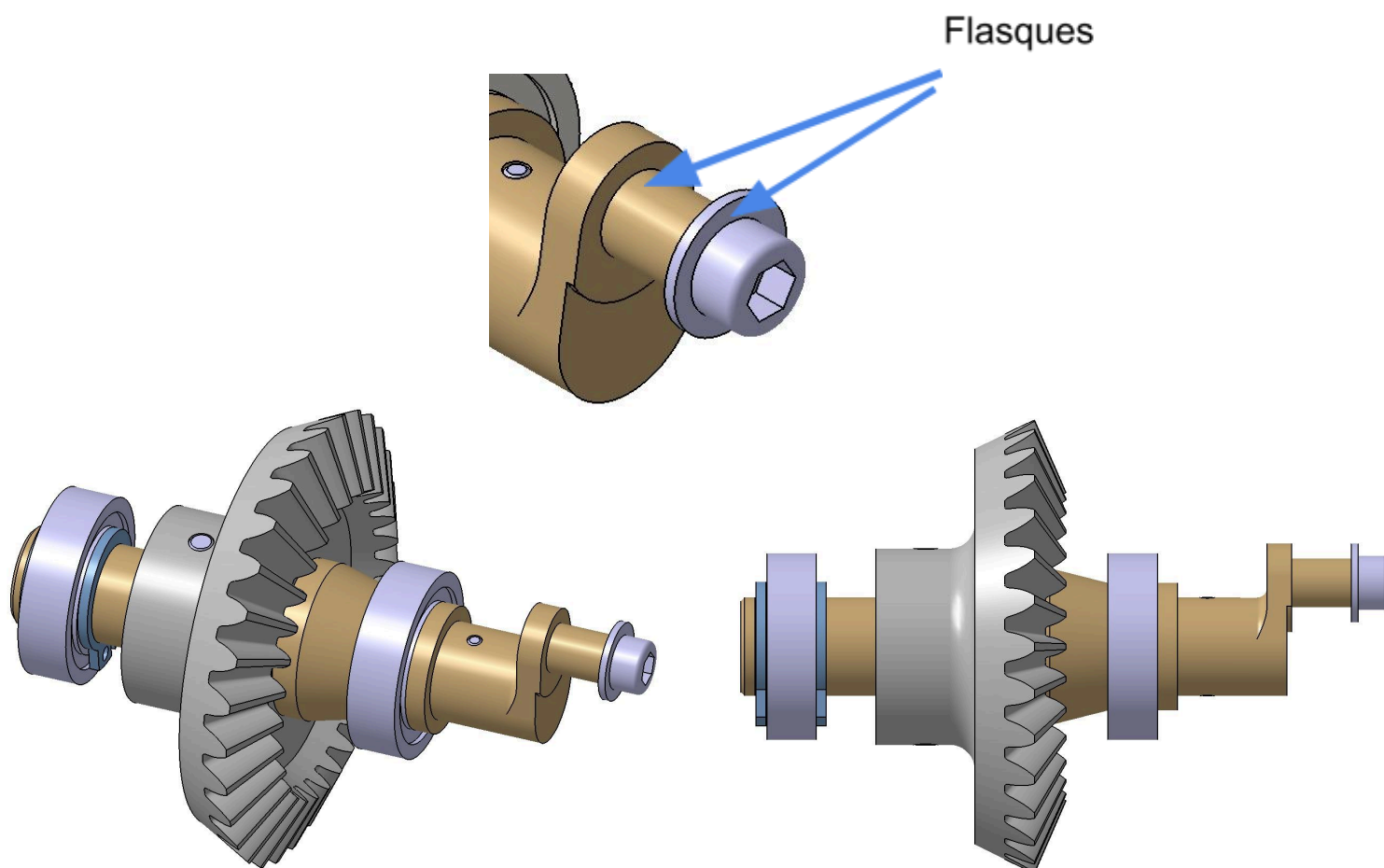


Figure 20 : Images de l'arbre d'entrée en format CAO

2 - Prototypage

Les deux pièces auraient pu être usinées en POM, mais elles ont été réalisées en impression 3D SLA pour gagner du temps sur la fabrication, cependant il a fallu prévoir le défaut dû à l'impression, qui est de 0,10mm en moyenne.

Pour monter les goupilles, nous avons contre-percé les différentes pièces entre elles.

Étant donné que la manivelle est en porte à faux, il est important de correctement dimensionner pour que l'axe ne fléchisse pas trop et que l'ensemble des liaisons restent coaxiales. Mais peu d'informations sont disponibles sur internet, à propos des caractéristiques mécaniques de la résine utilisée en SLA, qui est la "Grey Resin V4" de chez FormLabs. Pour cela nous avons donc utilisé le logiciel Ansys Granta EduPack afin de trouver le matériau le plus similaire à la résine utilisée, mais aussi au POM dans le cas où on usinerait les pièces. Ce logiciel nous a permis de connaître les valeurs caractéristiques mécaniques, ce qui nous a permis de calculer l'arbre en flexion simple, dans différents cas de montage de roulement, de charge, de diamètre d'arbre et de longueur.

Paramètres - Cas bi encastree	Valeurs - POM	Formules
Force appliquée (F) [N]	100	Valeur à renseigner
Longueur de l'arbre (L) [mm]	70	Valeur à renseigner
Diamètre de l'arbre (d) [mm]	10	Valeur à renseigner
Module d'élasticité par flexion (E) [MPa]	2 900	Valeur à renseigner
Moment d'inertie (I _{gz}) [mm ⁴]	490,8738521	$I_{gz} = (\pi * d^4) / 64$
Lambda (λ) [mm]	5	$\lambda = d/2$
Moment fléchissant maximal (M _{fz_maxi}) [N-mm]	875	$M_{fz_maxi} = (F * L) / 8$
Contrainte maximale (σ _{maxi}) [MPa]	-8,912676813	$\sigma_{maxi} = (- M_{fz_maxi} / I_{gz}) * \lambda$
Résistante à la rupture en flexion (R _m) [MPa]	110	Wikipedia
Limite élastique en flexion (R _e) [MPa]	62,2	Estimation Granta → 52,7-71,7 MPa
Coefficient de sécurité (k _s) [1]	1,5	Valeur à renseigner
Contrainte admissible (σ _{adm}) [MPa]	41,46666667	$\sigma_{adm} = R_e / k_s$
Respect limite élastique en flexion	Résiste	
Paramètres - Cas encastrement	Valeurs - RESINE	Formules
Force appliquée (F) [N]	100	Valeur à renseigner
Longueur de l'arbre (L) [mm]	45	Valeur à renseigner
Diamètre de l'arbre (d) [mm]	10	Valeur à renseigner
Module d'élasticité par flexion (E) [MPa]	2 900	Valeur à renseigner
Moment d'inertie (I _{gz}) [mm ⁴]	490,8738521	$I_{gz} = (\pi * d^4) / 64$
Lambda (λ) [mm]	5	$\lambda = d/2$
Moment fléchissant maximal (M _{fz_maxi}) [N-mm]	-4500	$M_{fz_maxi} = -F * L$
Contrainte maximale (σ _{maxi}) [MPa]	-45,83662361	$\sigma_{maxi} = (- M_{fz_maxi} / I_{gz}) * \lambda$
Résistante à la rupture en flexion (R _m) [MPa]	0	Wikipedia
Limite élastique en flexion (R _e) [MPa]	103	Estimation Granta → 52,7-71,7 MPa
Coefficient de sécurité (k _s) [1]	1,5	Valeur à renseigner
Limite élastique en flexion avec sécu (R _e /k _s) [MPa]	68,66666667	R_e / k_s
Respect limite élastique en flexion	Résiste	
Paramètres - Cas bi ponctuelle	Valeurs - POM	Formules
Force appliquée (F) [N]	100	Valeur à renseigner
Longueur de l'arbre (L) [mm]	25	Valeur à renseigner
Diamètre de l'arbre (d) [mm]	6	Valeur à renseigner
Module d'élasticité par flexion (E) [MPa]	2 900	Valeur à renseigner
Moment d'inertie (I _{gz}) [mm ⁴]	63,61725124	$I_{gz} = (\pi * d^4) / 64$
Lambda (λ) [mm]	3	$\lambda = d/2$
Moment fléchissant maximal (M _{fz_maxi}) [N-mm]	1250	$M_{fz_maxi} = (F * L) / 2$
Contrainte maximale (σ _{maxi}) [MPa]	-58,94627522	$\sigma_{maxi} = (- M_{fz_maxi} / I_{gz}) * \lambda$
Résistante à la rupture en flexion (R _m) [MPa]	110	Wikipedia
Limite élastique en flexion (R _e) [MPa]	62,2	Estimation Granta → 52,7-71,7 MPa
Coefficient de sécurité (k _s) [1]	1,5	Valeur à renseigner
Contrainte admissible (σ _{adm}) [MPa]	41,46666667	$\sigma_{adm} = R_e / k_s$
Respect limite élastique en flexion	Casse	
Paramètres - Cas encastrement	Valeurs - POM	Formules
Force appliquée (F) [N]	100	Valeur à renseigner
Longueur de l'arbre (L) [mm]	42	Valeur à renseigner
Diamètre de l'arbre (d) [mm]	8	Valeur à renseigner
Module d'élasticité par flexion (E) [MPa]	2 900	Valeur à renseigner
Moment d'inertie (I _{gz}) [mm ⁴]	201,0619298	$I_{gz} = (\pi * d^4) / 64$
Lambda (λ) [mm]	4	$\lambda = d/2$
Moment fléchissant maximal (M _{fz_maxi}) [N-mm]	-4200	$M_{fz_maxi} = -F * L$
Contrainte maximale (σ _{maxi}) [MPa]	-83,55634512	$\sigma_{maxi} = (- M_{fz_maxi} / I_{gz}) * \lambda$
Résistante à la rupture en flexion (R _m) [MPa]	110	Wikipedia
Limite élastique en flexion (R _e) [MPa]	62,2	Estimation Granta → 52,7-71,7 MPa
Coefficient de sécurité (k _s) [1]	1,5	Valeur à renseigner
Limite élastique en flexion avec sécu (R _e /k _s) [MPa]	41,46666667	R_e / k_s
Respect limite élastique en flexion	Casse	

Mais nous avons aussi déterminé la limite en fatigue, grâce aux valeurs de limite d'endurance fournies.

Paramètre - Cas bi-ponctuel	Valeur - POM	Formule / Remarque
Force appliquée (F) [N]	24	Valeur à renseigner
Longueur de l'arbre (L) [mm]	25	Valeur à renseigner
Diamètre de l'arbre (d) [mm]	5	Valeur à renseigner
Moment d'inertie (I _{gz}) [mm ⁴]	30,67961576	$I_{gz} = (\pi * d^4) / 64$
Lambda (mm)	2,5	$\lambda = d / 2$
Moment fléchissant maximal (M _{fz_maxi}) [N·mm]	300	$M_{fz_maxi} = (F * L) / 2$
Contrainte maximale (σ _{maxi}) [MPa]	-24,44619926	$\sigma_{maxi} = (- M_{fz_maxi} / I_{gz}) * \lambda$
Contrainte minimale (σ _{mini}) [MPa]	0	$\sigma_{mini} \approx 0$ (hypothèse)
Contrainte alternée (σ _a) [MPa]	12,22309963	$\sigma_a = (\sigma_{maxi} - \sigma_{mini}) / 2$
Contrainte moyenne (σ _m) [MPa]	12,22309963	$\sigma_m = (\sigma_{maxi} + \sigma_{mini}) / 2$
Rapport des contraintes (R)	0	$R = \sigma_{min} / \sigma_{max}$
Nombre de cycles à rupture (N _f)	10000000	À interpoler sur la courbe de Wöhler
Limite d'endurance (σ _D) [MPa] → pour 10 ⁷ cycles	24	Estimation Granta → 22-26 MPa
Durée de vie : σ _a < σ _D	illimitée	
Paramètre - Cas encastrement	Valeur - POM	Formule / Remarque
Force appliquée (F) [N]	100	Valeur à renseigner
Longueur de l'arbre (L) [mm]	15	Valeur à renseigner
Diamètre de l'arbre (d) [mm]	6	Valeur à renseigner
Moment d'inertie (I _{gz}) [mm ⁴]	63,61725124	$I_{gz} = (\pi * d^4) / 64$
Lambda (mm)	3	$\lambda = d / 2$
Moment fléchissant maximal (M _{fz_maxi}) [N·mm]	-1500	$M_{fz_maxi} = -F * L$
Contrainte maximale (σ _{maxi}) [MPa]	-70,73553026	$\sigma_{maxi} = (- M_{fz_maxi} / I_{gz}) * \lambda$
Contrainte minimale (σ _{mini}) [MPa]	0	$\sigma_{mini} \approx 0$ (hypothèse)
Contrainte alternée (σ _a) [MPa]	35,36776513	$\sigma_a = (\sigma_{maxi} - \sigma_{mini}) / 2$
Contrainte moyenne (σ _m) [MPa]	35,36776513	$\sigma_m = (\sigma_{maxi} + \sigma_{mini}) / 2$
Rapport des contraintes (R)	0	$R = \sigma_{min} / \sigma_{max}$
Nombre de cycles à rupture (N _f)	10000000	À interpoler sur la courbe de Wöhler
Limite d'endurance (σ _D) [MPa] → pour 10 ⁷ cycles	24	Estimation Granta → 22-26 MPa
Durée de vie : σ _a < σ _D	limitée	

Paramètre - Cas bi encastrement	Valeur - POM	Formule / Remarque
Force appliquée (F) [N]	100	Valeur à renseigner
Longueur de l'arbre (L) [mm]	70	Valeur à renseigner
Diamètre de l'arbre (d) [mm]	10	Valeur à renseigner
Moment d'inertie (I _{gz}) [mm ⁴]	490,8738521	$I_{gz} = (\pi * d^4) / 64$
Lambda (mm)	5	$\lambda = d / 2$
Moment fléchissant maximal (M _{fz_maxi}) [N·mm]	-875	$M_{fz_maxi} = (F * L) / 8$
Contrainte maximale (σ _{maxi}) [MPa]	-8,912676813	$\sigma_{maxi} = (- M_{fz_maxi} / I_{gz}) * \lambda$
Contrainte minimale (σ _{mini}) [MPa]	0	$\sigma_{mini} \approx 0$ (hypothèse)
Contrainte alternée (σ _a) [MPa]	4,456338407	$\sigma_a = (\sigma_{maxi} - \sigma_{mini}) / 2$
Contrainte moyenne (σ _m) [MPa]	4,456338407	$\sigma_m = (\sigma_{maxi} + \sigma_{mini}) / 2$
Rapport des contraintes (R)	0	$R = \sigma_{min} / \sigma_{max}$
Nombre de cycles à rupture (N _f)	10000000	À interpoler sur la courbe de Wöhler
Limite d'endurance (σ _D) [MPa] → pour 10 ⁷ cycles	24	Estimation Granta → 22-26 MPa
Durée de vie : σ _a < σ _D	illimitée	

Paramètre - Cas encastrement	Valeur - RESINE	Formule / Remarque
Force appliquée (F) [N]	100	Valeur à renseigner
Longueur de l'arbre (L) [mm]	45	Valeur à renseigner
Diamètre de l'arbre (d) [mm]	10	Valeur à renseigner
Moment d'inertie (I _{gz}) [mm ⁴]	490,8738521	$I_{gz} = (\pi * d^4) / 64$
Lambda (mm)	5	$\lambda = d / 2$
Moment fléchissant maximal (M _{fz_maxi}) [N·mm]	-4500	$M_{fz_maxi} = -F * L$
Contrainte maximale (σ _{maxi}) [MPa]	-45,83662361	$\sigma_{maxi} = (- M_{fz_maxi} / I_{gz}) * \lambda$
Contrainte minimale (σ _{mini}) [MPa]	0	$\sigma_{mini} \approx 0$ (hypothèse)
Contrainte alternée (σ _a) [MPa]	22,91831181	$\sigma_a = (\sigma_{maxi} - \sigma_{mini}) / 2$
Contrainte moyenne (σ _m) [MPa]	22,91831181	$\sigma_m = (\sigma_{maxi} + \sigma_{mini}) / 2$
Rapport des contraintes (R)	0	$R = \sigma_{min} / \sigma_{max}$
Nombre de cycles à rupture (N _f)	10000000	À interpoler sur la courbe de Wöhler
Limite d'endurance (σ _D) [MPa] → pour 10 ⁷ cycles	24	Estimation Granta → 22-26 MPa
Durée de vie : σ _a < σ _D	illimitée	

Arbre de sortie

1-Fonctionnement

L'arbre de sortie joue le rôle de pont entre l'hélice et l'engrenage de sortie, il permet de transmettre la force du volant d'inertie à l'arbre d'entrée via la liaison des engrenages coniques. Il accueille l'engrenage de sortie par goupille, et l'hélice par une vis de pression fixée perpendiculairement à l'axe de l'arbre de sortie. L'arbre de sortie est assemblé dans le carter de sortie grâce aux roulements à bille dans un montage d'un cas en arbre court.

2-Prototypage

L'arbre de sortie auraient pu être usinées en POM, mais elles ont été réalisées en impression 3D SLA pour gagner du temps sur la fabrication, cependant il a fallu prévoir le défaut dû à l'impression, qui est de 0,10mm en moyenne.

Celui-ci est composé de 4 sections de différents diamètres permettant d'arrêter axialement, les roulements, l'engrenage et l'hélice.

L'hélice a été imprimée en impression 3D FDM LA étant donnée qu'elle a une structure complexe, qu'elle nécessite une certaine flexibilité que ne pourrait pas avoir la résine par exemple.

Pour monter la goupille et la vis de pression, nous avons contre-percé les différentes pièces entre elles.

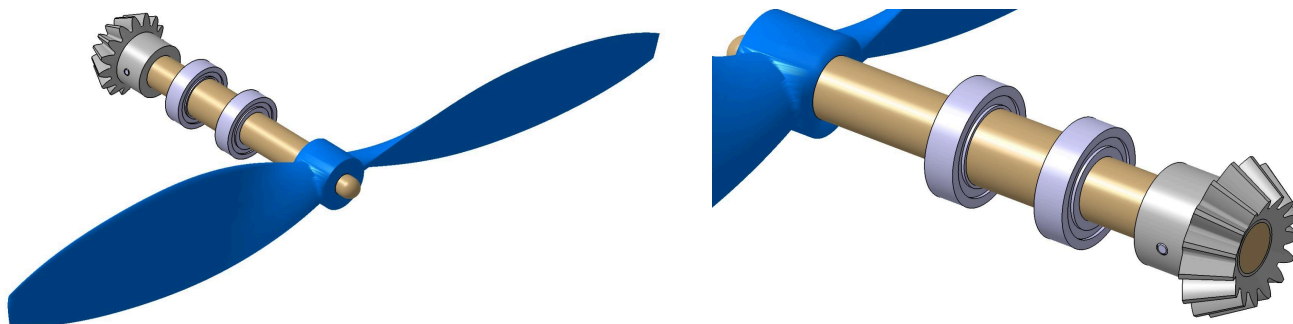


Figure 21 : Images de l'arbre de sortie en format CAO

Malheureusement, en respectant les normes issues du GSTI, les pièces en résine se sont cassées à cause des contraintes trop importantes dues au montage serré. Les normes sont prévues pour des métaux et non pas pour des matériaux fragiles.

Pour corriger ce problème, et par manque de temps, nous avons recollé l'arbre et imprimé un nouvel engrenage en 3D FDM.

Carters

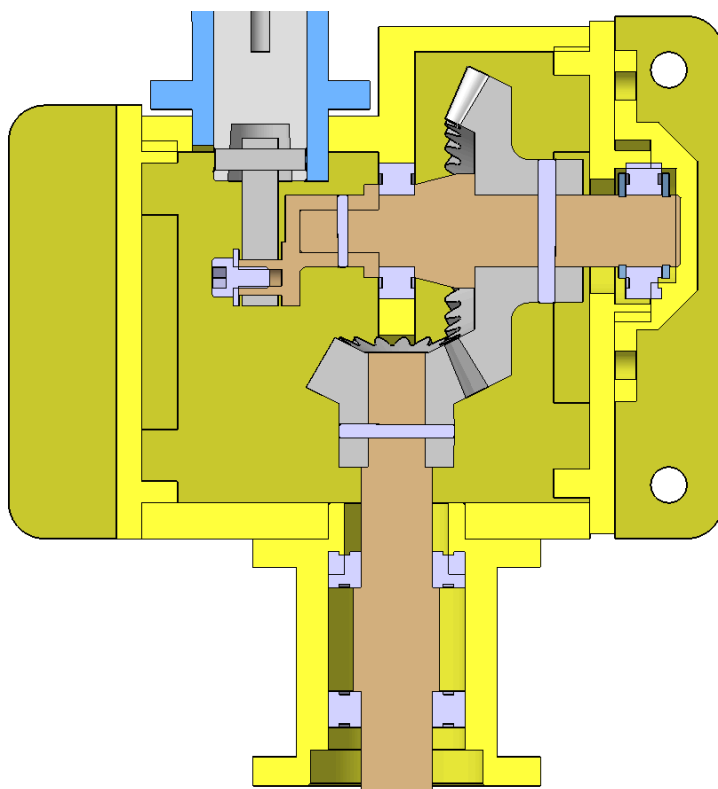
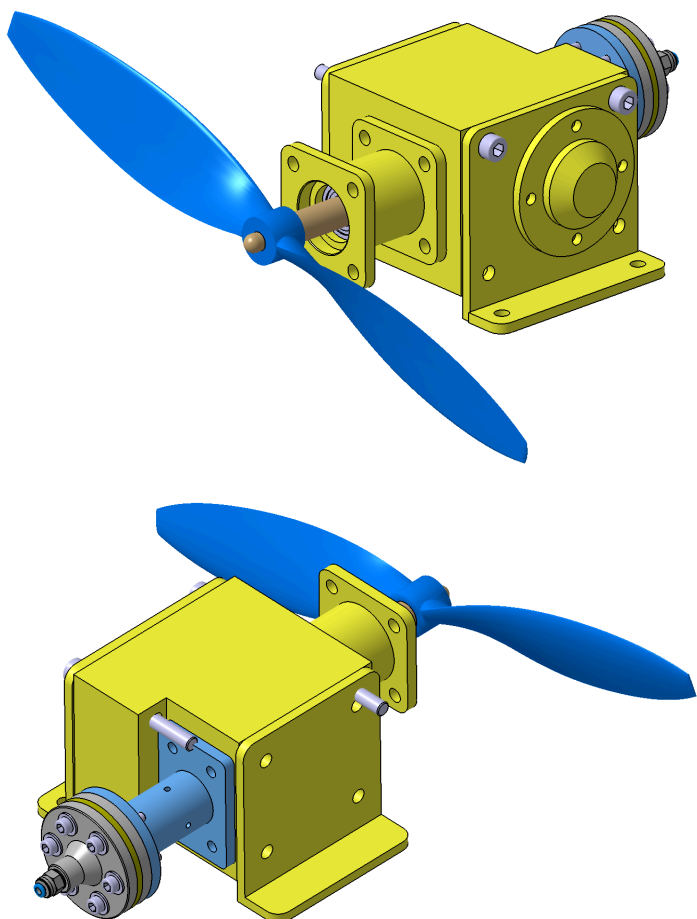
1-Fonctionnement

Les carters du moteur permettent de protéger, de mettre en position et maintenir en position l'ensemble des éléments entre eux.

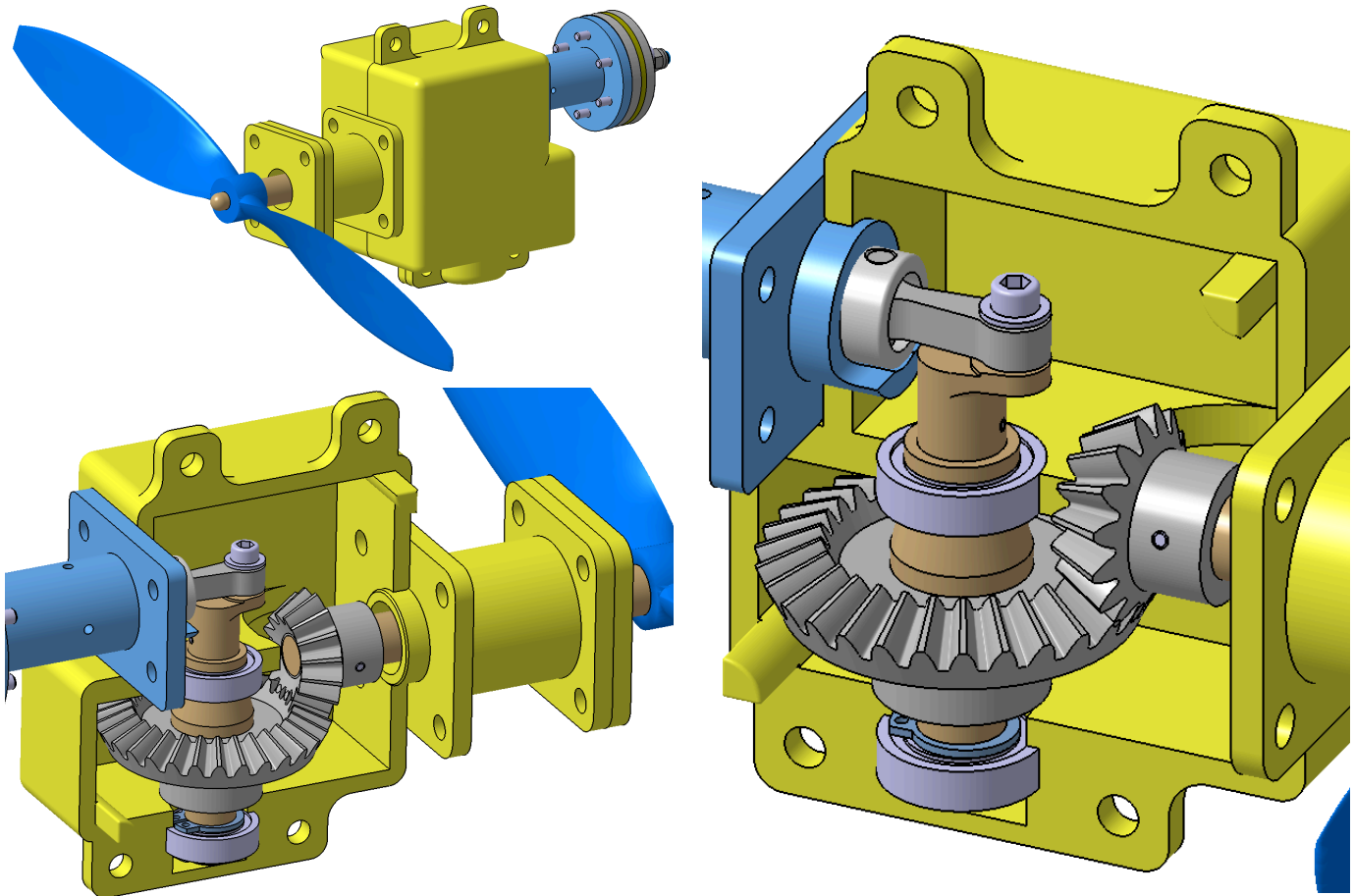
2-Prototypage

Nous avons réalisé 3 versions pour obtenir une version satisfaisante :

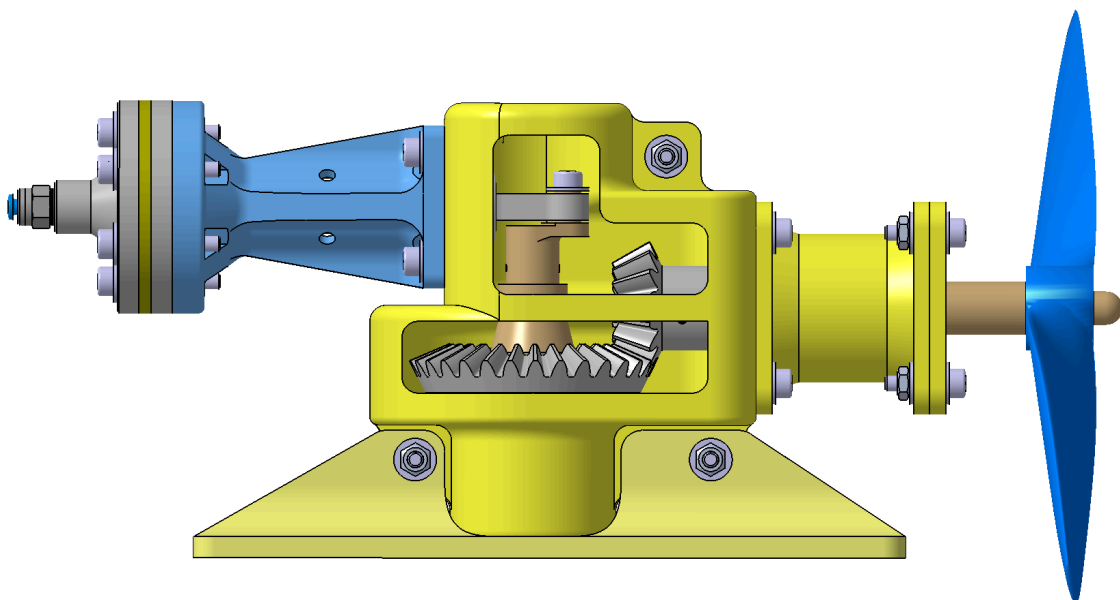
La première version prévoyait d'être réalisée en usinage CN, cependant les problèmes celle-ci sont le nombre important de pièces qui jouent un rôle important dans la mise en position des arbres, et une mauvaise compacité.

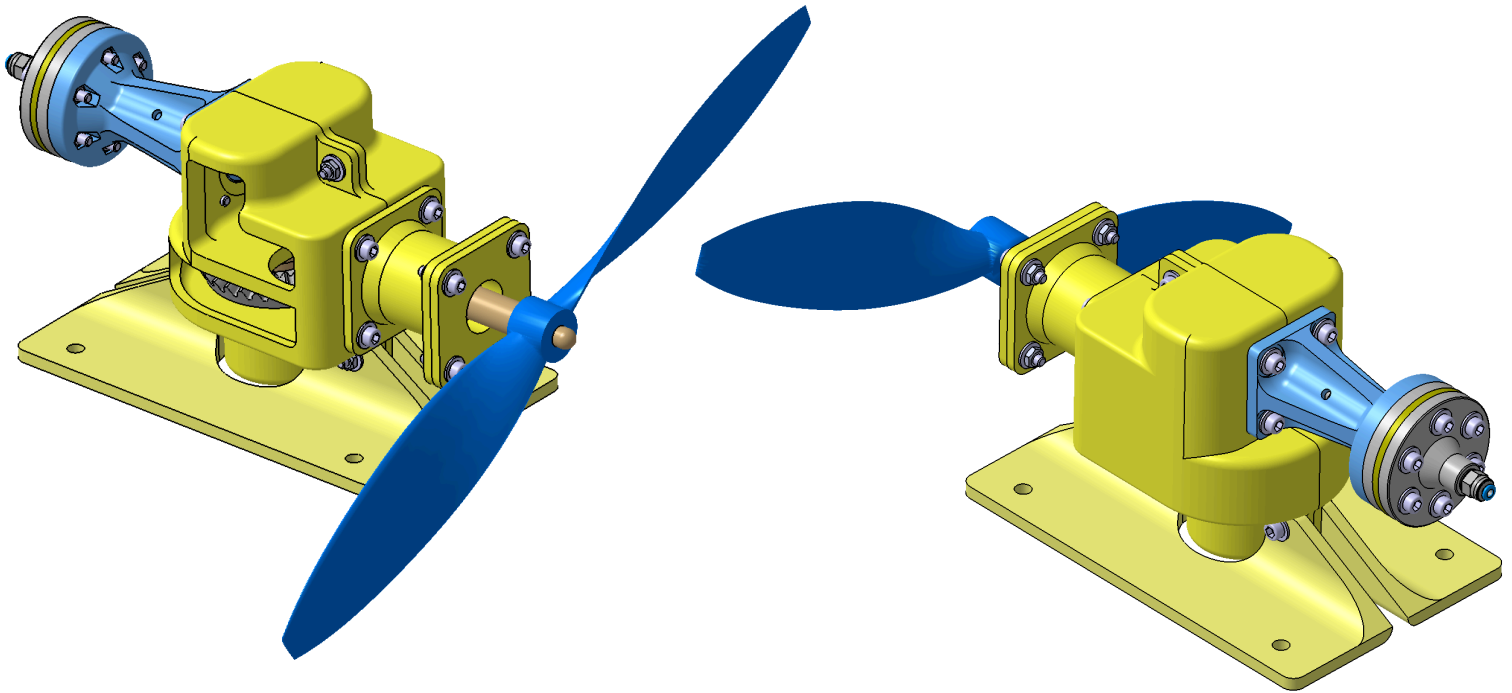


La deuxième version est un carter principal en deux coquilles et une partie pour l'arbre de sortie. Cette version permet de réduire le nombre de pièces du carter (4), mais il n'est plus possible de réaliser le carter principal en usinage.



La troisième et dernière version est une amélioration de la précédente en optimisant la compacité ainsi que la légèreté. L'ensemble du carter est en deux parties; le carter principal composé de deux coquilles et le carter de sortie composé d'un corps et d'un couvercle. Aussi pour la présentation une des coquilles est vidée afin de mieux comprendre le fonctionnement mais lors du test sur un avion celle-ci sera rebouchée. Cette version est équipée de supports permettant de fixer le moteur, pour de la représentation.





L'intérêt de séparer ces deux parties est de permettre le réglage de position des engrenages coniques, en ajoutant ou en retirant des cales pelables entre eux.

Cependant nous aurions encore pu améliorer cette solution en réalisant les faces plus importantes (la fixation de cylindre et du carter de sortie) exclusivement sur une seule coquille pour diminuer les erreurs de positionnement.

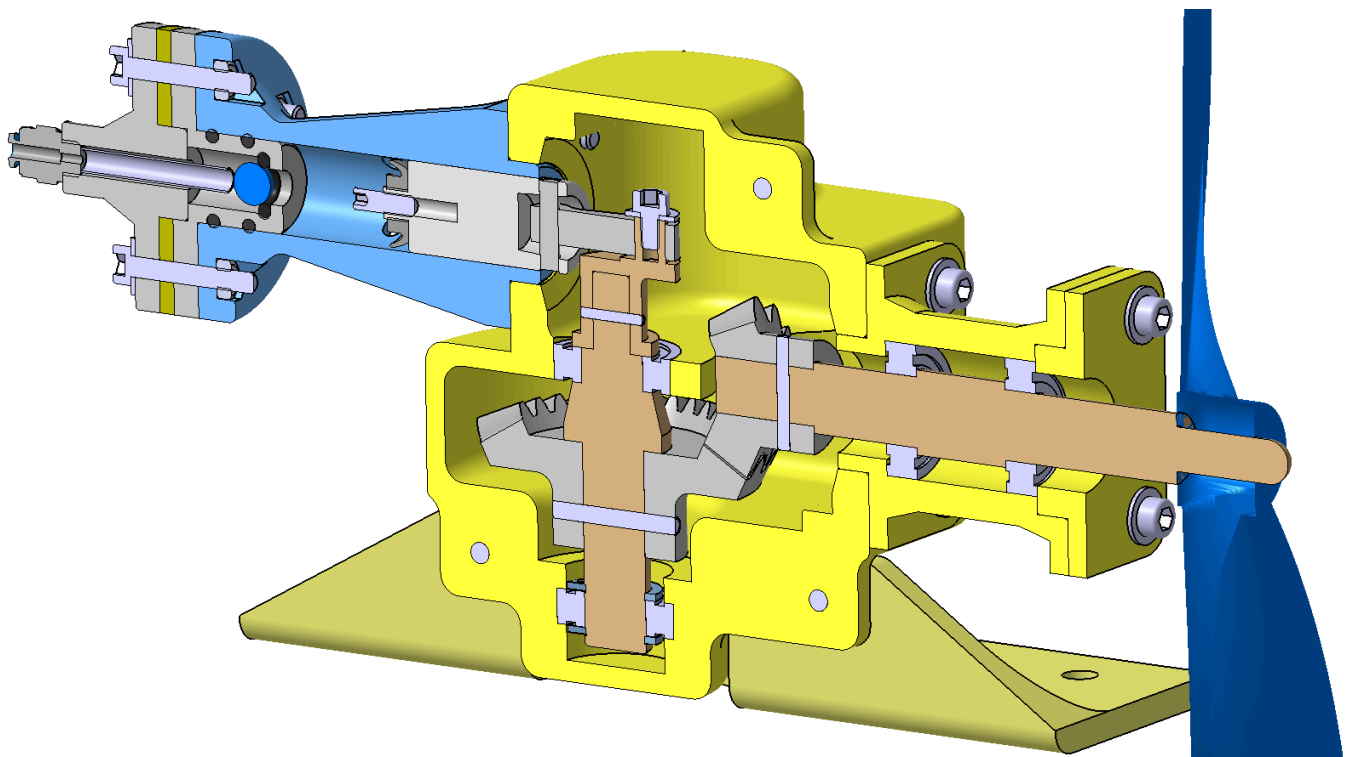


Figure 22 : Image de l'assemblage en format CAO

Afin de mettre en position les deux coquilles nous avons ajouté des pions de centrage, cependant lors de la réalisation nous avons observé qu'ils étaient inefficace et trop fragiles, pour corriger ce problème nous aurions pu nous inspirer de carter de moteurs thermique utilisant des pions de centrage cylindrique.



Figure 23 : Photo de carter de moteur thermique avec un montage de pions de centrage cylindrique

Éléments d'assemblage

L'ensemble des vis utilisées sont des CHC M3 de différentes longueurs, cependant il est mieux d'utiliser des vis H car elles permettent un meilleur serrage, nous aurions pu en mettre au niveau de l'admission.

Mais pour les autres endroits, les vis CHC étaient nécessaires pour réaliser les serrages sans encombre, mais si celles-ci sont initialement conçues pour des lamages.

Aussi l'ensemble des vis sont utilisées avec des rondelles pour assurer un cône de pression suffisant.

Pour l'assemblage du cylindre et du carter de sortie sur le carter principal nous avons installé des insert permettant un montage simple.

Démarche de réalisation en impression 3D

La majorité des pièces sont réalisées en impression 3D FDM et SLA, pour réaliser des pièces conformes en dimensions et en résistance mécanique il est indispensable de suivre plusieurs étapes.

- La conception :

L'impression 3D permet de réaliser des géométries bien plus complexes qu'en usinage, il est donc intéressant d'en tirer profit cependant les défauts d'impression sont plus importants que les défauts d'usinage

- Avant d'imprimer la pièce voulue il est important de réaliser des pièces de tests dimensionnel, d'autant plus si la pièce voulue est volumineuse donc longue et coûteuse à imprimer.

Il faut donc déterminer l'erreur dimensionnelle que produit l'imprimante, en moyenne l'imprimante que nous avons utilisée, la Wanhao Duplicator D12/230 a un défaut entre 0,1 et 0,2 mm sur les formes petites et complexes.

Par exemple, pour le montage des roulements, des joints toriques, des pions de centrage et du noyau des écrous, nous avons réalisé plusieurs pièces de test jusqu'à trouver les dimensions correctes à renseigner sur le logiciel de CAO.

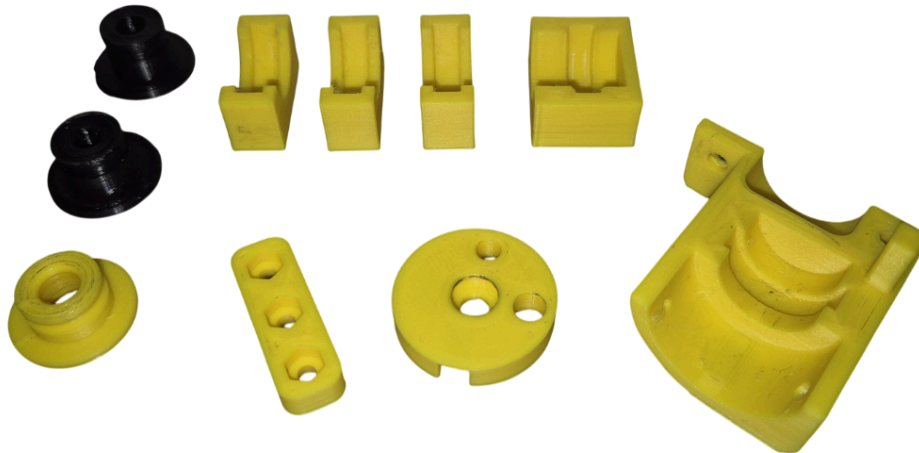


Figure 24 : Photo de divers prototypes imprimés en 3D FDM

- Pour préparer les pièces à l'impression FDM nous avons utilisé le logiciel (slicer) Ultimaker Cura, cette étape de paramétrage est cruciale pour obtenir un résultat précis et résistant, nous avons donc favorisé une faible hauteur de couche, des épaisseur de parois importantes et un remplissage suffisant.

Pour ce qui est de l'impression SLA nous avons pu utiliser la FormLabs 3L, la préparation des pièces est similaire.

Évidemment, afin que les différentes pièces s'assemblent correctement, il est souvent nécessaire de re-percer ou poncer les zones nécessaires.

IV/ Conclusion et retour critique sur le projet

A travers le développement de la conception de notre moteur pneumatique d'avion de modélisme, de la recherche, passant par la modélisation jusqu'à la réalisation, nous avons apprécié devoir faire des compromis entre les différentes contraintes, en particulier face à la principale difficulté de notre projet : les problèmes de collisions entre les éléments.

La veille informationnelle nous a permis de connaître les différents travaux, recherches et solutions techniques exploitées, au sujet de notre projet.

Cependant, plusieurs problèmes de conception et de fabrication énoncés précédemment nous ont fait perdre du temps, il faut donc en tenir compte pour ne pas reproduire les erreurs dans le futur.

Nous aurions aimé approfondir l'optimisation, le dimensionnement avec par exemple des logiciels d'éléments finis.

Nous regrettons de n'avoir pas réussi à respecter les délais, pour cela nous aurions surdimensionné les éléments sans passer trop de temps sur les calculs, ni à optimiser ceux déjà fonctionnels.

Ce raisonnement et ce retard ne nous a pas fait intégrer l'importance d'une production défectueuse dans notre planning de projet qui s'est vu être désorganisé.

Notre situation nous a démontré qui est indispensable de respecter les délais de son planning et de prévoir une marge de sécurité pour anticiper les possibles imprévus.

Annexes

FS1: Remplir le réservoir d'une pression suffisante

- <https://www.sesemn.fr/reglementation-et-technique/bouteille/>
- <https://www.cocacolaep.com/fr/news-and-stories/100-de-plastique-recycle-pour-toutes-les-bouteilles-petits-formats-vendues-en-france-coca-cola-continue-de-reduire-son-empreinte-carbone/>
- <https://www.mecmesin.com/fr/publications/essais-sur-bouteilles-pet>
- [1] <https://www.lens.org/lens/patent/138-611-888-020-247/frontpage?l=en>

Moteur carré

- https://en.wikipedia.org/wiki/Stroke_ratio
- https://fr.wikipedia.org/wiki/Moteur_carr%C3%A9

Cylindre

		PROJET D'ETUDE DE FABRICATION PHASE 10	BUREAU DES METHODES			
Etabli par:XXX		ELEMENT: CYLINDRE	N°:			
Le: 26/03/2025		S/Ensemble:XXX	Matière: POM			
Programme:XXX		Ensemble:XXX	Brut:XXX			
Désignation: TOURNAGE						
Machine outil:XXX						
<p>The drawing shows a cylinder with a diameter of 17 mm. The total length is 43 mm, with a section of length 33.5 mm labeled 'FAUX'. A chamfered end has a width of 4 mm and a radius R1. A section of length 11.5 mm is also indicated. The end view shows a diameter of 40 mm and six small holes arranged in a circle.</p>						
Désignation de opérations		Outils	Paramètres de coupe			
			Vc	Ap	Ae	f(z)
XXX	Dressage ébauche	PDJNL	200	2		0,2
XXX	Dressage finition	PDJNL	220	0,4		0,1
XXX	Chariotage ébauche + finition	PDJNL	200		1	0,15
XXX	Dégorgeage gauche	PDJNL	200		0,4	0,1
XXX	Dégorgeage droite	PDJNR	200		0,4	0,1
XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX

		PROJET D'ETUDE DE FABRICATION PHASE 20	BUREAU DES METHODES			
Etabli par:XXX		ELEMENT: CYLINDRE	N°:			
Le: 26/03/2025		S/Ensemble:XXX	Matière: POM			
Programme: XXX		Ensemble: XXX	Brut:XXX			
Désignation: FRAISAGE						
Machine outil:XXX						
Désignation de opérations	Outils	Paramètres de coupe				
		Vc	Ap	Ae	f(z)	
XXX	Surfacage	Fraise à surfacer	XXX	XXX	XXX	XXX
XXX	Contournage	Fraise	XXX	XXX	XXX	XXX
XXX	Pointage 4xØ3 + Ø13	Foret à pointer	1000tr/min	1	XXX	0,1
XXX	Perçage 4xØ3	Foret ARS Ø3	40	XXX	XXX	0,03
XXX	Perçage Ø13	Foret ARS Ø13	40	XXX	XXX	0,13
XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX

		PROJET D'ETUDE DE FABRICATION PHASE 30	BUREAU DES METHODES			
Etabli par:XXX		ELEMENT: XXX	N°:			
Le: 26/03/2025		S/Ensemble:XXX	Matière: XXX			
Programme: XXX		Ensemble: XXX	Brut: XXX			
Désignation: FRAISAGE						
Machine outil:Fraiseuse conventionnelle						
<p style="text-align: center;">Vue de face Echelle : 2:1</p>						
Désignation de opérations		Outils	Paramètres de coupe			
			Vc m/min	Ap mm	Ae mm	f(z) mm/rev (dtc)
XXX	Pointage x6 phi 3	XXX	1000tr/min	XXX	XXX	XXX
XXX	Percage x6 phi 3	XXX	40	XXX	XXX	0,03
XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX
XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX
XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX

Système bielle-manivelle

- https://fr.wikipedia.org/wiki/Syst%C3%A8me_bielle-manivelle

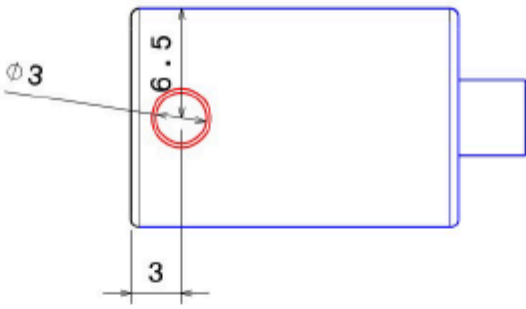
Etanchéité

- [2] <https://www.lens.org/lens/patent/170-745-114-550-635/frontpage?l=en>
- [3] <https://www.lens.org/lens/patent/025-770-607-654-990/frontpage?l=en>
- [4] <https://patents.google.com/patent/US2319392A/en?q=US2319392>
- [5] <https://patents.google.com/patent/US2366161A/en?q=US2366161>
- [6] <https://patents.google.com/patent/US2934368A/en?q=US2934368>
- [7] <https://patents.google.com/patent/US4262759A/en?q=US4262759>

- [8] <https://patents.google.com/patent/US5163692A/en?q=US5163692A>

		PROJET D'ETUDE DE FABRICATION PHASE 10	BUREAU DES METHODES			
Etabli par:XXX		ELEMENT:TETE PISTON	N°:			
Le: 08/03/2025		S/Ensemble:XXX	Matière:POM			
Programme:XXX		Ensemble:XXX	Brut:XXX			
Désignation: TOURNAGE						
Machine outil:XXX						
Vue de face Echelle : 3:1			Vue de face Echelle : 3:1			
Désignation de opérations		Outils	Paramètres de coupe			
			Vc	Ap	Ae	f(z)
			m/min	mm	mm	mm/tr (dt)
XXX	Chariotage ébauche ($\varnothing 13$)	SCLCL	200	2	0,2	
XXX	Chariotage finition ($\varnothing 13$)	SCLCL	220	0,4	0,12	
XXX	Chariotage ($\varnothing 4,5$)	SCLCL	200	1	0,15	
XXX	Dressage ébauche + finition	SCLCL	200	1	0,1	
XXX	Congé	XXX	XXX	XXX	XXX	
XXX	Pointage ($\varnothing 2,65$)	Foret à pointer	1000tr/min	1	0,1	
XXX	Perçage ($\varnothing 2,65$)	Foret $\varnothing ?$	40	XXX	XXX	0,02
XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX

		PROJET D'ETUDE DE FABRICATION PHASE 40	BUREAU DES METHODES			
Etabli par:XXX		ELEMENT:TETE PISTON	N°:			
Le: 08/03/2025		S/Ensemble:XXX	Matière: POM			
Programme: XXX		Ensemble: XXX	Brut:XXX			
Désignation: TOURNAGE						
Machine outil:XXX						
		Vue de face Echelle : 3:1	Vue de face Echelle : 3:1			
Désignation de opérations	Outils	Paramètres de coupe				
		Vc	Ap	Ae	f(z)	
XXX Dressage ébauche + finition	SCLCL	200	1		0,1	
XXX Congé	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	
XXX Pointage	Foret à pointer	1000tr/min	1	XXX	0,1	
XXX Perçage $\phi 13$	Foret $\phi 13$	40	XXX	XXX	0,13	

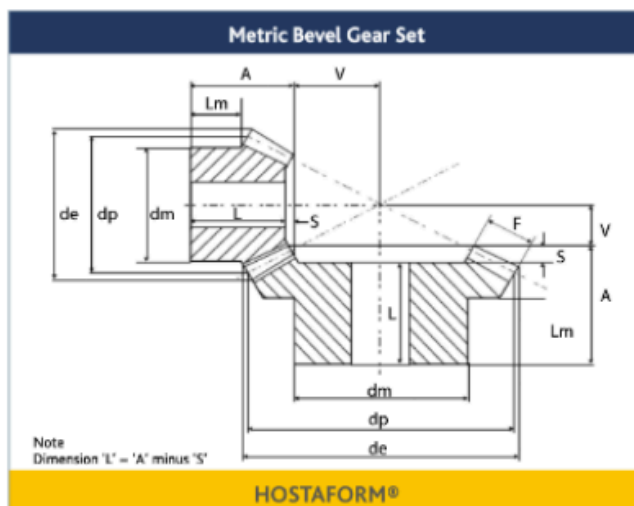
		PROJET D'ETUDE DE FABRICATION PHASE 20	BUREAU DES METHODES			
Etabli par:XXX		ELEMENT:TETE PISTON	N°:			
Le: 08/03/2025		S/Ensemble:XXX	Matière:POM			
Programme:XXX		Ensemble:XXX	Brut:XXX			
Désignation:FRAISAGE						
Machine outil:XXX						
 <p>Vue de face Echelle : 3:1</p>						
Désignation de opérations		Outils	Paramètres de coupe			
			Vc	Ap	Ae	f(z)
XXX	Pinulage	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX
XXX	Pointage	Foret à pointer	1000tr/min	XXX	XXX	XXX
XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX
XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX	XXX

Engrenages coniques

- DIN 3964, DIN 3967, DIN 3971
- Standard tolerances, unless otherwise stated ± 0.25 mm
- Shaft axis to intersect within ± 0.025 mm
- Angular accuracy between shafts ± 5 mins
- Mounting distance tolerance ± 0.05 mm
- Bore tolerance H8
- 20° pressure angle

- All dimensions in mm
- White HOSTAFORM® C

Note: Not sold as a set.



Ratio 2 : 1

MOD	RS Article no.	Pitch module	No. teeth	dp (mm)	de (mm)	dm (mm)	Bore	F (mm)	Lm (mm)	A (mm)	A+V (mm)	S (mm)
2	1827997	2	15	30	33.6	22.5	10	15	11.8	27	44.2	1
	1827998	2	30	60	62.2	30.2	12	15	11.8	24.2	32.6	1.6