

**École polytechnique de Louvain**

# **Conception et fabrication d'un réducteur magnétique et de son banc de test**

Auteur : **Nicolas COLSOUL**

Promoteur : **Bruno DEHEZ**

Lecteurs : **Benoît RAUCENT, Christophe VERSÈLE, Christophe DE GRÉEF, Virginie KLUYSKENS**

Année académique 2019–2020

Master [120] : ingénieur civil électromécanicien

---

## Résumé

L'entreprise Alstom ambitionne de revoir la chaîne de traction complète des métros et des trains régionaux. Cette chaîne est généralement constituée d'un réducteur de vitesse mécanique (engrenages) permettant le transfert de puissance entre un moteur et l'essieu. Les réducteurs mécaniques n'assument pas sans mal l'arrivée de nouveaux moteurs plus performants. Alstom souhaite remplacer ces réducteurs mécaniques par des réducteurs magnétiques à modulation de flux qui offrent de nombreux avantages. L'équipe de recherche de l'UCLouvain développe donc un modèle de ceux-ci.

Dans le cadre de ce développement, l'équipe souhaite fabriquer un ou plusieurs prototypes et confronter leurs performances au modèle développé par simulation. Ce mémoire couvre la conception et la fabrication mécanique d'un prototype à échelle réduite et d'un banc de test capable d'évaluer les performances d'un quelconque réducteur.

---

# Remerciements

Je tiens à remercier toutes les personnes qui ont contribué à cette année de mémoire ; j'ai été particulièrement entouré et je ne pourrais les remercier assez.

Merci à mon promoteur, Bruno Dehez, pour sa compréhension de mes attentes avant même que je n'aie choisi ce sujet et jusqu'à la fin du projet, mais aussi pour sa disponibilité, ses précieux conseils, sa méthodologie d'encadrement et son regard critique sur mon travail me poussant à aller plus loin. L'ambiance de travail était au-delà de mes attentes.

Merci à Christophe De Gréef, assistant de recherche, et Virginie Kluyskens, chercheuse, pour l'intérêt accordé à mon travail durant cette année et leur présence aux moments opportuns.

Ce mémoire ne serait pas celui qu'il est sans la confrontation des idées de cette équipe encadrante.

Merci également à Benoit Herman pour son avis sur l'usinabilité, sa relecture des plans et sa pédagogie. Merci Axel Jottard, responsable de l'usinage, d'avoir prêté attention à mon projet et de m'avoir permis de faire le lien entre la théorie et la pratique.

Merci à Yan Liu, chercheuse en électromécanique, pour son temps, sa bonne humeur et sa coopération sur la partie électronique et, plus particulièrement, sur le développement logiciel.

Merci à mes lecteurs. Tout d'abord, Benoît Raucent, professeur de conception mécanique à l'EPL, dont le cours est une base incroyable pour le développement de machines telles que celle que nous allons aborder. Et ensuite, Christophe Versèle de l'entreprise Alstom pour qui nous réalisons cette recherche.

Merci à mes collègues de l'entreprise Railnova et en particulier Sacha, pour leur flexibilité sur les horaires et pour avoir éveillé mon intérêt en électronique, en plus de la conception mécanique.

Merci à mes amis du kot pour le climat de travail agréable (malgré le confinement) et leur façon d'être au quotidien. Ils ont toujours eu un intérêt pour ce que je faisais, me poussant à vulgariser et à mettre les premiers mots sur ce projet.

Merci également à tous mes amis, Clément, Xavier, Julien, Romain et Renaud. Notre esprit de groupe nous a toujours poussé à rechercher le meilleur de nous-même et fournir un travail de qualité, s'épaulant les uns les autres.

Merci aussi à ma soeur, Anne-Line, pour le temps qu'elle a consacré à la relecture de ce mémoire avec curiosité mais aussi pour sa disponibilité durant cette année particulière.

Merci, finalement, à mes parents et ma soeur Marie-Lise, de m'avoir encouragé tout au long de ce cursus d'ingénieur électromécanique alors que les obstacles étaient parfois de taille.

Je ne pourrais oublier Aurore, ma copine, future ingénieure, dont l'intérêt et la curiosité sont sans nom. Merci d'avoir été là à chaque moment de ces années et d'avoir toujours trouvé les mots justes dans les situations délicates.

# Table des matières

<b>Introduction</b>	<b>5</b>
<b>1 Cahier des charges</b>	<b>7</b>
1.1 Réducteur magnétique . . . . .	8
1.2 Banc de test . . . . .	9
<b>2 Réducteur magnétique</b>	<b>10</b>
2.1 État de l'art . . . . .	10
2.1.1 Exemples de prototypes avec les pièces polaires statoriques . . . . .	12
2.1.2 Exemples de prototypes avec les pièces polaires rotoriques . . . . .	17
2.1.3 Conclusion de l'analyse des prototypes . . . . .	19
2.2 Étude cinématique . . . . .	20
2.2.1 Topologie . . . . .	20
2.2.2 Roulements . . . . .	25
2.3 Dimensionnement . . . . .	31
2.3.1 Dimensionnement des arbres . . . . .	32
2.3.2 Choix des roulements . . . . .	37
2.3.3 Étude de la déflexion . . . . .	38
2.3.4 Visserie . . . . .	41
2.4 Matérialisation . . . . .	42
2.4.1 Principes de conception . . . . .	43
2.4.2 Solution complète . . . . .	46
2.4.3 Mise en plan . . . . .	46
2.5 Assemblage . . . . .	49
2.5.1 Problèmes de conception . . . . .	49
2.5.2 Outils d'assemblage . . . . .	50
2.5.3 Notice de montage . . . . .	52
<b>3 Banc de test</b>	<b>63</b>
3.1 État de l'art . . . . .	63
3.2 Conception électromécanique . . . . .	66
3.2.1 Matériel électromécanique . . . . .	67
3.2.2 Principes de conception . . . . .	68
3.2.3 Solution complète . . . . .	69
3.3 Interface électronique . . . . .	76
3.4 Interface utilisateur . . . . .	79
3.4.1 Cahier des charges . . . . .	79
3.4.2 Maquettes de l'interface utilisateur . . . . .	85
<b>Conclusion</b>	<b>87</b>

<b>Annexes</b>	<b>91</b>
A Suite du projet . . . . .	91
A.1 Réducteur magnétique . . . . .	91
A.2 Banc de test . . . . .	92
B Vues 3D du réducteur . . . . .	93
C Plans du réducteur . . . . .	95
D Photos du réducteur imprimé en 3D . . . . .	110
E Vues 3D du banc de test . . . . .	114
F Plans du banc de test . . . . .	116
G Interface utilisateur . . . . .	129

# Introduction

L'entreprise Alstom, acteur important du secteur ferroviaire, souhaite mettre en avant l'innovation et s'inscrire dans une démarche de développement durable.

A ce titre, elle ambitionne de revoir la chaîne de traction complète des métros et des trains régionaux, en partant de la caténaire jusqu'à l'essieu. Ce projet, appelé *Traction 2020*, suit les exigences du marché et permettra à Alstom de se différencier de la concurrence. L'objectif, à terme, est d'augmenter le rendement de la chaîne de traction de 5%.

Alstom souhaite créer une rupture nette entre les technologies actuelles et celles de demain.

Une chaîne de traction est généralement constituée d'un réducteur de vitesse mécanique (engrenages) permettant le transfert de puissance entre une machine synchrone ou asynchrone et l'essieu. Les réducteurs mécaniques n'assument pas sans mal l'arrivée de nouveaux moteurs à reluctance variable dont le couple de sortie est pulsant. Alstom souhaite donc remplacer ces réducteurs mécaniques par des réducteurs magnétiques à modulation de flux qu'on retrouve déjà dans le secteur éolien ou automobile. En effet, les performances de ceux-ci sont bien meilleures et les avantages nombreux : meilleur rendement, pas de contact physique entre l'entrée et la sortie, diminution du bruit et des vibrations, définition du couple maximum transmissible intrinsèque, etc.

Alstom fait appel à plusieurs bureaux d'ingénieurs, et notamment l'UCLouvain. L'équipe de recherche locale développe donc un modèle magnétique de ces réducteurs aux aimants permanents. Dans le cadre de ce développement, l'équipe souhaite fabriquer un ou plusieurs prototypes et confronter leurs performances au modèle développé par simulation.

Le premier volet de ce mémoire couvre la conception mécanique d'un réducteur magnétique à échelle réduite. Le prototype sera, certes, plus petit, mais d'une capacité de couple massique (et volumique) similaire à un modèle prochainement installé dans un train.

Nous étudierons d'abord la cinématique de ces réducteurs pour retenir l'une ou l'autre topologie. Nous verrons les différentes possibilités pour résoudre les problèmes de guidage et nous dimensionnerons les composants principaux (les arbres, les roulements et les vis). Pour réaliser le prototype, nous verrons les différentes solutions proposées pour la structure interne et les différentes contraintes que nous avons rencontrées menant à l'évolution de cette structure. Nous présenterons également l'assemblage de manière générale et les outils nécessaires à celui-ci.

Le deuxième volet de ce mémoire parlera de la conception d'un banc de test capable d'évaluer les performances d'un quelconque réducteur : mesure du couple maximum transmissible et du rendement selon les vitesses d'entrée et de sortie.

Nous verrons les différents dispositifs électromécaniques nécessaires à son fonctionnement et nous procéderons au choix de chacun de ces dispositifs. Nous expliquerons comment ont été conçues les différentes pièces de support de ces dispositifs. Nous verrons par la suite quel matériel électronique sera nécessaire pour permettre au banc de fonctionner via une interface utilisateur et extraire les données des tests. Une analyse de risque de la machine complète sera également menée.

Ces deux chapitres s'appuieront sur un cahier des charges rédigés précédemment par un membre de l'équipe.

Il était prévu d'usiner les différentes pièces nécessaires à la fabrication du réducteur magnétique et du banc de test et d'assembler le tout. Ceci aurait permis d'effectuer les premiers tests et analyser les performances. Mais en raison du COVID-19, cette étape n'a pas pu avoir lieu. Les plans complets sont cependant finalisés et validés par les opérateurs d'usinage. Le prototype et son banc de test pourront donc voir le jour physiquement dans les prochains mois.



## 1.1 Réducteur magnétique

**Contexte :** conception d'un réducteur de vitesse magnétique

**Fonctions principales :**

- FP1 : conservation de la puissance
  - FP1.1 : réduction de la vitesse entre l'arbre d'entrée et l'arbre de sortie selon le rapport de réduction
  - FP1.2 : augmentation du couple entre l'arbre d'entrée et l'arbre de sortie selon le rapport de réduction

**Exigences fonctionnelles, critères et niveaux :**

- EF1.1 : rapport de réduction de 4 [-]
- EF1.2 : puissance maximale transmise de 4,5 [kW]
  - EF1.1.1 : vitesse d'entrée maximum de 360 [rad/s], soit 3438 [rpm]
  - EF1.1.2 : vitesse de sortie maximum de 90 [rad/s], soit 860 [rpm]
  - EF1.2.1 : couple d'entrée maximum de 12,5 [Nm]
  - EF1.2.2 : couple de sortie maximum de 50 [Nm]

**Contraintes :**

- C1 : dimensions
- C2 : support
- C3 : sécurité

**Exigences de contraintes :**

- EC1.1 : diamètre extérieur maximum de 150 [mm]
- EC1.2 : longueur totale maximum de 300 [mm]
- EC1.3 : sortie d'arbre de minimum 40 [mm]
- EC2 : le dispositif se tient entièrement de lui-même et ne forme au final qu'une seule pièce avec un arbre d'entrée et de sortie
- EC3 : le dispositif respecte les règles du dimensionnement mécanique standard pour fonctionner en toute sécurité

## 1.2 Banc de test

**Contexte :** conception d'un banc pour caractériser un prototype de taille réduite

**Fonctions principales :**

- FP1 : appliquer un couple d'entrée et un couple de freinage sur le prototype
- FP2 : mesurer une série de paramètres en entrée et en sortie
  - Position angulaire
  - Vitesse angulaire
  - Couple
  - Rendement

**Exigences fonctionnelles, critères et niveaux :**

- EF1.1 : capable de caractériser n'importe quel prototype répondant aux spécifications décrites à la section 1.1
- EF1.2 : vitesse d'entrée maximum de 400 [rad/s], soit 3820 [rpm]
- EF1.3 : couple d'entrée jusqu'à 15 [Nm]
- EF1.4 : couple de freinage jusqu'à 60 [Nm]
  
- EF2.1 : classe de précision 0.2
- EF2.2 : prise directe

**Contraintes :**

- C1 : dimensions
- C2 : sécurité

**Exigences de contraintes :**

- EC1 : longueur totale maximum de 1500 [mm]
  
- EC2 : le dispositif respecte les règles du dimensionnement mécanique standard pour fonctionner en toute sécurité et une analyse de risque est menée en bonne et due forme

# Chapitre 2

## Réducteur magnétique

### 2.1 État de l'art

Pour appréhender les différentes contraintes liées au fonctionnement d'un réducteur de vitesse magnétique, il est intéressant de comprendre l'intérêt et le fonctionnement de celui-ci, ainsi que les différentes pièces qui le constituent.

Les boîtes de vitesse mécaniques sont abondamment utilisées pour ajuster la vitesse entre l'entraînement et la charge, que ce soit pour augmenter la vitesse (par exemple dans l'éolien) ou pour la diminuer (par exemple dans le ferroviaire). Il est généralement plus intéressant au niveau du coût et du poids d'utiliser un réducteur et une machine électrique haute vitesse que de concevoir un moteur parfaitement adapté. Mais les réducteurs mécaniques, composés d'engrenages, sont sujets à l'usure et génèrent du bruit. En 1901, l'ingénieur C. G. Armstrong propose une alternative sans contact direct : utiliser des aimants permanents [1].

L'idée est intéressante mais les performances sont médiocres : le couple transmissible et le rendement ne dépassent pas les  $5 \text{ kNm/m}^3$  et 35%. Différentes raisons mettront cette invention de côté pour quelques années [32], notamment la complexité et la mauvaise densité de couple pour les topologies proposées.

En 1968, T. B. Martin dépose le premier brevet [24] concernant une transmission magnétique à aimants permanents avec modulation de flux avec une topologie complètement différente. Celle-ci est caractérisée par trois éléments avec un même axe de révolution. L'un des éléments entraîne tandis qu'un autre est entraîné. L'invention se différencie grâce au troisième élément qui permet de changer la direction et l'amplitude du couple entre l'entrée et la sortie. Le dispositif permet alors d'augmenter ou de diminuer la vitesse impliquant un changement de couple inversement proportionnel.

Ces trois éléments concentriques sont représentés sur la figure 2.1 : les parties intérieures et extérieures sont toutes les deux composées d'aimants permanents en alternance nord et sud, tandis que la partie intermédiaire est composée de plots ferromagnétiques.

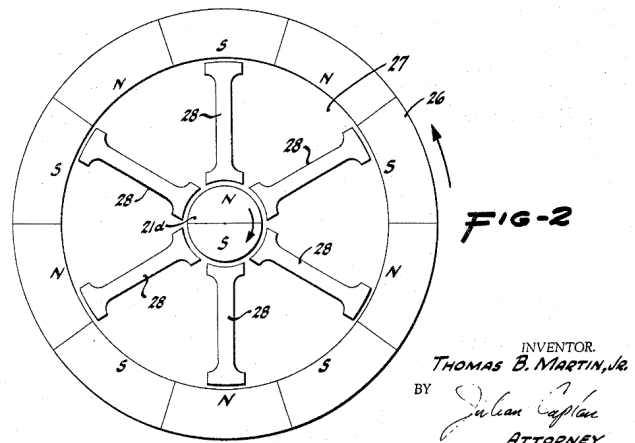


FIGURE 2.1 – Extrait du brevet déposé en 1968 par Thomas B. Martin [24]

En 1980, D.E. Hesmondhalgh propose une nouvelle topologie assez similaire à celle de Martin mais qui diffère sur la géométrie des aimants et en présente les premiers résultats expérimentaux [14].

Les performances sont bien meilleures (jusqu'à  $150 \text{ kNm/m}^3$  et 95% de rendement) et amènent un réel intérêt pour l'industrie notamment avec l'arrivée des aimants aux terres rares. Les avantages d'un engrenage magnétique de ce type sont multiples :

- Réduction du bruit et des vibrations, ce qui est important dans le domaine de la propulsion navale, par exemple.
- Réduction de la maintenance et meilleure fiabilité, ce qui est un avantage certain dans tous les domaines de la propulsion.
- Définition intrinsèque du couple maximum transmissible et protection en cas de surcharge, ce qui est utile dans l'industrie.
- Isolation physique entre l'arbre d'entrée et l'arbre de sortie, ce qui peut être pertinent dans le cas des pompes, par exemple.

Depuis quelques années, la littérature s'est considérablement agrandie sur le sujet.

En 2001, K. Attalah, S.D. Calverley et D. Howe proposent une nouvelle topologie [2] [3] pour la couronne intermédiaire, approfondissant les précédentes recherches. Ils mettent en évidence des paramètres géométriques importants afin d'améliorer les performances. Cet anneau est composé de dents à faible réluctance ferromagnétique appelées "pièces polaires" et qui agissent comme un rail de guidage pour le flux magnétique en modulant les harmoniques magnétiques provenant des deux rotors aux aimants permanents. Les flux modulés sont ajustés sur une même harmonique et peuvent générer le couple réluctant.

Il existe plusieurs topologies pour ces réducteurs à modulation de flux avec des intérêts différents [32] mais ce mémoire ne se focalisera que sur les réducteurs magnétiques dits "coaxiaux" car ils sont les plus pertinents pour notre domaine d'application.

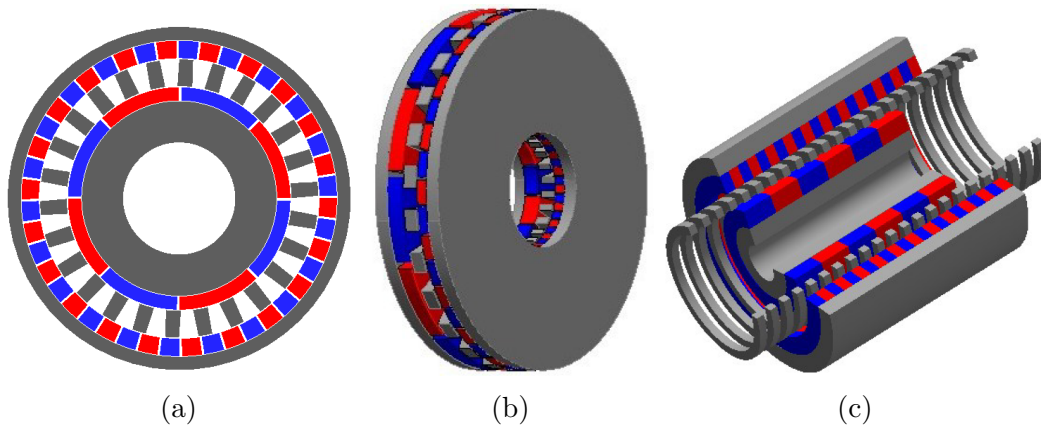


FIGURE 2.2 – Topologies concentriques : (a) type coaxial, (b) type disque et (c) type linéaire.

Une analogie du réducteur magnétique aux trains épicycloïdaux planétaires mécaniques est proposée par Desvaux [7]. Dans ces deux dispositifs, trois éléments sont présents : deux sont en rotation alors que le troisième est fixe. Tout comme le nombre de dents d'un engrenage a de l'importance, le nombre d'aimants (de pôles) en a également pour définir les rapports de vitesse.

Le fonctionnement le plus simple est celui où les pièces polaires sont fixes, le rotor au faible nombre d'aimants permanents constitue le rotor haute vitesse et le rotor au grand nombre d'aimants permanents est le rotor basse vitesse. Il est tout à fait envisageable de fixer l'une ou l'autre partie sans modifier le comportement du réducteur, les deux autres éléments prenant alors le relais.

La littérature est assez vaste et le nombre de prototypes ne fait que croître mais il est difficile de trouver de la littérature concernant la mécanique générale de ces réducteurs (cinématique, dimensionnement, pièces supplémentaires, etc). Nous proposons de parcourir les différents prototypes et d'analyser le fonctionnement de chacun ; souvent sur base de photos ou de plans 3D. D'emblée, nous pouvons diviser ces prototypes en deux grandes catégories : les pièces polaires statoriques et les pièces polaires rotoriques.

### 2.1.1 Exemples de prototypes avec les pièces polaires statoriques

Ces prototypes présentent la topologie la plus classique avec les pièces polaires statoriques.

Le prototype [2] présente des pièces polaires sous forme d'anneau. Celui-ci est constitué de tôles laminées pour éviter les pertes par courant de Foucault. On peut voir sur la figure 2.3a que tous les pôles sont reliés ensemble sur l'extérieur par une fine épaisseur de tôle, facilitant ainsi l'assemblage. Ces différentes tôles sont situées entre deux flasques, elles-mêmes mises en compression via des tiges filetées traversantes en acier. Pour éviter le glissement tangentiel entre les tôles, l'article mentionne un remplissage des interstices à l'époxy.

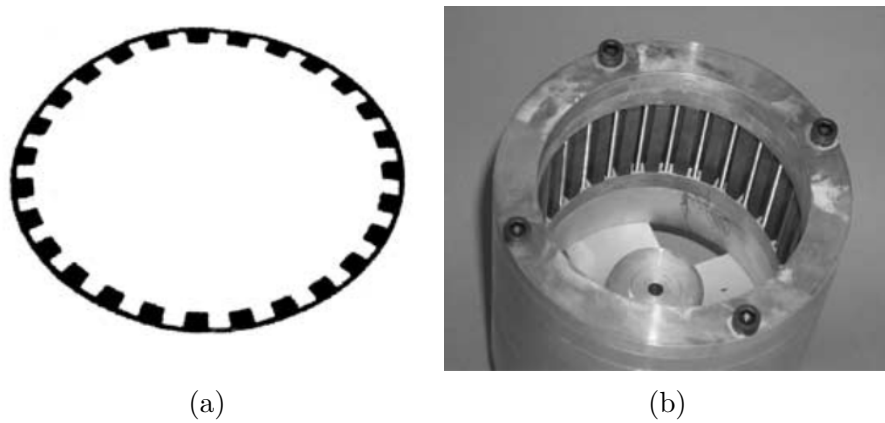


FIGURE 2.3 – Prototype [2] : (a) tôles ferromagnétiques, (b) pièces polaires et leurs supports.

Le prototype [28] présente des segments (barres métalliques) maintenus par un diélectrique en nylon (figure 2.4). Une cloche en aluminium forme le rotor basse vitesse (figure 2.4 à gauche) sur laquelle un empilement de tôles se visse. L'arbre se visse également sur le plus grand diamètre. Le rotor haute vitesse est en aluminium et composé de tôles mises en compression par un système de boulons. Chaque pôle (sur les deux rotors) est constitué de deux aimants en série.

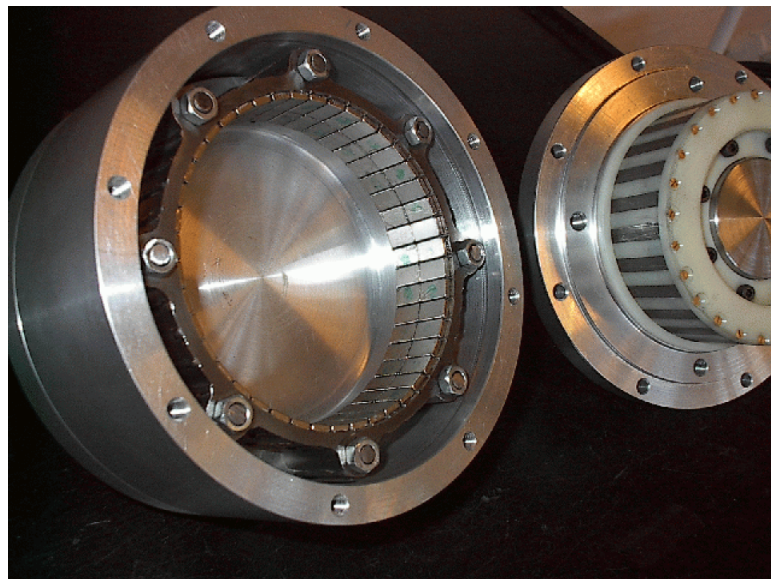


FIGURE 2.4 – Prototype [28], à gauche le rotor basse vitesse, à droite le stator et le rotor haute vitesse à l'intérieur

Les prototypes [19] permettent une comparaison expérimentale entre deux réducteurs équivalents mais dont l'un présente une disposition d'aimants de Halbach qui permet de renforcer le champ en certains points définis. Cette topologie permet la diminution des pertes fer et de l'ondulation du couple<sup>1</sup> ainsi que l'augmentation du couple de décrochage et donc du couple transmissible.

L'article [11] présente une solution mécanique complète et bien détaillée, illustrée à la figure 2.5. Les pièces polaires sont montées en porte à faux et soutenues par une flasque (sur la droite) fixée au châssis. Le stator est composé de différents barreaux ferromagnétiques et de deux

1. "Ripple torque" en anglais

anneaux en acier, assurant ainsi une bonne rigidité (figure 2.6b). Une table est ajoutée pour lier les différentes flasques.

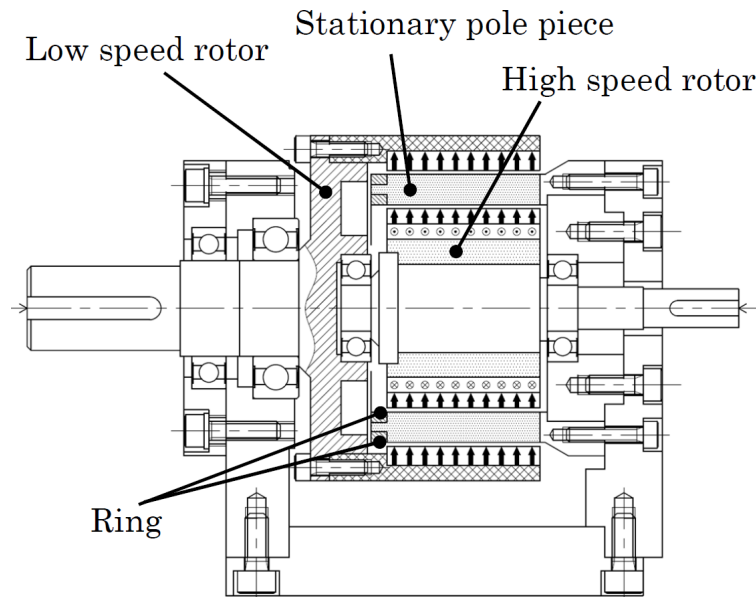


FIGURE 2.5 – Prototype avec pièces polaires en porte à faux et table de liaison [11]

Le rotor basse vitesse est en porte à faux et soutenu deux fois à gauche par deux roulements à gorge profonde distincts. Une séparation existe entre l'arbre et la cloche qui supporte les aimants (figure 2.6c). Le rotor haute vitesse (figure 2.6a), quant à lui, est supporté une fois à droite avec une pièce intermédiaire fixée au châssis et une fois à gauche sur le rotor basse vitesse. Les arbres sont en alliage amagnétique pour éviter d'intercepter le flux. Les portées extérieures comportent une rainure de clavette pour l'accouplement. Ce prototype ne semble présenter aucun empilement de tôles.

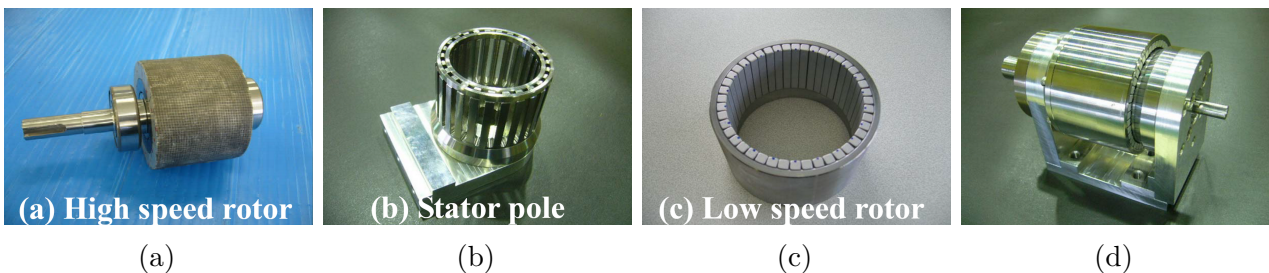


FIGURE 2.6 – Pièces composant le prototype [11]

Le prototype de Desvaux [7] présente une topologie différente mais dont le guidage est comparable à la structure coaxiale avec pièces polaires statoriques. Les deux rotors sont en porte à faux et, par souci de facilité, les plots ferromagnétiques qui composent les pièces polaires sont simplement rectangulaires. Les différentes culasses sont composées de picots pour permettre le positionnement des aimants.

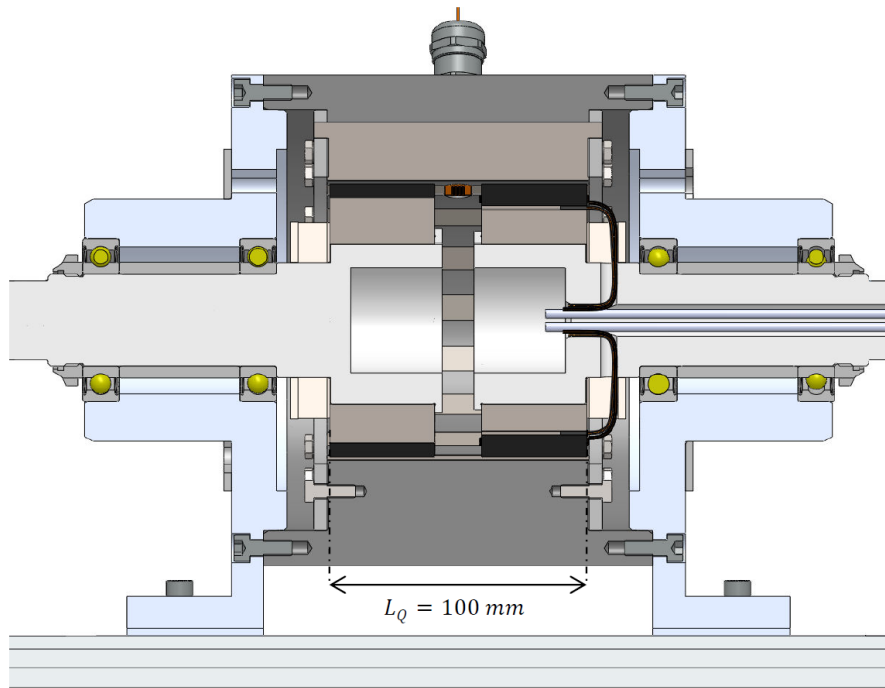


FIGURE 2.7 – Prototype avec deux rotors en porte à faux [7] (topologie coaxiale)

Les tôles ont un revêtement thermo-adhérent qui facilite leur assemblage effectué à l'aide d'outils de montage dédiés et conçus par un tiers. Ces outils (figure 2.8) permettent d'ajuster et de serrer les tôles avant le passage au four.

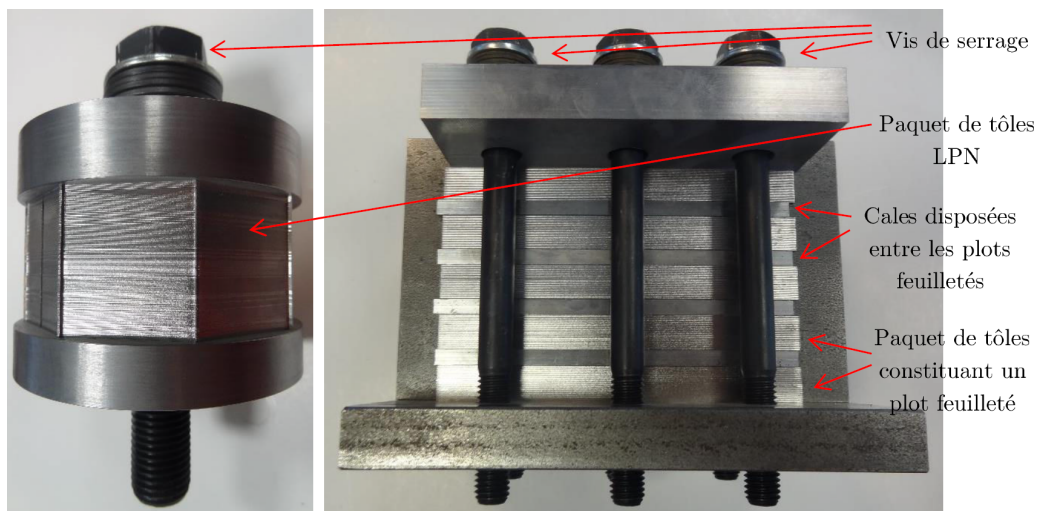


FIGURE 2.8 – Prototype [7] : outils de montage dédiés à l'assemblage des tôles (à gauche, la culasse haute vitesse et à droite les pièces polaires)

Les tôles sont alors insérées sur leur arbre respectif qui semblent être en acier (la figure 2.9a montre le rotor haute vitesse) et reçoivent les aimants à la forme particulière : plat du coté culasse et cylindrique du coté entrefer (similaires à ceux présentés dans l'article [38]). Les barres formées par l'empilement des tôles forment les pièces polaires et sont enfoncées dans une chemise en résine (figure 2.9b).

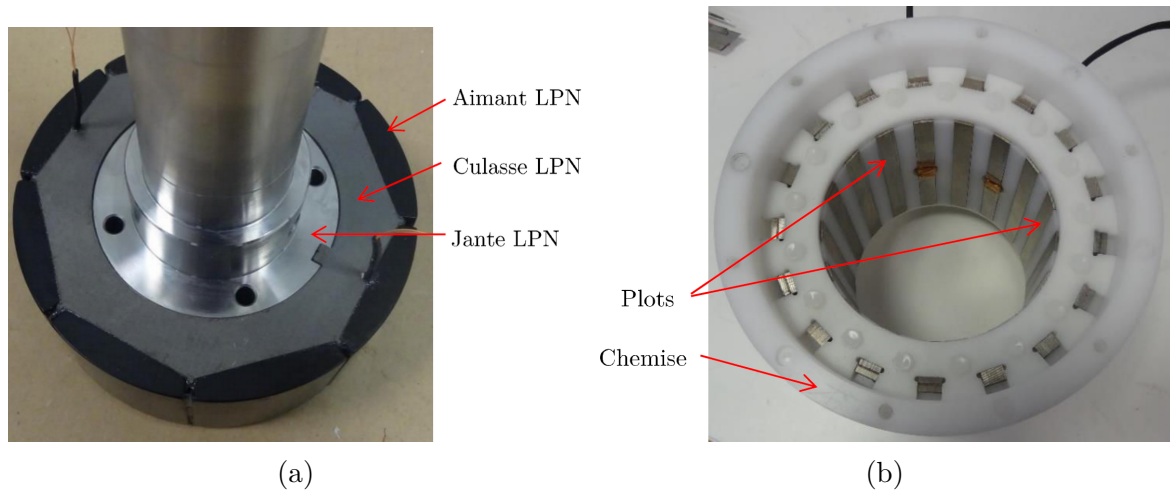


FIGURE 2.9 – Prototype [7] : (a) rotor haute vitesse, (b) pièces polaires et leurs supports.

Le prototype [38] a, quant à lui, une cinématique particulière (représentée à la figure 2.10). Le stator est solidement fixé à droite au châssis par le biais d'une flasque. Celui-ci est en porte à faux et supporte le rotor haute vitesse (*inner rotor*) une fois à gauche et une fois à droite. La partie basse vitesse (*outer rotor*) est supportée par la flasque et par l'arbre haute vitesse, sur les bagues extérieures des roulements. Cette topologie fonctionne si la rigidité du porte à faux est assurée. Nous supposons que l'arbre basse vitesse est vissé sur le flanc gauche.

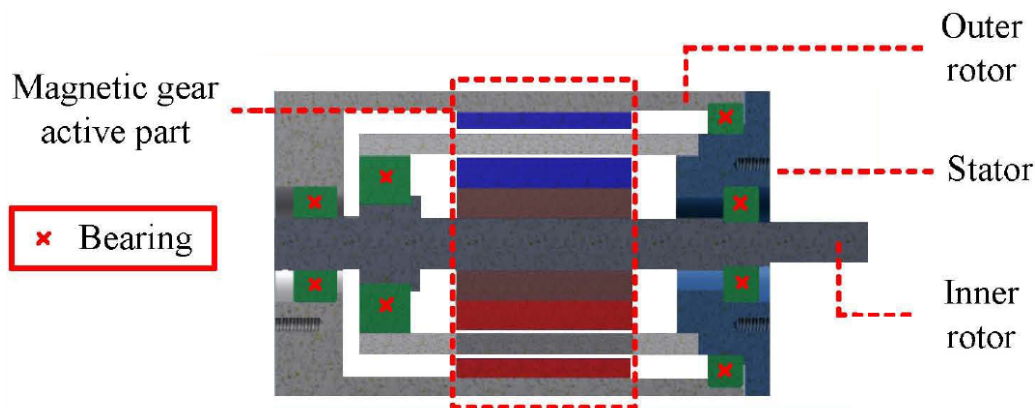


FIGURE 2.10 – Prototype [38] dont le rotor intérieur supporte le rotor extérieur

Le prototype [36] n'est pas détaillé mais a la particularité d'avoir des aimants troués permettant un passage de vis. Les aimants, surtout pour le rotor haute vitesse, sont soumis à l'effet centripète ; ces vis facilitent grandement l'assemblage et garantissent une bonne fiabilité (figure 2.11a). De la même manière, les pièces polaires sont formées de barres ferromagnétiques percées de part et d'autre pour faciliter le support et l'assemblage (figure 2.11b).



FIGURE 2.11 – Prototype [36] : (a) rotor haute vitesse, (b) pièces polaires et leurs supports.

Le brevet [18] est bien détaillé et présente une cinématique très différente dont le plan final est représenté à la figure 2.12.

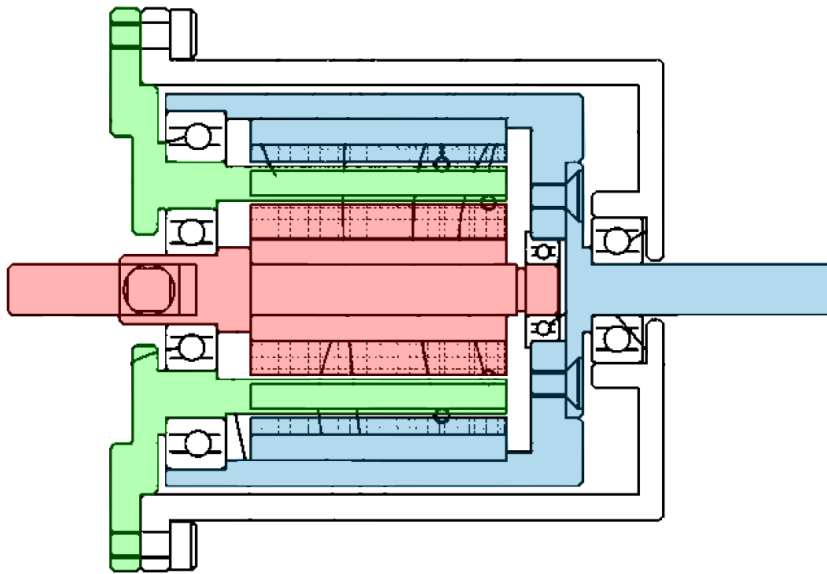


FIGURE 2.12 – Extrait du brevet [18] : en rouge, rotor haute vitesse, en vert, les pièces polaires et en bleu, le rotor basse vitesse

Les pièces polaires sont montées en porte à faux par rapport au châssis. Le rotor haute vitesse, en rouge, est soutenu une fois à gauche par les pièces polaires et une fois à droite par le rotor basse vitesse (en bleu). Ce dernier est supporté par, à gauche, la bague extérieure d'un roulement monté sur les pièces polaires, et à droite, la bague intérieure d'un roulement serré dans un carter. Nous notons l'utilisation de roulements à gorges profondes et la séparation de l'arbre de la partie basse vitesse et de la cage qui la forme pour faciliter le montage.

### 2.1.2 Exemples de prototypes avec les pièces polaires rotoriques

Ces prototypes présentent des topologies dont la partie aux grands nombre d'aimants permanents est statorique ; les pièces polaires sont alors le rotor dit "basse vitesse".

Le prototype [34] présente une topologie assez complexe et dont l'assemblage n'est pas évident (figure 2.13). La partie aux grands nombre d'aimants permanents est représentée en bleu et le rotor dit "basse vitesse", en bordeaux. Les supports des arbres sont représentés en rouge et leurs agencements évitent tout porte à faux. Le rotor haute vitesse (en vert) est soutenu une fois à droite, par un roulement logé dans l'arbre basse vitesse, et une fois à gauche, sur

la face du bloc de montage. Le rotor basse vitesse et son arbre (en orange) sont soutenus une fois à droite, par un roulement monté indirectement sur la face du bloc de montage, et une fois à gauche, sur la bague extérieure d'un roulement monté sur l'arbre haute vitesse. Pour permettre l'assemblage, la topologie "sandwich", avec les tiges filetées traversants les deux blocs de montage, est obligatoire.

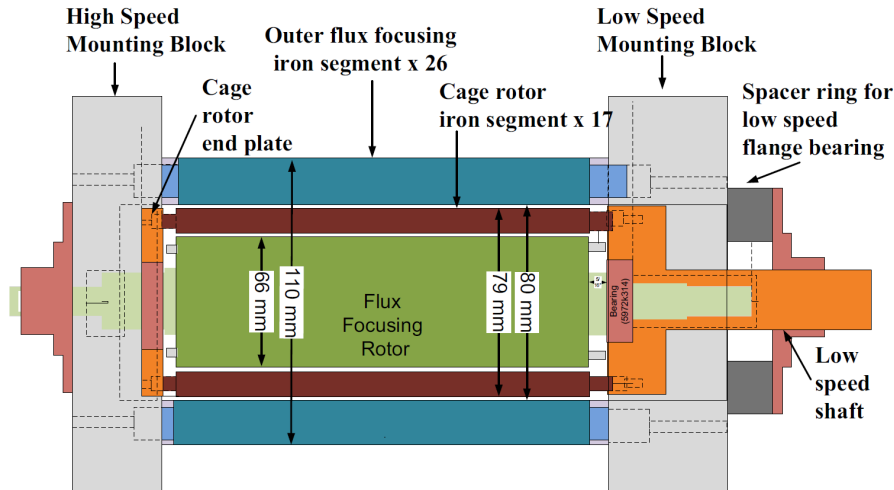


FIGURE 2.13 – Prototype [34] en assemblage "sandwich"

Le brevet [4] présente une topologie dont une coupe est représentée à la figure 2.14. Le problème de porte à faux est astucieusement résolu. Le rotor basse vitesse (en vert) est supporté une fois sur la bague intérieure d'un roulement fixé au châssis (à gauche, en bleu) et une fois sur la bague extérieure d'un roulement monté sur l'arbre haute vitesse (à droite). Le rotor haute vitesse (en rouge) est maintenu sur les bagues intérieures de deux roulements, par le rotor basse vitesse (à gauche) et par le châssis (à droite). Le blocage axial est assez complexe et repose en grande partie sur un épaulement du rotor haute vitesse (extrémité droite). Pour faciliter le montage, le carter se décompose en 3 pièces : un cylindre et deux flasques.

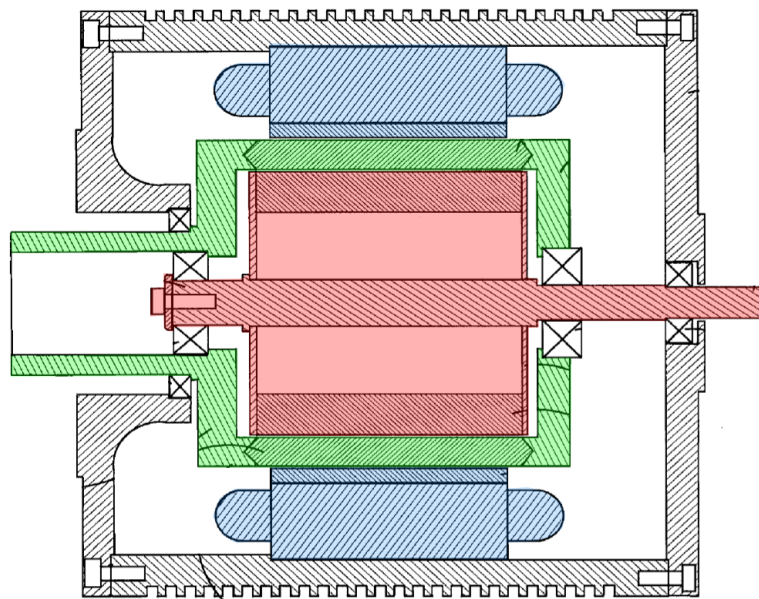


FIGURE 2.14 – Extrait du brevet [4] : en rouge, rotor haute vitesse, en vert, les pièces polaires et en bleu, le rotor basse vitesse

Le brevet [12] défend une topologie dont une coupe est représentée à la figure 2.15. Sa

spécificité est d'utiliser deux étages de roulements pour résoudre totalement le problème de porte à faux. Le rotor haute vitesse (en rouge) est soutenu deux fois par le rotor basse vitesse. Ce dernier est également soutenu deux fois par le châssis. Tous les appuis sont des roulements à billes à gorge profonde. Les différents arbres présentent des réseaux de cannelures, probablement pour faciliter l'accouplement. Le carter extérieur semble être composé de quatre parties pour permettre l'assemblage.

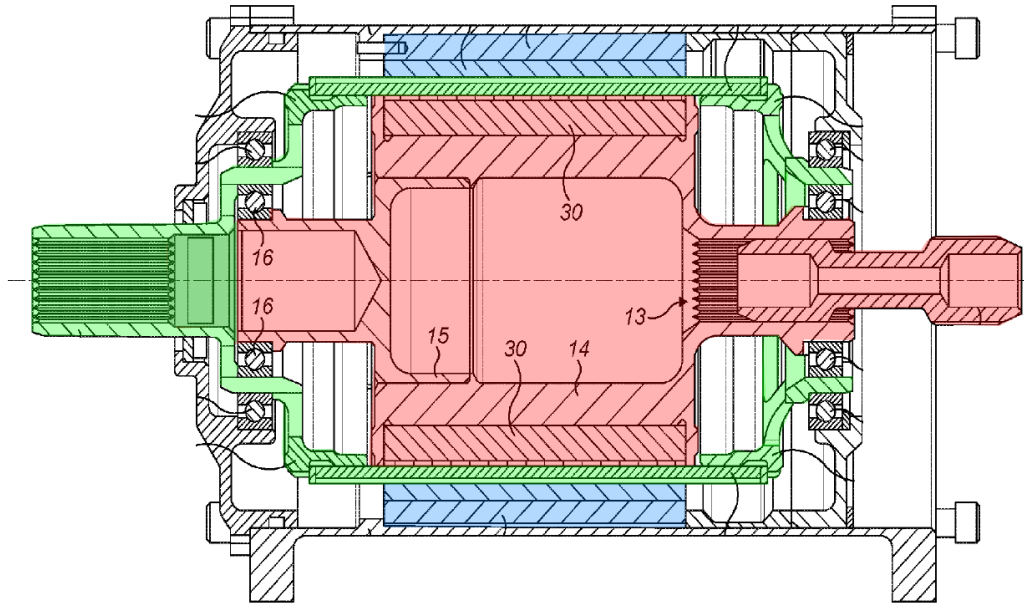


FIGURE 2.15 – Extrait du brevet [4] : en rouge, rotor haute vitesse, en vert, les pièces polaires et en bleu, le rotor basse vitesse

### 2.1.3 Conclusion de l'analyse des prototypes

Nous pouvons nous rendre compte que le problème de porte à faux des différents rotors est inévitable : certains ont pu le résoudre avec des structures plus complexes et d'autres l'ont simplement accepté, proposant souvent un assemblage plus facile. Le choix du stator s'est généralement porté sur les pièces polaires ou sur la partie aux grands nombres d'aimants permanents (extérieures). L'utilisation de roulements à billes à gorge profonde semble faire l'unanimité. La mise en place des tôles ferromagnétiques (par exemple pour les pièces polaires) est un vrai défi tout comme le maintien des aimants permanents.

Ces quelques prototypes nous donnent de précieuses informations en vue de la future conception et de l'assemblage.

## 2.2 Étude cinématique

### 2.2.1 Topologie

La section 2.1 expose les différents problèmes de cinématique qu'un tel réducteur peut présenter. Pour ce chapitre, nous avons fait abstraction des schémas présentés ci-dessus afin d'entamer une réflexion basée sur nos propres critères.

Notre cahier des charges présentait une exigence de contrainte assez claire : le dispositif se tient entièrement de lui-même et ne forme au final qu'une seule pièce avec un arbre d'entrée et de sortie. Les solutions cinématiques qui nécessitent de multiples supports fixés à un châssis ne faisant pas partie du dispositif peuvent déjà être mises de côté.

Un autre critère déterminant est la densité volumique et massique de couple. Si l'on souhaite concevoir un réducteur très performant mais aussi très compact, il est nécessaire que les différentes pièces de supports occupent un volume très réduit et soient également fonctionnelles. Une solution qui comporte une "table" supplémentaire pour supporter les différentes pièces nous semble ne pas répondre à ce critère (exemple de cette topologie à la figure 2.5).

Fixer la partie la plus extérieure et, a priori, la plus lourde permet de diminuer les vibrations liées à un quelconque balourd.

Nous nous intéresserons donc uniquement aux topologies dont la partie au grand nombre d'aimants permanents (extérieure) est statorique et fait office de châssis. Rigoureusement, nous explorerons plusieurs possibilités en combinant chaque solution.

Les schémas cinématiques suivants mettent en évidence le guidage mais aussi l'espace nécessaire à celui-ci ; la longueur active étant toujours identique.

- Les figures 2.16 à 2.20 proposent des solutions où les deux rotors sont en porte à faux (groupe 1).
- Les figures 2.21 à 2.26 proposent des solutions où le problème de porte à faux du rotor haute vitesse est solutionné (groupe 2)
- A l'inverse, les figures 2.27 à 2.31 proposent une structure où le problème de porte à faux du rotor basse vitesse est solutionné (groupe 3)
- Les figures 2.32 à 2.37 proposent des solutions où les rotors ne sont plus en porte à faux (groupe 4).

- Rotor haute vitesse (faible nombre d'aimants permanents)
  - Rotor basse vitesse (pièces polaires)
  - Stator (grand nombre d'aimants permanents)

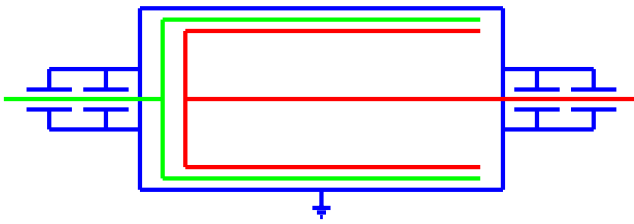


FIGURE 2.16 - 1-Basique

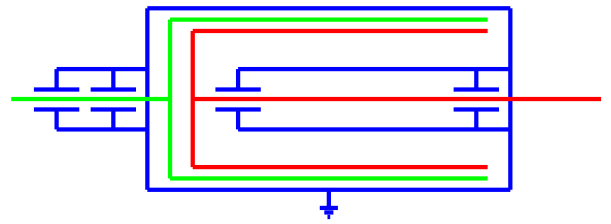


FIGURE 2.17 - 1A

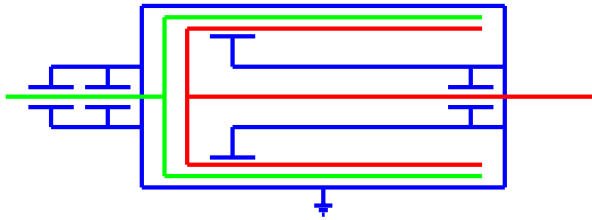


FIGURE 2.18 - 1B

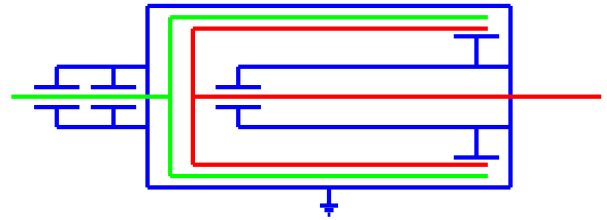


FIGURE 2.19 - 1C

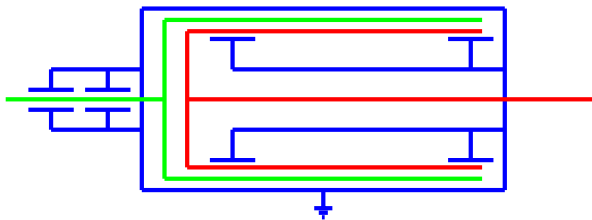


FIGURE 2.20 - 1D

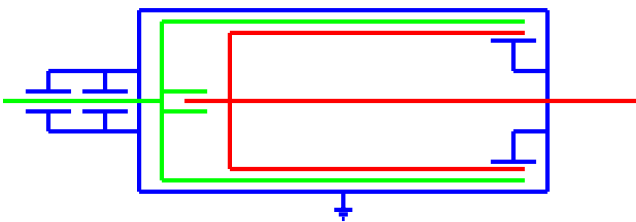


FIGURE 2.21 - 2A

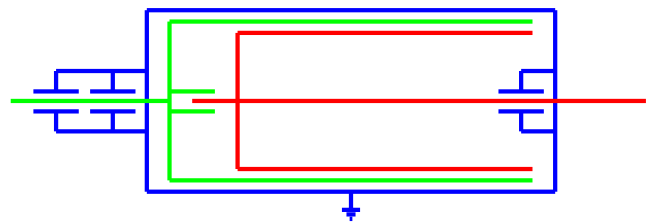


FIGURE 2.22 - 2A-1

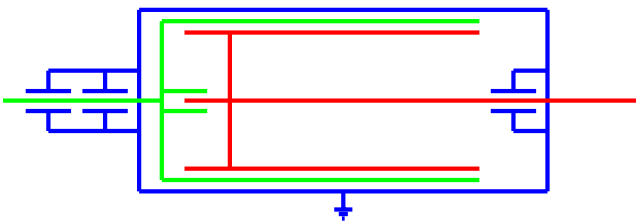


FIGURE 2.23 - 2B

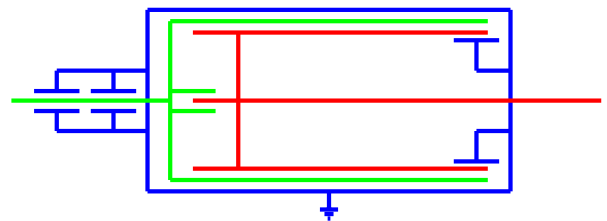


FIGURE 2.24 - 2B-1

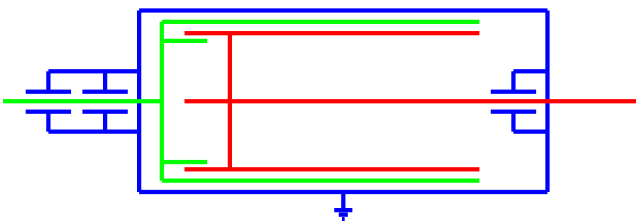


FIGURE 2.25 - 2C

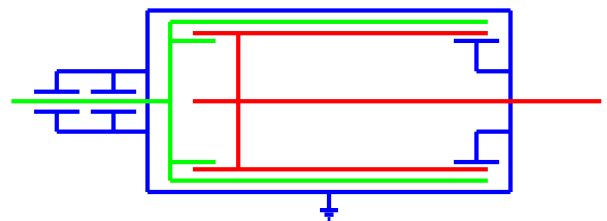


FIGURE 2.26 - 2C-1

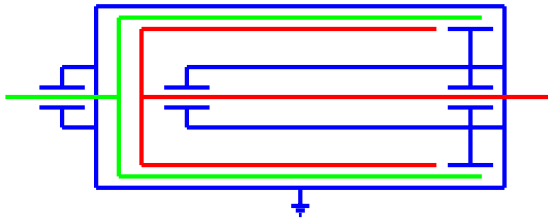


FIGURE 2.27 - 3A

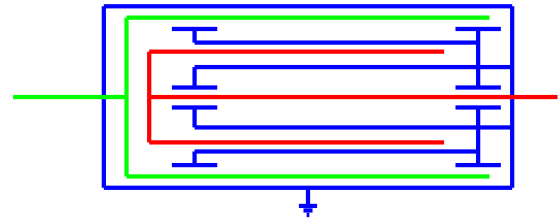


FIGURE 2.28 - 3A-1

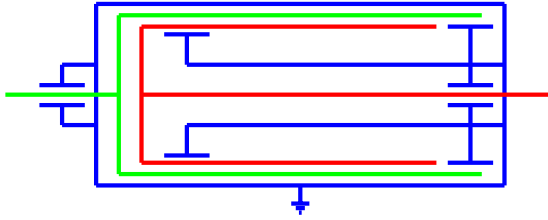


FIGURE 2.29 - 3B

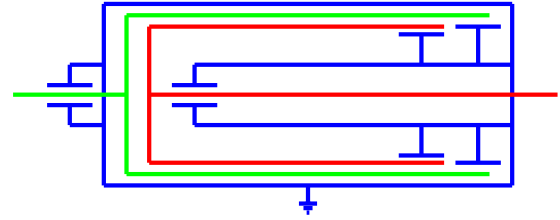


FIGURE 2.30 - 3C

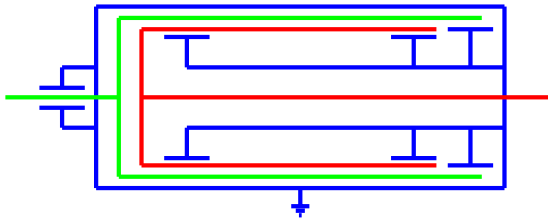


FIGURE 2.31 - 3D

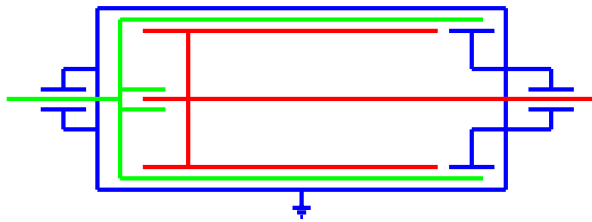


FIGURE 2.32 - 4B

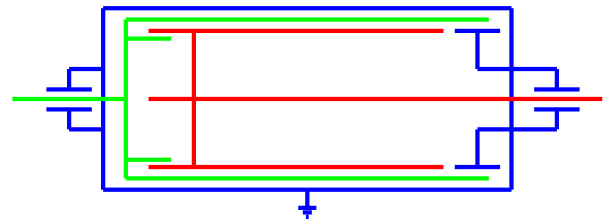


FIGURE 2.33 - 4B-1

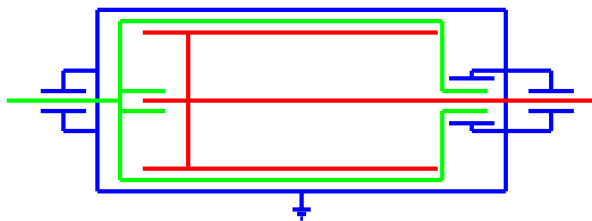


FIGURE 2.34 - 4C

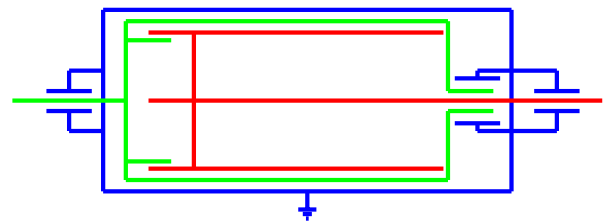


FIGURE 2.35 - 4C-1

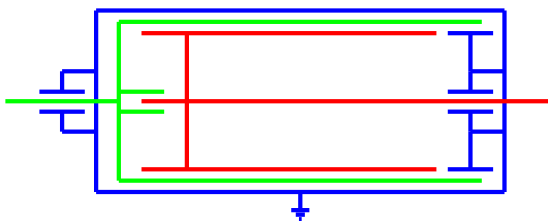


FIGURE 2.36 - 4D

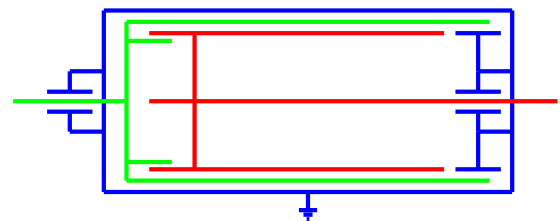


FIGURE 2.37 - 4D-1

L'analyse se base sur plusieurs critères et chaque critère est noté sur un maximum de 5 points : 5 étant la solution la plus optimale parmi toutes les solutions.

**La complexité d'assemblage :** ce critère se base sur le nombre de pièces minimum à usiner/assembler pour réaliser la structure. Ce critère affecte particulièrement le groupe 4.

**La tenue mécanique :** ce critère permet d'évaluer rapidement quelles sont les structures qui sont les plus efficaces pour guider les différents arbres. Le nombre de pièces en porte à faux et le nombre de pièces reposants sur une pièce elle-même en porte à faux sont pris en compte.

**Le rendement mécanique :** ce critère permet de mettre en évidence les structures qui nécessitent d'utiliser des roulements de très grande taille au rendement moins bon ou difficilement trouvables si l'on souhaite des roulements amagnétiques. A ce stade, on ne considère pas les rotations sur les bagues extérieures ou intérieures des roulements.

**La complexité d'usinage :** ce critère permet d'évaluer rapidement la complexité de la chaîne de tolérance nécessaire pour garantir un guidage idéal des différents arbres. La note est basée sur le nombre d'arbres dont les supports sont séparés par une longue distance.

Finalement, nous avons décidé que les critères de rendement et tenue mécaniques étaient d'une importance capitale pour notre prototype et les valeurs obtenues pour ces critères ont donc été doublées. Les tableaux 2.1 à 2.4 présentent les résultats dont les totaux sont exprimés sur 20.

	1-Basique	1A	1B	1C	1D
Complexité d'assemblage	5	5	5	5	5
Tenue mécanique	2	2	2	2	2
Rendement mécanique	5	5	4	4	3
Complexité d'usinage	5	3	3	3	3
<b>Total</b>	18	15	14	14	13
<b>Total orienté mécanique</b>	17,3	14,7	13,3	13,3	12

TABLE 2.1 – Groupe 1

	2A	2A-1	2B	2B-1	2C	2C-1
Complexité d'assemblage	5	5	5	5	5	5
Tenue mécanique	4	4	4	4	4	4
Rendement mécanique	4	5	5	4	4	3
Complexité d'usinage	4	4	4	4	4	4
<b>Total</b>	17	18	18	17	17	16
<b>Total orienté mécanique</b>	16,7	18	18	16,7	16,7	15,3

TABLE 2.2 – Groupe 2

	3A	3A-1	3B	3C	3D
Complexité d'assemblage	5	5	5	5	5
Tenue mécanique	3	2	3	4	4
Rendement mécanique	4	3	3	3	2
Complexité d'usinage	4	4	4	4	4
<b>Total</b>	16	14	15	16	15
<b>Total orienté mécanique</b>	15,3	12,7	14	15,3	14

TABLE 2.3 – Groupe 3

	4B	4B-1	4C	4C-1	4D	4D-1
Complexité d'assemblage	5	5	4	4	5	5
Tenue mécanique	5	5	5	5	5	5
Rendement mécanique	4	3	5	4	4	4
Complexité d'usinage	3	3	3	3	3	3
<b>Total</b>	17	16	17	13	17	17
<b>Total orienté mécanique</b>	17,3	16	18	16,7	17,3	17,3

TABLE 2.4 – Groupe 4

Les résultats nous montrent que toutes les cinématiques étudiées sont globalement bonnes mais trois parmi celles-ci sortent davantage du lot et semblent être meilleures : les solutions 2A-1, 2B et 4C. Les deux premières ne diffèrent que sur l'encombrement et sont donc très similaires, elles acceptent toutes les deux que le rotor basse vitesse soit en porte à faux. La dernière se différencie de son groupe puisqu'elle n'utilise aucun roulement de grande taille. Elle ne présente aucun porte à faux.

Note :

- Le prototype [34] se rapproche de la cinématique 4C
- Le brevet [4] utilise exactement la cinématique 4C

Le fait que la cinématique 4C soit utilisée dans deux prototypes nous confirme que l'étude ci-dessus est pertinente.

### 2.2.2 Roulements

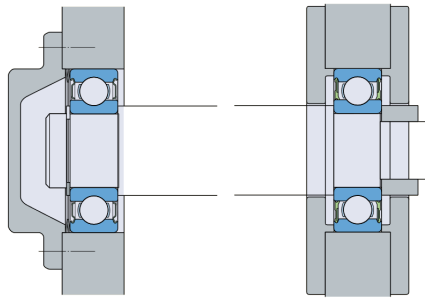
Les solutions de cinématique étant mises en évidence, nous pouvons nous intéresser à son aspect pratique : le guidage. La section 2.1 présente l'utilisation de roulements à gorge profonde mais celle-ci n'est pas explicitement fondée. Cette section propose donc une brève analyse des différents types de roulement et de leur utilisation.

Pour mieux comprendre les raisons qui motivent le choix d'un type de roulement, une analyse de la notice [29] a été menée. Celle-ci développe les montages les plus courants dans le cas des moteurs électriques, ce qui se rapproche le plus du réducteur magnétique de par la présence d'un rotor supporté par un carter et certains étant de puissance équivalente.

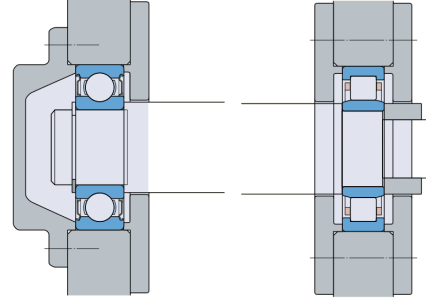
Chacun des montages de la figure 2.38 présente une charge purement radiale entre les deux supports liée au poids du rotor et une charge quelconque à droite liée à l'entraînement.

- a) **Le montage avec deux roulements à billes à gorge profonde** est destiné aux moteurs électriques de petite et moyenne taille. Il ne demande pas beaucoup de maintenance. Il est efficace si le guidage axial n'est pas déterminant. Le palier libre est pré-chargé par ressort.
- b) **Le montage avec un roulement à billes à gorge profonde et un roulement à rouleaux cylindriques** est destiné aux moteurs de moyenne ou grande taille dont les charges radiales du côté entraînement sont considérables. Il s'adapte aux élongations thermiques de l'arbre par rapport au châssis.
- c) **Le montage avec un roulement à rouleaux cylindriques et deux roulements à contact oblique montés face à face** permet de reprendre les charges axiales dans les deux sens et d'assumer des charges radiales très importantes tout en guidant parfaitement axialement.
- d) **Le montage avec un roulement à billes à gorge profonde et deux roulements à contact oblique montés face à face** est destiné aux petits moteurs électriques avec une charge axiale dans les deux sens et une charge radiale moyenne. Il assure également un bon guidage axial. Le palier libre est pré-chargé par un ressort.
- e) **Le montage avec deux roulements à rouleaux cylindriques et un roulement à billes à gorge profonde** est utilisé pour les machines électriques de plus grande taille. Le roulement à billes à gorge profonde assume la charge axiale et verrouille l'arbre axialement. Le montage est libre radialement et utilise un joint en O pour éviter le fluage.
- f) **Le montage avec deux roulements à rouleaux sphériques** est utilisé pour les machines électriques de plus grande taille qui doivent assumer des charges très importantes.

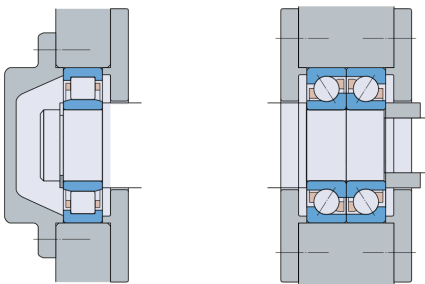
Un résumé des points faibles et des points forts de chaque montage est repris dans le tableau 2.5 : chaque critère est exprimé sur un maximum de 5 points et permet de mettre en évidence



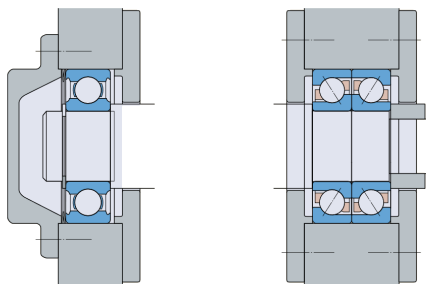
(a) 2 roulements à billes à gorge profonde



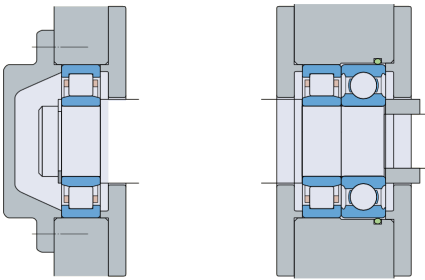
(b) 1 roulement à billes à gorge profonde et 1 roulement à rouleaux cylindriques



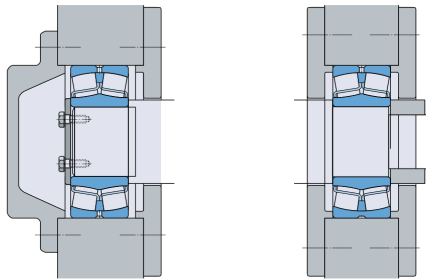
(c) 1 roulement à rouleaux cylindriques et 2 roulements à contact oblique montés face à face



(d) 1 roulement à billes à gorge profonde et 2 roulements à contact oblique montés face à face



(e) 2 roulements à rouleaux cylindriques et un roulement à billes à gorge profonde



(f) 2 roulements à rouleaux sphériques

FIGURE 2.38 – Extrait de la notice [29]

quelle solution choisir selon les besoins en guidage et les charges présentes. On ne tient pas compte ici des critères de maintenance, de bruit et de vitesse de rotation.

	a	b	c	d	e	f
Guidage radial	5	3	5	5	3	3
Guidage axial	3	3	5	5	3	3
Charge radiale	3	5	5	5	5	5
Charge axiale	3	3	5	5	3	4

TABLE 2.5 – Résumé des points faibles et des points forts des différents montages proposés dans la notice [29]

Au vu des différentes charges raisonnables que les éléments de guidage du prototype devront reprendre, une solution de type *a*, avec simplement deux roulements à billes à gorge profonde, paraît amplement suffisante. Par contre, si nous ne travaillions pas sur un modèle réduit mais bien sur un modèle à taille réelle avec des charges et une puissance transmise très importante, les autres solutions proposées auraient été pertinentes.

Concernant les montages types en porte à faux, il est intéressant de parcourir quelques machines bien connues et d'analyser leur cinématique.

La machine à laver traditionnelle présente un tambour en porte à faux. Une vue éclatée de la machine est présentée à la figure 2.39. L'entraînement de l'arbre 254A est assuré par le système poulie-courroie 253/264. Cet arbre est supporté par les roulements à billes à gorge profonde 255 (et son joint) et 130X. Le porte à faux est donc entièrement soutenu par ceux-ci et l'écart entre les deux roulements n'est que de quelques centimètres. La charge reprise par le guidage est principalement radiale. Le roulement le plus proche de la charge présente un diamètre supérieur.

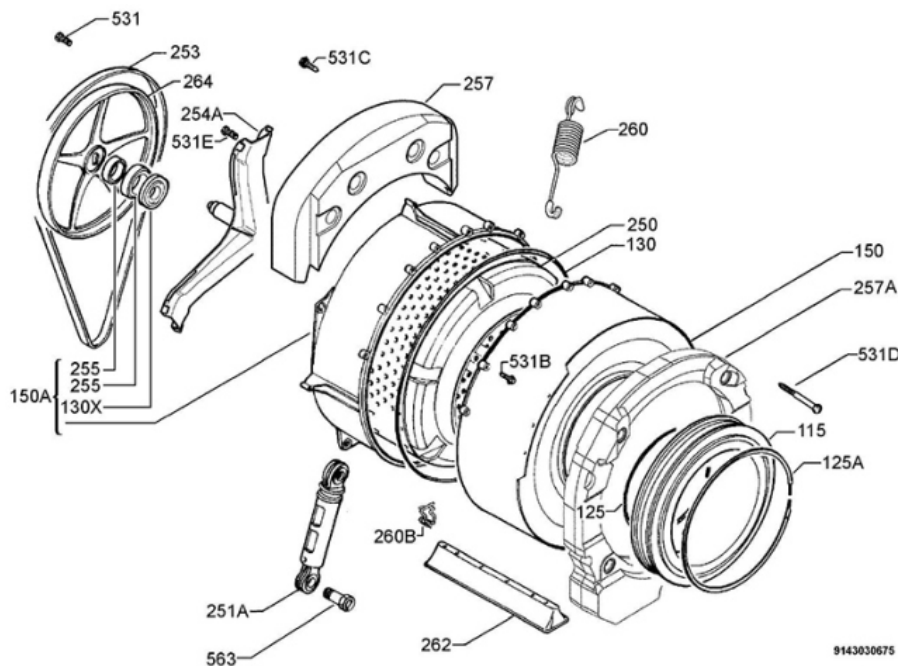


FIGURE 2.39 – Vue éclatée d'une machine à laver

Le moyeu arrière d'une voiture de sport est représentée à la figure 2.40 (extrait de [5]). Cette configuration est capable d'assumer la charge radiale et axiale exercée sur la roue en porte à faux. La configuration est composée de deux roulements à billes à gorge profonde et un système d'entretoise. A nouveau, l'écart entre les roulements n'est que de 45 mm.

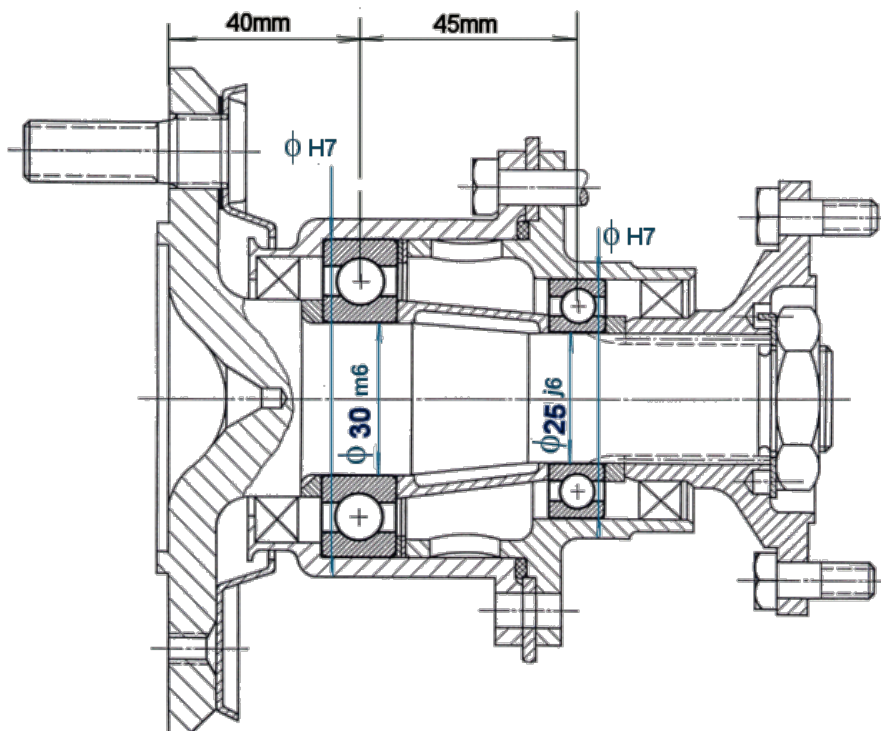


FIGURE 2.40 – Moyeu arrière d'une voiture de sport

Le constructeur SKF propose un exemple de montage pour les roulements de l'entraînement d'un tour traditionnel représenté à la figure 2.41 (extrait de [30]). Le mandrin se monte à gauche tandis que la courroie d'entraînement se monte à droite. Ces machines subissent de fortes charges axiales et radiales pendant leur utilisation. La rigidité, synonyme de précision dans ce cas, est un élément déterminant pour le guidage. Le fabricant conseille un écart entre le mandrin et la poulie d'au moins 3 fois le diamètre de l'arbre pour assumer les lourdes charges. Ce montage utilise deux roulement à rouleaux cylindriques et deux roulement à billes à contact oblique montés en "O".

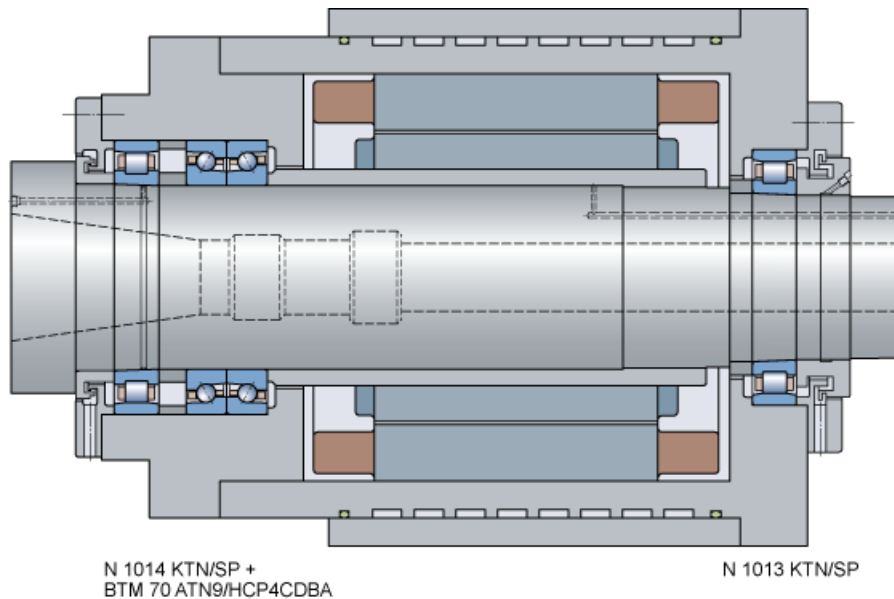


FIGURE 2.41 – Entraînement d'un tour conventionnel

Ces quelques exemples démontrent, à nouveau, l'utilisation judicieuse de roulement à billes à gorge profonde en porte à faux.

Afin d'utiliser de manière optimale un roulement, il est nécessaire de se pencher également sur ces points :

#### **Ajustement des bagues :**

La question de l'ajustement des roulements peut se poser. En règle générale, chaque roulement est monté avec une bague serrée et une bague ajustée avec jeu. Le jeu permet de simplifier considérablement le montage. Il compense les dilatations thermiques du roulement et évite de créer des points durs sur un arbre. On serre généralement la bague qui tourne par rapport à la charge. Si la bague est fixe par rapport à cette charge, alors on la laisse libre. Si on ne respecte pas cette règle, la bague se voit laminée entre les éléments roulants et l'arbre/le logement ce qui provoque une détérioration. Cet ajustement sera pris en compte lors du tolérancement des différentes pièces mécaniques.

#### **Fixation latérale et préchargement :**

Les bagues ajustées serrées sont fixées latéralement des deux cotés tandis que la bague montée libre transfère les charges axiales au châssis, si nécessaire. Un trop grand nombre de fixations latérales peut diminuer la durée de vie des roulements en créant des tensions internes dues aux dilatations et aux tolérances de fabrication. Plusieurs possibilités bien connues existent (exemple à la figure 2.42) pour la fixation axiale : l'épaulement, l'entretoise, le circlip, l'écrou à encoche ou encore le couvercle. Chacune d'elles offre des possibilités différentes.



FIGURE 2.42 – Exemples de fixation axiale vendue par Misumi [25]

L'ajustement des bagues permet aussi de définir une position axiale fixe pour l'arbre en serrant celle-ci. Par exemple dans la figure 2.38, la sortie d'arbre à droite est directement bloquée axialement par le roulement le plus à droite et sa bague intérieure. L'utilisation d'un ressort de préchargement (exemples à la figure 2.43) peut alors être pertinente sur le roulement dont la position axiale est libre. Celui-ci permet de diminuer le bruit, réduire le jeu entre les billes, réduire les vibrations et par conséquent, augmenter la durée de vie des roulements. Les ressorts sont principalement utilisés dans les montages avec des roulements à contact oblique pour réduire le jeu sur une courte portée mais peuvent également être utilisés pour reprendre les dilatations thermiques et les erreurs de tolérancement.

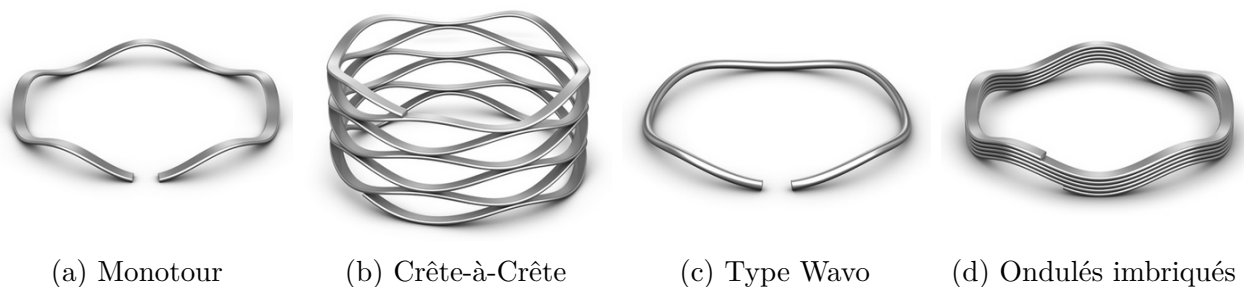


FIGURE 2.43 – Exemples de ressorts de préchargement proposé par le fabricant Smalley [31]

Pour conclure cette section, le choix des roulements à billes à gorge profonde semble être un choix judicieux pour un prototype. Leur capacité à reprendre des charges axiales et radiales moyennes tout en pardonnant les erreurs de tolérancement est un atout considérable. Lors de la conception, il faudra prêter attention aux ajustements des différentes bagues, aux fixations latérales mais aussi au préchargement si nécessaire. Plusieurs possibilités sont naturellement envisageables et seront étudiées.

## 2.3 Dimensionnement

Après avoir analysé les différentes options au niveau des roulements et avoir sélectionné les roulements à billes à gorge profonde, il s'agit à présent de dimensionner les pièces mécaniques en mouvement. A noter que l'étude magnétique a été réalisée par Christophe De Gréef et Virginie Kluyskens dans le cadre du projet *Traction 2020* et que les résultats de cette étude nous ont été fournis comme base de travail pour la conception mécanique.

Jusqu'ici, l'étude présentait une analyse en parallèle des cinématiques 2 et 4. Désormais, l'étude se concentrera uniquement sur la cinématique 2B, choisie pour sa simplicité d'assemblage.

L'optimisation magnétique du prototype mène à la géométrie suivante :

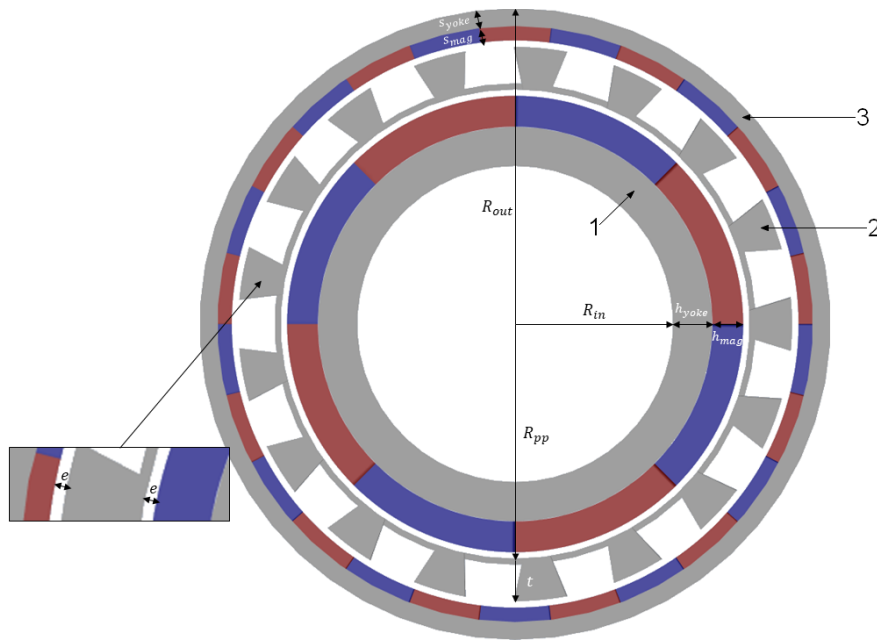


FIGURE 2.44 – Géométrie finale

Grandeur	Longueur [mm]	Grandeur	Longueur [mm]
$R_{in}$	50,00	$R_{out}$	50,00
$h_{yoke}$	6,08	$s_{yoke}$	2,76
$h_{mag}$	4,90	$s_{mag}$	2,82
$R_{pp}$	37,13	$e$	1,00
$t$	6,76	$l$	75,00

TABLE 2.6 – Géométrie après optimisation

On peut voir sur le schéma que  $e$  est l'entrefer. La longueur  $l$ , non représentée, définit la longueur active (hauteur du cylindre formé). Le prototype compte 8 pôles au rotor haute vitesse répartis sur 24 aimants permanents et le stator est composé de 26 pôles répartis sur 78 aimants NdFeB 38H : les aimants sont placés en série de 3 pour éviter les pertes magnétiques. Les 3 éléments (1, 2 et 3 sur le schéma) sont constitués d'un empilement de 150 tôles ferromagnétiques de 0,5 mm d'épaisseur dont les intérêts sont multiples :

1. Piéger le champ à l'intérieur de la machine (afin d'éviter que la machine ne rayonne du champ magnétique dans son environnement).
2. Augmenter les performances en augmentant le champ d'entrefer (et donc le champ qui passe d'un rotor à l'autre), en diminuant la réluctance du circuit magnétique.

Les forces de compression nécessaires sur les différents empilements de tôles sont les suivantes :

Rotor haute vitesse	2,2 <i>kN</i>
Rotor basse vitesse	5,1 <i>kN</i>
Stator	5,5 <i>kN</i>

TABLE 2.7 – Forces de compression nécessaire sur les tôles

En considération des effets de bord, le couple d'entrée maximal avant décrochage est d'environ 7,5 *Nm* et le couple de sortie sera normalement de 30 *Nm* au vu du rapport de réduction de 1 : 4.

### 2.3.1 Dimensionnement des arbres

Pour dimensionner correctement les arbres, les forces et les couples en jeu doivent être connus. Quelques hypothèses seront également posées pour simplifier le dimensionnement, un processus récursif où la masse de tous les éléments doit être tenue en compte.

#### Hypothèses :

- Le dimensionnement de l'arbre basse vitesse est découplé du dimensionnement de l'arbre haute vitesse.
- Les forces statiques sont uniquement liées au poids des composants.
- Les forces dynamiques sont liées au balourd.
- Les différentes forces sont ponctuelles.
- La position des roulements n'influence que très peu le dimensionnement.
- La géométrie de l'arbre est standard.

#### Estimation du diamètre

Une première estimation du diamètre des arbres peut être rapidement faite par la relation,

$$\tau = \frac{16T}{\pi D^3}$$

Où

- $\tau$  est la contrainte maximale de cisaillement de l'acier, environ 650 *MPa*
- $T$  est le couple maximum transmissible, 30 *Nm*, avec un facteur de sécurité de 3, on a 90 *Nm*
- $D$  est le diamètre de l'arbre

Le diamètre de 9 *mm* sera utilisé pour évaluer les masses respectives de chaque arbre.

**Rotor basse vitesse : force liée au poids**

On estime qu'il faudra un arbre de 120 *mm* de longueur en acier pour supporter les pièces polaires, deux flasques en aluminium pour assurer la compression des tôles, 17 tiges filetées et quelques vis. Une estimation supérieure de la masse totale du support est de 0,5 *kg*, soit une force d'environ

$$P_1 = 5 \text{ N}$$

Les pièces polaires présentent une géométrie complexe dont le volume total est :

$$V_{pp} = 65843,81 \text{ mm}^3$$

Le fer ayant une masse volumique de 7854 *kg/m*<sup>3</sup>, la masse totale est de 0,517 *kg* et la force liée au poids de :

$$P = 5,07 \text{ N}$$

Avec un coefficient de sécurité de 3, on peut définir la charge en porte à faux de

$$P_2 = 15 \text{ N}$$

**Rotor basse vitesse : force liée au balourd**

Le déséquilibre du rotor peut être provoqué par la conception, la matière, la fabrication ou l'assemblage des pièces. On estime pouvoir respecter une classe d'équilibrage G2.5 pour le rotor basse vitesse. La tolérance<sup>2</sup> à 860 *rpm* pour 1,5 *kg* est alors de 42 *gmm*. La force maximale liée au balourd est donnée par

$$F_{dyn} = 90^2 \left[ \frac{\text{rad}^2}{\text{s}^2} \right] \cdot 42 \cdot 10^{-6} [\text{kg} \cdot \text{m}] = 0,34 \text{ N}$$

La force dynamique en fonction des classes d'équilibrage moins strictes est reprise dans le tableau 2.8 :

Classe d'équilibrage	Tolérance [ <i>gmm</i> ]	Force [ <i>N</i> ]
G2.5	42	0,34
G6.3	105	0,85
G16	266	2,15

TABLE 2.8 – Equilibrage du rotor basse vitesse

La force dynamique semble être négligeable par rapport à la force statique jusqu'à la classe G16. On considère pour la suite une force dynamique  $F_{dyn} = 2 \text{ N}$ .

**Rotor basse vitesse : dimensionnement de l'arbre**

On procède selon la méthodologie proposée par le Juvinall [20]. La disposition des forces sur l'arbre est la suivante :

---

2. On utilise à nouveau le coefficient de sécurité 3 pour l'estimation de la masse.

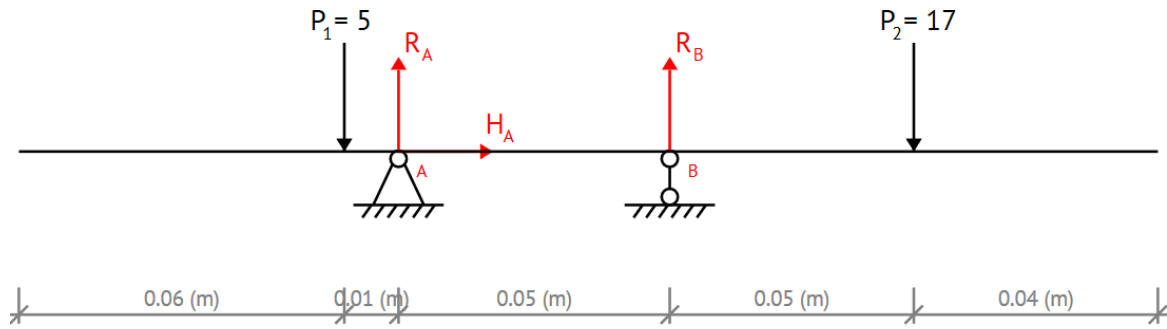


FIGURE 2.45 – Schéma de répartition des forces

Les appuis A et B représentent les deux roulements. L'écart fixé entre ceux-ci est arbitrairement de  $50 \text{ mm}$ . Nous pouvons alors calculer les réactions aux appuis et tracer les diagrammes de charge.

$$R_A = -9,3 \text{ N} \quad R_B = 31,3 \text{ N}$$

Les forces axiales étant inexistantes, seules les forces sur l'axe  $y$  sont donc représentées. Celles-ci engendrent un moment de force sur  $x$ . Le moment sur  $z$  est lié à la transmission de puissance par l'arbre.

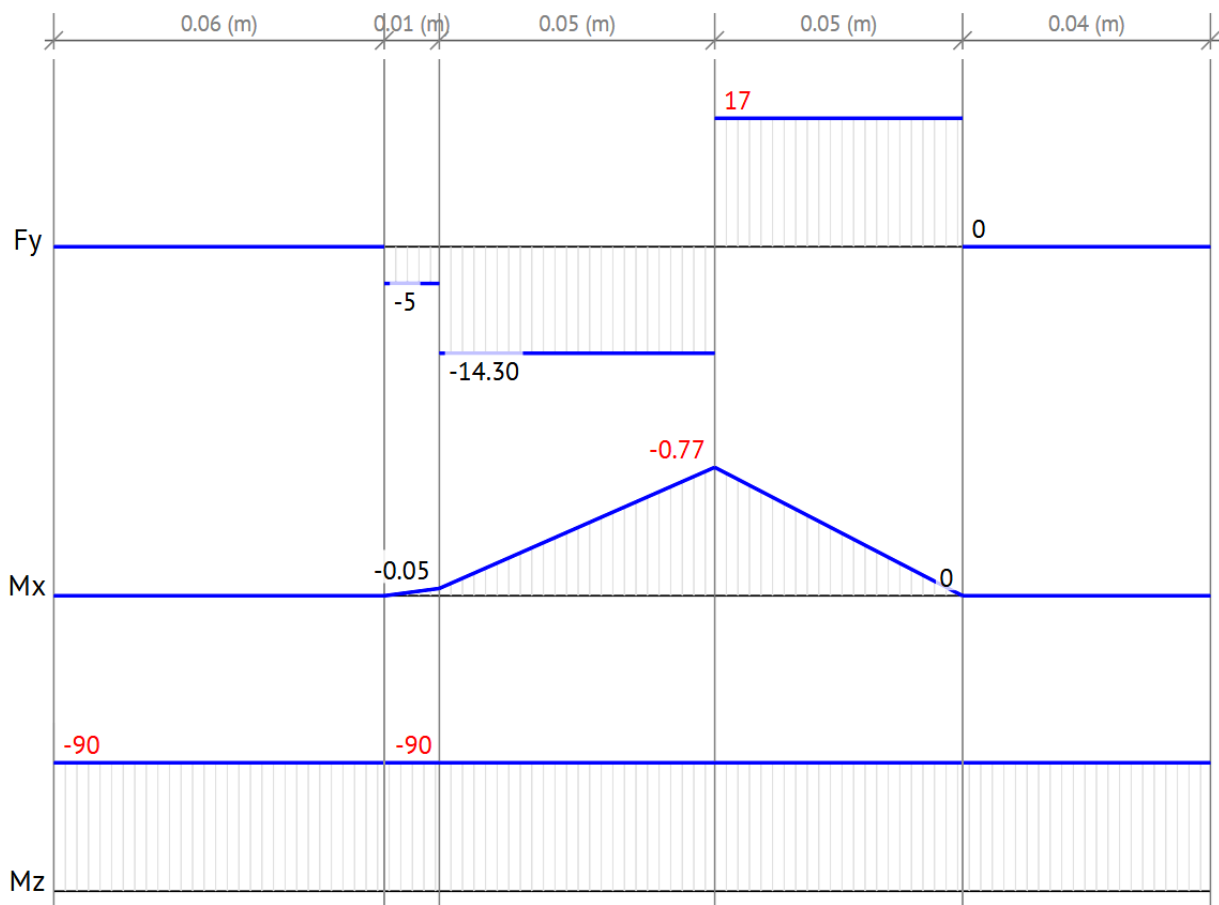


FIGURE 2.46 – Diagrammes de charge

Le moment maximal sur  $x$  est atteint au second roulement et vaut

$$M = -0,77 \text{ Nm}$$

On peut définir deux constantes selon la géométrie de l'arbre :

— Le facteur de concentration des contraintes en flexion :  $K_{f(a)} = 1,9$

— Le facteur de concentration des contraintes en torsion :  $K_{f(b)} = 1,6$

On peut alors calculer la contrainte équivalente de flexion alternative

$$\sigma_{ea} = \frac{32M}{\pi D^3} K_{f(b)}$$

et la contrainte équivalente de torsion alternative

$$\sigma_{em} = \frac{16T}{\pi D^3} K_{f(a)}$$

Il apparait que  $\sigma_{ea} < \sigma_{em}$ , en d'autres mots, que la torsion est déterminante par rapport à la flexion. La charge limite en torsion pour une durée de vie infinie est définie par

$$S_n = S'_n C_L C_G C_S C_T C_R = 181 \text{ MPa}$$

Où

—  $S'_n = 0,7S_u = 460 \text{ MPa}$  est la limite d'endurance de Moore

—  $C_L = 0,58$  est le facteur de charge

—  $C_G = 0,9$  est le facteur gradient lié au diamètre de l'arbre

—  $C_T = 1$  est le facteur de température

—  $C_R = 0,753$  est le facteur de fiabilité à 99,99%

La surcharge est atteinte si  $\sigma_{em} > S_n$  définissant ainsi,

$$D > 15,91 \text{ mm}$$

Le cylindre minimum de l'arbre basse vitesse sera de 16 mm de diamètre.

### **Rotor haute vitesse : force liée au poids**

On estime qu'il faudra un arbre de 160 mm de longueur en acier pour supporter les tôles, les aimants, une ou deux flasques en aluminium pour assurer la compression des tôles et quelques vis. Une estimation supérieure de la masse totale du support est de 1,3 kg.

Le poids des aimants est, à ce stade, inconnu mais ceux-ci représentent un volume de :

$$V_{aimants,hv} = 77423,14 \text{ mm}^3$$

Les aimants au néodyme-fer-bore ayant une masse volumique de  $7600 \text{ kg/m}^3$ , la masse totale est de 0,588 kg et la force liée au poids des aimants de :

$$P_{aimants,hv} = 5,77 \text{ N}$$

Les tôles ferromagnétiques représentent un volume de :

$$V_{tôles,hv} = 80338,32 \text{ mm}^3$$

Et sont également en fer. Leur masse cumulée est donc de 0,631 kg et la force liée au poids de celles-ci :

$$P_{tôles,hv} = 6,19 \text{ N}$$

L'utilisation d'un coefficient de sécurité n'est, ici, pas nécessaire et sera détaillée plus loin.

### Rotor haute vitesse : force liée au balourd

Le raisonnement est similaire. La masse en rotation est de 2,52 kg à une vitesse de 3438 rpm.

Classe d'équilibrage	Tolérance [gmm]	Force [N]
G2.5	17	2,20
G6.3	44	5,70
G16	112	14,52

TABLE 2.9 – Equilibrage du rotor basse vitesse

La force liée au balourd est, ici, beaucoup plus importante. Au vu de la structure du rotor haute vitesse, il sera normalement plus simple de garantir une classe d'équilibrage G2.5. Toutefois, on considère une force dynamique  $F_{dyn} = 5 N$ .

### Rotor haute vitesse : dimensionnement de l'arbre

Les forces statiques et dynamiques sont cumulées au centre des deux roulements, ce qui semble être le plus réaliste à ce stade.

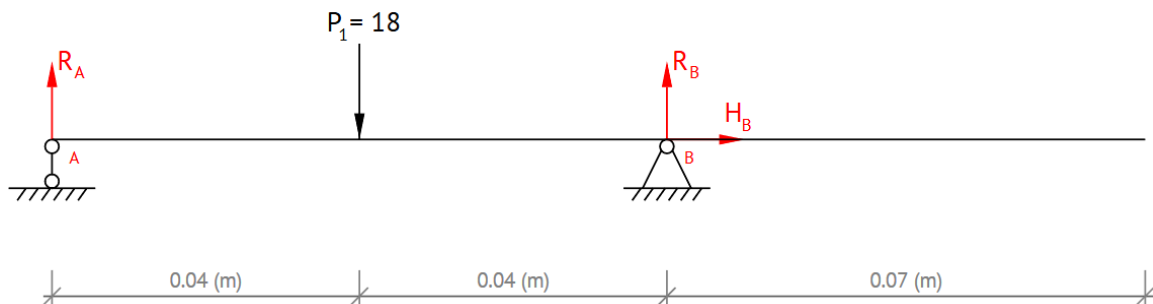


FIGURE 2.47 – Schéma de répartition des forces

De la même manière, on place les appuis A et B selon une géométrie probable. Les forces axiales étant inexistantes, seules les forces sur l'axe  $y$  sont donc représentées. Celles-ci engendrent un moment de force sur  $x$ . Le moment sur  $z$  est lié à la transmission de puissance par l'arbre.

$$R_A = 9 N \quad R_B = 9 N$$

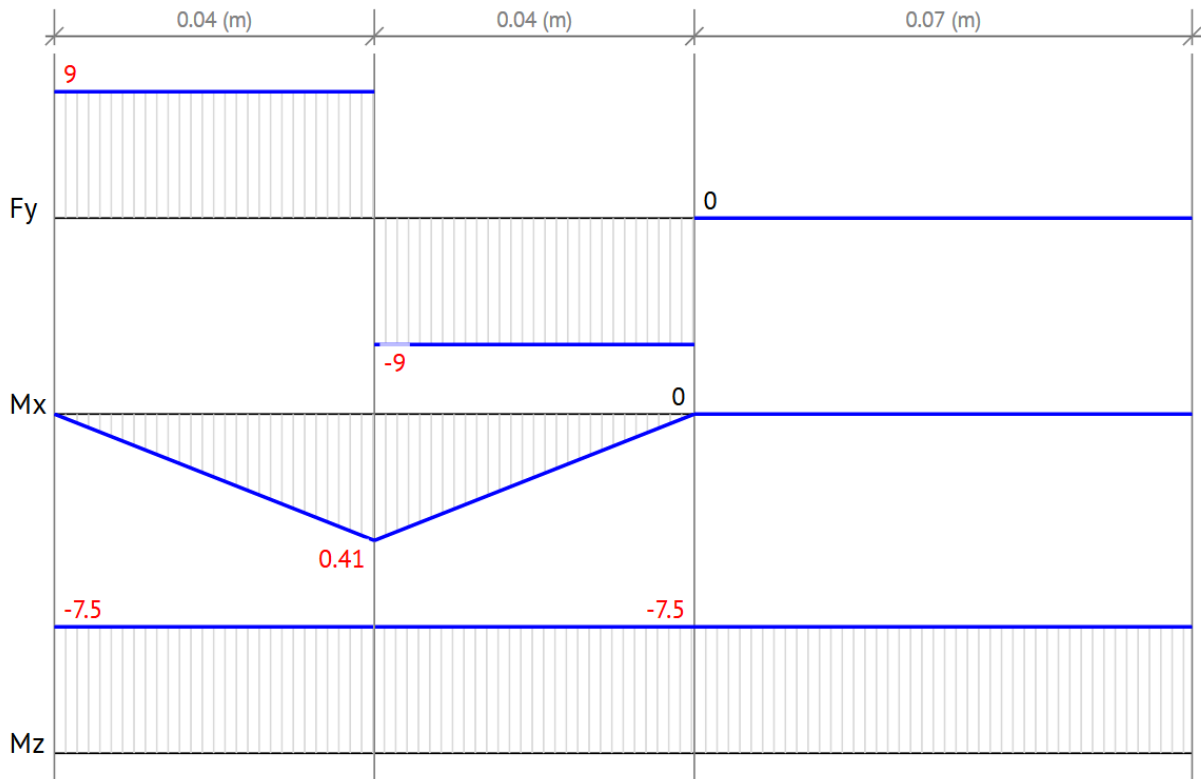


FIGURE 2.48 – Diagrammes de charge

Le moment maximal sur  $x$  est atteint au second roulement et vaut

$$M = 0,45 \text{ Nm}$$

La contrainte équivalente de flexion est à nouveau très faible face à celle de torsion alternative. En d'autres mots, seul le couple d'entrée du réducteur est déterminant pour le diamètre du rotor haute vitesse.

Choisir deux arbres d'un diamètre identique a plusieurs intérêts : la compatibilité des pièces (roulements, bagues, accouplements) mais aussi la réversibilité du mécanisme<sup>3</sup>.

En choisissant un cylindre minimum de  $16 \text{ mm}$  de diamètre pour l'arbre haute vitesse, cela équivaut à un coefficient de sécurité de 10 en torsion et de plus de 100 en flexion. Le dispositif devrait opérer en toute sécurité.

### 2.3.2 Choix des roulements

Pour choisir les différents roulements qui supporteront les arbres tout en garantissant une durée de vie raisonnable, nous proposons de suivre la méthodologie proposée par le Juvinal [20]. Nous définissons une capacité équivalente au cas de charge :

$$C_{req} = F_e K_a \left( \frac{L}{K_r L_R} \right)^{0.3}$$

Où

- $F_e$  est la charge équivalente, en l'absence de charge tangentielle, on ne considère que la charge radiale.

3. Le dispositif est soit réducteur de vitesse ou démultiplicateur sans devoir changer aucun accouplement.

- $K_a$  est le facteur d'application et vaut 1,0 lorsque la charge est uniforme et sans choc.
- $L$  est la durée de vie liée à la charge qu'on estime à 1000h d'utilisation.
- $K_r$  est le facteur de fiabilité et vaut 0,2 si l'on souhaite une fiabilité de 99%.
- $L_R$  est la durée de vie correspondant à la capacité nominale soit  $9 \cdot 10^7$  rev.

		$L$ [rev]	$F_e$ [N]	$C_{req}$ [N]
Rotor basse vitesse	Appui A	$53 \cdot 10^6$	9,3	12,86
	Appui B	$53 \cdot 10^6$	31,3	43,28
Rotor haute vitesse	Appui A	$210 \cdot 10^6$	9	18,81
	Appui B	$210 \cdot 10^6$	9	18,81

TABLE 2.10 – Charge équivalente pour les différents appuis

Pour une taille d'arbre supérieure à 16 mm, tous les roulements proposés par les fabricants ont une limite de charge à la fatigue bien supérieure à celle nécessaire pour le prototype.

### 2.3.3 Étude de la déflexion

La déflexion est le déplacement obtenu en un point d'un corps sous l'effet d'un chargement. Dans le cas d'un arbre, plusieurs causes sont possibles : la flexion de l'arbre en lui-même, le jeu dans les roulements ou encore un mauvais équilibrage en dynamique. Il existe plusieurs façon d'y remédier :

- En changeant la disposition des supports (i.e des roulements) pour rapprocher les charges de ceux-ci.
- En diminuant le jeu dans les roulements en les pré-chargeant, par exemple avec une rondelle élastique ou un écrou de compression.
- En changeant la géométrie de l'arbre ou en utilisant un matériau avec une plus grande raideur.
- En veillant à respecter au mieux la classe d'équilibrage.

Dans le cas du rotor basse vitesse, le choix d'une topologie en porte à faux suggère une étude plus rigoureuse de la déflexion radiale afin de prévenir de l'augmentation du volume de révolution. L'objectif est d'atteindre une déflexion maximale inférieure à 1/10 de l'entrefer, soit 100  $\mu m$ .

Les paramètres déterminants sont l'écart entre les deux roulements  $L$  et l'écart entre l'appui le plus près de la charge et celle-ci en porte à faux  $e$  (figure 2.49). L'utilisation du logiciel MESYS semble pertinente puisqu'il propose une large gamme de roulements et prend en compte leur jeu interne.

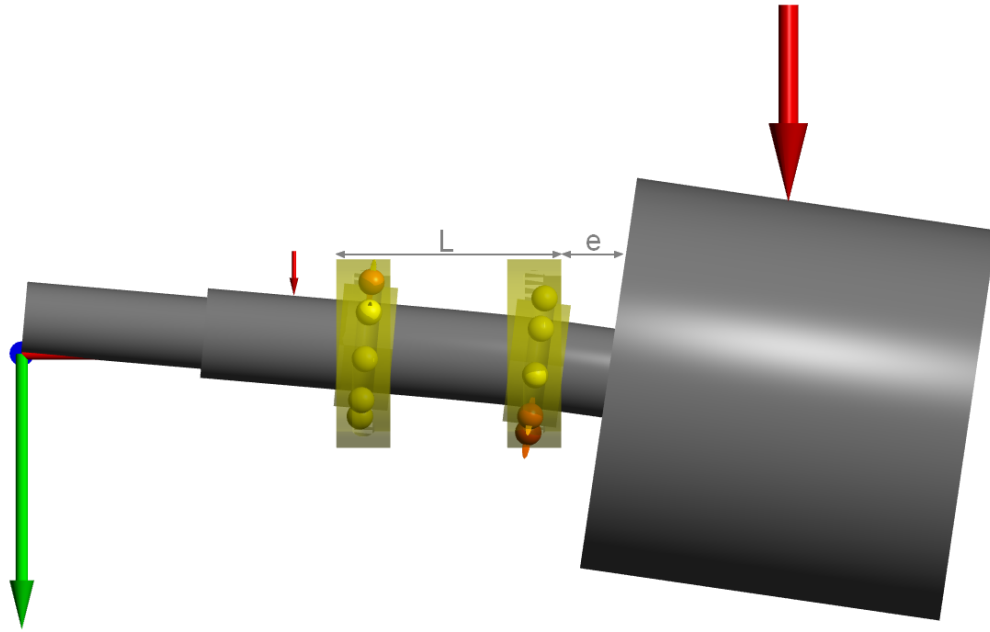


FIGURE 2.49 – Exemple de déflexion exagérée sur le rotor basse vitesse :  $L$ , écart entre les roulements et  $e$ , la distance entre le dernier roulement et la charge

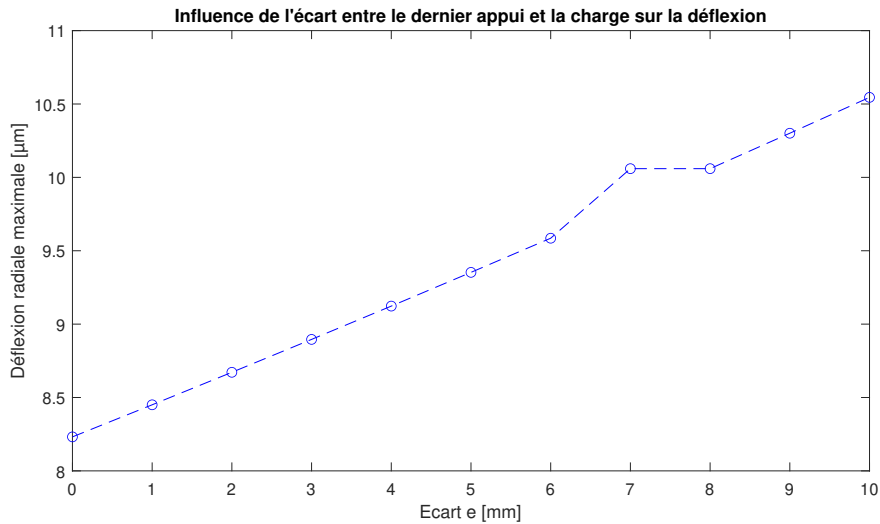
#### Hypothèses :

- Pour assurer un arbre dont le cylindre minimum est de  $16\text{ mm}$  de diamètre malgré une potentielle gorge pour circlip ou encore un filet pour un écrou, un diamètre de  $20\text{ mm}$  est choisi pour la portée en contact avec les roulements<sup>4</sup>.
- Les roulements sont des 6004 respectant la classe standard DIN.
- La partie active du rotor haute vitesse est considérée comme totalement rigide par rapport à l'arbre.
- Les charges en jeu sont les mêmes que détaillées dans la section 2.3.1.

#### Influence du paramètre $e$

Pour des raisons de conception, il peut être pertinent de déplacer axialement la longueur active du rotor basse vitesse et donc d'augmenter la longueur  $e$ . Par exemple, pour assurer un certain entrefer ou encore, de l'espace pour verrouiller axialement un roulement. Cette portée est directement déterminante de la déflexion maximale puisqu'elle assure la liaison entre le dernier appui et la partie active rigide. L'évolution de la déflexion maximale en fonction de l'écart  $e$  avec une longueur  $L$  fixée à  $50\text{ mm}$  est représentée à la figure 2.50.

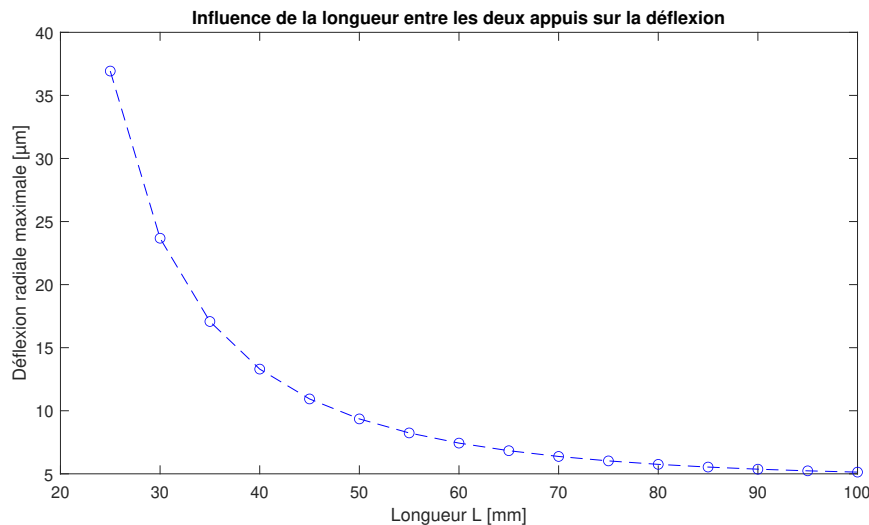
4. Les diamètres standards des roulements étant 15, 17 et puis  $20\text{ mm}$

FIGURE 2.50 – Influence du paramètres  $e$  sur la déflexion

L'écart  $e$  peut augmenter jusqu'à  $10\text{ mm}$  et la déflexion maximale ne dépasse pas les  $11\ \mu\text{m}$ .

### Influence du paramètre $L$

La longueur séparant les deux appuis  $L$  peut être déterminée par la conception mais définit, en partie, l'encombrement final du réducteur. L'évolution de la déflexion maximale en fonction de la longueur  $L$  avec un écart  $e$  fixé à  $5\text{ mm}$  est représentée à la figure 2.51.

FIGURE 2.51 – Influence du paramètres  $L$  sur la déflexion

Même lorsque les roulements sont montés face à face ( $25\text{ mm}$ ), la déflexion maximale ne dépasse pas les  $40\ \mu\text{m}$ .

### Conclusion

L'exigence est facilement atteignable et permet une large gamme de combinaisons pour la longueur entre les deux appuis et l'écart entre le dernier appui et la charge. La déflexion maximale se fait au point le plus loin des supports, du côté de la charge déterminante. Pour le montage basique avec  $L$  de  $50\text{ mm}$  et  $e$  de  $5\text{ mm}$ , la charge maximale peut aller jusqu'à  $410\text{ N}$

pour une déflexion de maximum  $100 \mu\text{m}$ .

Nous nous sommes principalement inquiétés des paramètres liés à la géométrie de l'arbre et à la position des appuis par rapport à la charge mais le pré-chargement des roulements ne fera qu'améliorer les résultats.

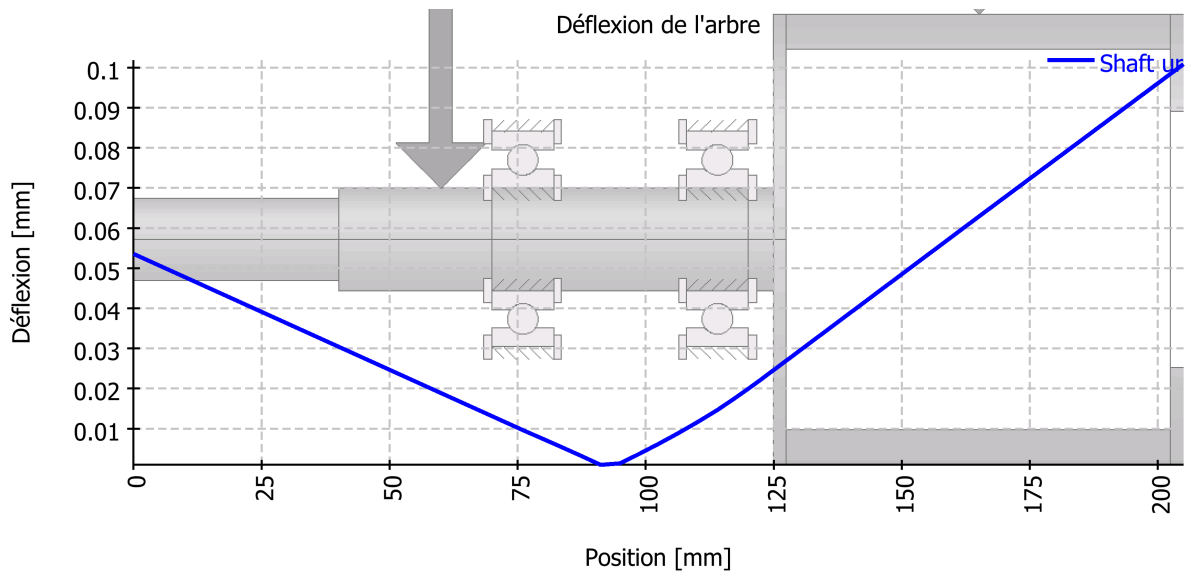


FIGURE 2.52 – Déflexion radiale le long du rotor basse vitesse pour une charge de  $410 \text{ N}$

### 2.3.4 Visserie

La visserie a été principalement choisie par rapport à la place disponible. Nous proposons de suivre la méthodologie du Juvinal [20] et d'évaluer les coefficients de sécurité pour les compressions des tôles.

#### Hypothèses

- La visserie respecte la géométrie de la norme ISO (filets à pas rapide et diamètres).
- Le nombre de filets en prise est suffisant pour éviter l'arrachement.
- Les vis en acier ont une classe SAE de 4.8 et présentent une preuve de résistance<sup>5</sup> de  $310 \text{ MPa}$  [20].
- Les vis en laiton CU2 ont une classe SAE de 4.8 et présentent une preuve de résistance de  $190 \text{ MPa}$  [9].
- Le chargement est purement statique et axial (pas de cisaillement).
- Les éléments assemblés sont infiniment rigides (pas de déformation liée à l'assemblage par vis).
- Un assemblage de type tige filetée et écrou est comparable à celui avec une vis.

#### Rotor haute vitesse

La compression des tôles ferromagnétiques du rotor haute vitesse est assurée par 4 vis M4 dont la surface de contrainte est de  $A_t = 8,78 \text{ mm}^2$ . La charge unitaire statique est de

$$F_u = A_t \cdot S_p = 8,78 \cdot 10^{-6} \cdot 310 \cdot 10^6 = 2721,8 \text{ N}$$

5. Proof load, en anglais

Et donc la force totale exercée axialement par l'assemblage est de

$$F_{tot} = 4 \cdot 2721,8 = 10,9 \text{ kN}$$

Le coefficient de sécurité avoisine donc les 24. Le couple de serrage pour atteindre cette force est défini par

$$T = 0,18 F_u d = 0,18 \cdot 2721,8 \cdot 4 \cdot 10^{-3} = 1,96 \text{ Nm}$$

### Stator

La compression des tôles ferromagnétiques du stator est assurée par 6 vis M3 dont la surface de contrainte est de  $A_t = 5,03 \text{ mm}^2$ . De la même façon, on peut calculer la force totale exercée axialement par l'assemblage :

$$F_{tot} = 6 \cdot 5,03 \cdot 10^{-6} \cdot 310 \cdot 10^6 = 9,4 \text{ kN}$$

Le coefficient de sécurité avoisine donc les 1,7. Le couple de serrage pour atteindre cette force est de  $T = 0,84 \text{ Nm}$ .

### Rotor basse vitesse

Le fonctionnement-même du réducteur magnétique et la topologie en porte à faux complexifient grandement la rigidité du rotor haute vitesse. Les pièces polaires sont sujettes à de lourds efforts magnétiques appliquant ainsi une charge en torsion. Ces efforts doivent être assumés par la structure qui met en pression l'empilement de tôles.

Une première façon de simplifier le problème est d'ajouter une fine épaisseur de tôles qui relie toutes les dents entre elles. Cela facilite considérablement l'assemblage ainsi que la tenue mécanique. La position (anneau intérieur, extérieur ou médian) et la taille de cette épaisseur est encore à discuter mais ne fait pas l'objet de ce mémoire. L'UCLouvain et l'entreprise Cenaero ont développé un outil sur le logiciel Abaqus permettant d'analyser les efforts exercés sur chaque pièce polaire en fonction de la géométrie choisie, en vue de concevoir la structure mécanique.

Une deuxième façon de simplifier le problème est de remplir les interstices par un matériau amagnétique tel que de la résine, ou de concevoir une chemise dans laquelle placer les éléments magnétiques. L'équilibrage, point déterminant lorsque les pièces polaires font office de rotor basse vitesse, en est grandement affecté.

Vu le nombre impair de dents et l'importance de l'équilibrage, nous plaçons 17 tiges filetées M4 entre chaque dent. Elles sont prises dans le filet d'un taraudage dans la flasque en aluminium tandis qu'un écrou assure la compression des tôles, de l'autre côté. Pour des raisons magnétiques (expliquées en section 2.4.1), nous choisissons une visserie laiton, plus facilement accessible que la visserie titane.

$$F_{tot} = 17 \cdot 8,78 \cdot 10^{-6} \cdot 190 \cdot 10^6 = 28,4 \text{ kN}$$

Le coefficient de sécurité avoisine donc les 5,5. Le couple de serrage pour atteindre cette force est de  $T = 1,20 \text{ Nm}$ .

## 2.4 Matérialisation

Chaque pièce est d'abord dessinée sur papier pour discuter et confronter nos idées. Les pièces qui retiennent notre attention sont modélisées en 3D sur le logiciel Solidworks, permettant

de valider l'assemblage facilement. Pendant ces deux premières étapes, nous nous basons sur quelques principes de conception développés ci-dessous.

Une fois les pièces finales obtenues, celles-ci sont mises en plan pour permettre leur usinage.

### 2.4.1 Principes de conception

#### Guidage et fixation

On sépare systématiquement la fonction de position et la fonction de fixation. On utilise régulièrement un diamètre de centrage avec un ajustement tolérancé pour définir la position d'une pièce par rapport à une autre et un assemblage par vis pour la verrouiller. On utilise le plus possible des épaulements pour répartir les efforts et définir une position axiale.

Vu la fine épaisseur des tôles et l'exigence sur leur alignement, on utilise des flasques de compression avec un épaulement sur le diamètre de centrage. Cette structure permet de considérablement simplifier l'assemblage (voir exemple 1).

On utilise régulièrement des vis à tête fraisée qui permettent de serrer et de positionner (alors que les vis à tête cylindriques ne permettent que le serrage) ainsi qu'une fraisure adéquate. L'encombrement est diminué et l'assemblage plus aisé. Les profondeurs des taraudages respectent au mieux deux fois le diamètre nominal du filet pour l'aluminium ou 0,8 fois pour l'acier.

#### Pièces des fournisseurs

Un bon nombre de pièces standards sont directement disponibles auprès de fournisseurs tel que Misumi et permettent de dispenser le laboratoire d'usinage de travailler sur des pièces élémentaires. Leurs tolérances sont généralement très bonnes et les coûts diminués, nous privilégierons donc leur utilisation. Cela concerne :

- Les couvercles de roulement
- Les carters pour un ou plusieurs roulements
- Les entretoises pour arbre
- Les écrous de précision

La liste des composants nécessaires à l'assemblage du prototype est détaillée dans la table 2.11.

#### Magnétisme

L'utilisation de matériau magnétique est un réel souci dans la conception du réducteur. Il faut prendre en compte, d'une part, la tenue mécanique (généralement meilleure pour les matériau magnétique) et, d'autre part, les pertes magnétiques possibles. Autour de la zone active, l'utilisation d'acier est donc compromise. Les différentes jantes et flasques de compression sont donc en aluminium.

La question des roulements amagnétiques s'est naturellement posée mais la topologie choisie permet d'encastrent les différents éléments de guidage à l'intérieur des tôles ferromagnétiques qui canalisent le champ.

#### Usinabilité

Tout au long de la conception des différentes pièces, une réflexion sur l'usinage est systématiquement menée.

- A partir de quel matériau la pièce est-elle faite ? Aluminium, acier ou plastique. Quel est sa forme de départ ? Feuille, cylindre, tube, etc.
- Quelle(s) machine(s) sera(ont) utilisée(s) pour usiner la pièce ? Tour ou fraiseuse conventionnels.
- Quelle est la capacité de chaque machine ? Le volume de travail et la précision atteignable.
- Comment l'opérateur devra-t-il procéder ? Gérer la prise entre mors, le retournement des pièces, le passage par plusieurs machines, etc.
- Comment peut-on faciliter ce processus et par conséquent augmenter la qualité de la pièce (i.e sa précision) en modifiant celle-ci ?

Un bon nombre de pièces ont donc été séparées en deux pièces distinctes pour faciliter l'usinage. Ceci a également permis d'utiliser une pièce d'un fabricant extérieur ou encore de changer de matériau. De manière générale, nous privilégions l'aluminium dont l'usinage est plus aisé que l'acier.

## Exemples

Quelques exemples permettent d'illustrer ces différentes règles :

1. Le guidage des tôles du rotor haute vitesse se fait par diamètre de centrage. La compression est assurée par la prise en "sandwich" des tôles, d'un côté par un épaulement sur l'arbre lui-même et de l'autre par une flasque en aluminium vissée.

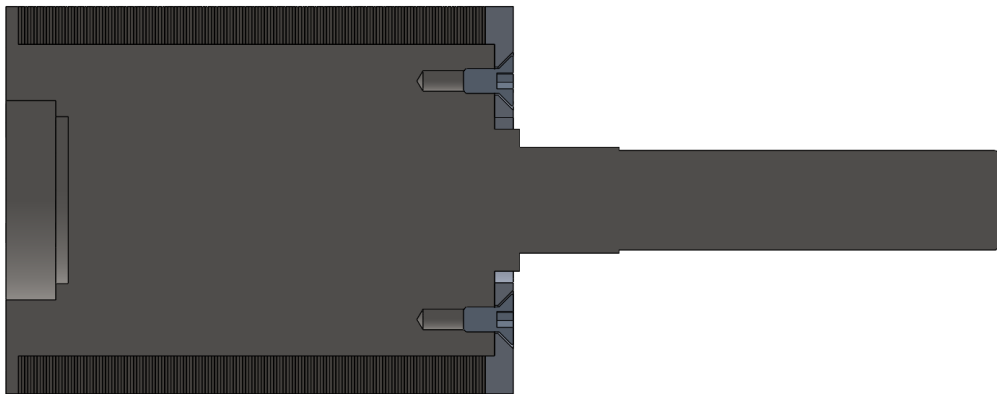


FIGURE 2.53 – Guidage et compression des tôles du rotor haute vitesse (vue en coupe)

2. Le carter (stator) s'est vu séparé en une cloche en aluminium et un boîtier pour roulements du fournisseur Misumi pour améliorer son usinabilité (figure 2.54). Différents boîtiers sont disponibles et la référence choisie offre deux roulements 6004 (selon le standard DIN) verrouillés par circlip et dont la longueur totale de celle-ci est de 50 *mm*.

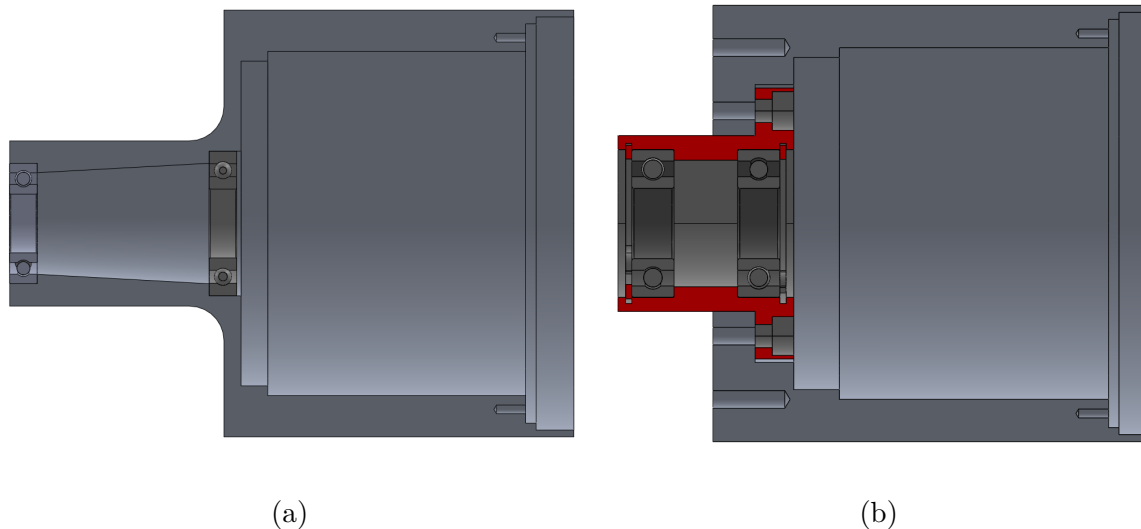


FIGURE 2.54 – Carter (stator) : (a) avant, (b) après avec le boîtier de chez Misumi

- Concernant l'arbre basse vitesse, il est intéressant d'utiliser un arbre en acier, qui assume mieux le contact avec les roulements, mais la jante ne peut être composée d'un matériau magnétique. La séparation en un arbre en acier et une jante aluminium, avec un assemblage à vis, présente de multiples intérêts : aspect magnétique, volume de départ moindre (moins de perte de matière) et assemblage futur simplifié. Par contre, la chaîne de tolérance se voit complexifiée et devra être anticipée pendant la mise en plan.

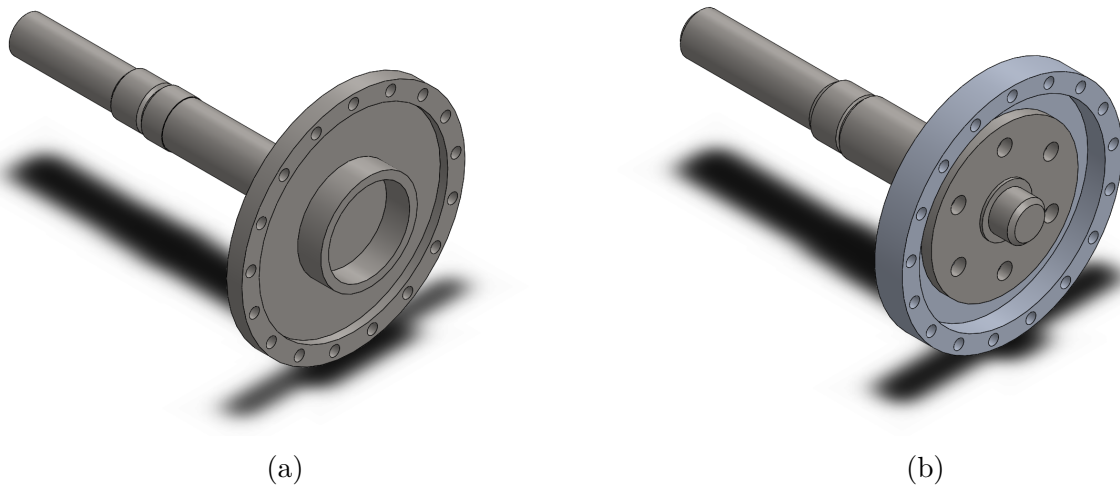


FIGURE 2.55 – Carter (stator) : (a) avant, (b) après avec séparation de l'arbre et de la jante (vue en coupe)

Nous taraudons la pièce d'acier pour l'assemblage afin de garantir une bonne liaison. Nous inversons également les bagues sur lesquelles les deux rotors seront montées, facilitant, à nouveau, l'assemblage.

- La compression des pièces polaires est assurée par un assemblage tiges filetées/écrous en laiton pour des raisons magnétiques (et celui-ci est plus facile à se procurer que le titane). L'espace disponible pour la jante de compression est assez réduit et nous ne voulons pas multiplier les alésages, au risque de la fragiliser, pour accéder aux écrous. Deux options

s'offrent à nous : utiliser des écrous dits "barreaux" (vis creuses) ou des écrous à serrage par le dessus. Nous préférons la deuxième option car elle est moins encombrante et plus facile à se procurer en laiton. Nous avons retenu la référence DIN 546.

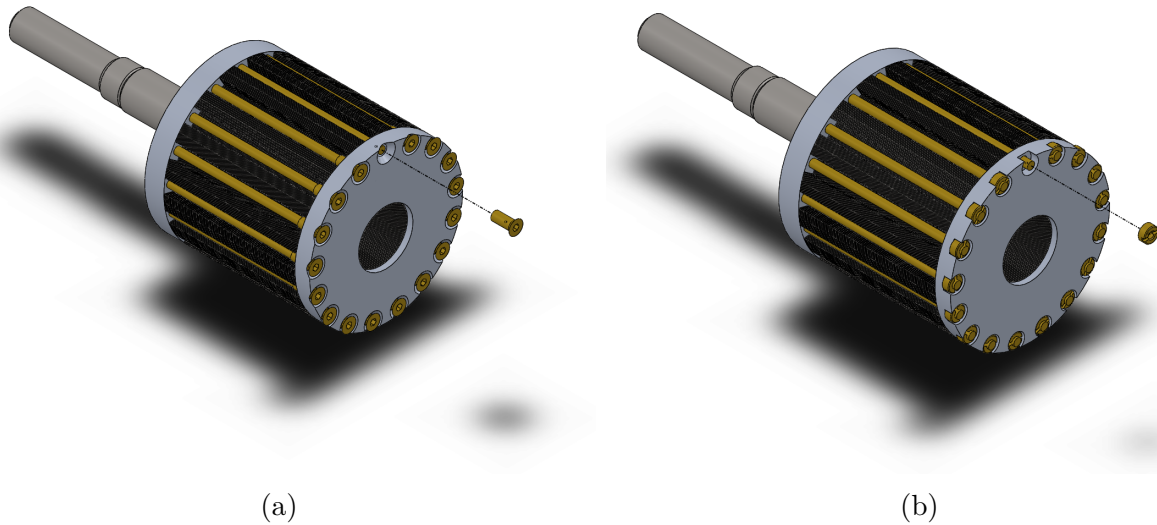


FIGURE 2.56 – Compression des pièces polaires : (a) écrous barreaux (b) écrous à serrage par le dessus

### 2.4.2 Solution complète

Une coupe de la vue 3D du prototype final (avec les couleurs pour mieux distinguer les pièces) est disponible à la figure 2.57. D'autres vues sont disponibles en annexe B. Il est à noter que les vis ne sont que représentatives et leur longueur non définitive.

Les différentes pièces nécessaires au prototype sont listées dans le tableau suivant :

Désignation	Fournisseur	Référence	Quantité/dimensions
Carter pour roulements	Misumi	BGRBB6004VV-50	1
Couvercle pour roulement	Misumi	BVFC30	1
Roulement	NTN	16002	1
Roulement	NTN	16003	1
Ressort de préchargement	OCHIAI	WW-16	1
Entretoise pour bague intérieure	Misumi	CLBPS	1x17-22-7.8mm
Ecrous laitons fendus	Fabory	DIN546 M4	17
Tiges filetées laitons	Fabory	DIN 976-1A	17xM4x95mm
Contre écrou de précision	Misumi	PLN20	1

TABLE 2.11 – Pièces des fournisseurs

### 2.4.3 Mise en plan

La mise en plan des pièces suit les conseils du Ricordeau [8]. Nous avons prêté attention aux états de surface, aux tolérances dimensionnelles et aux tolérances géométriques.

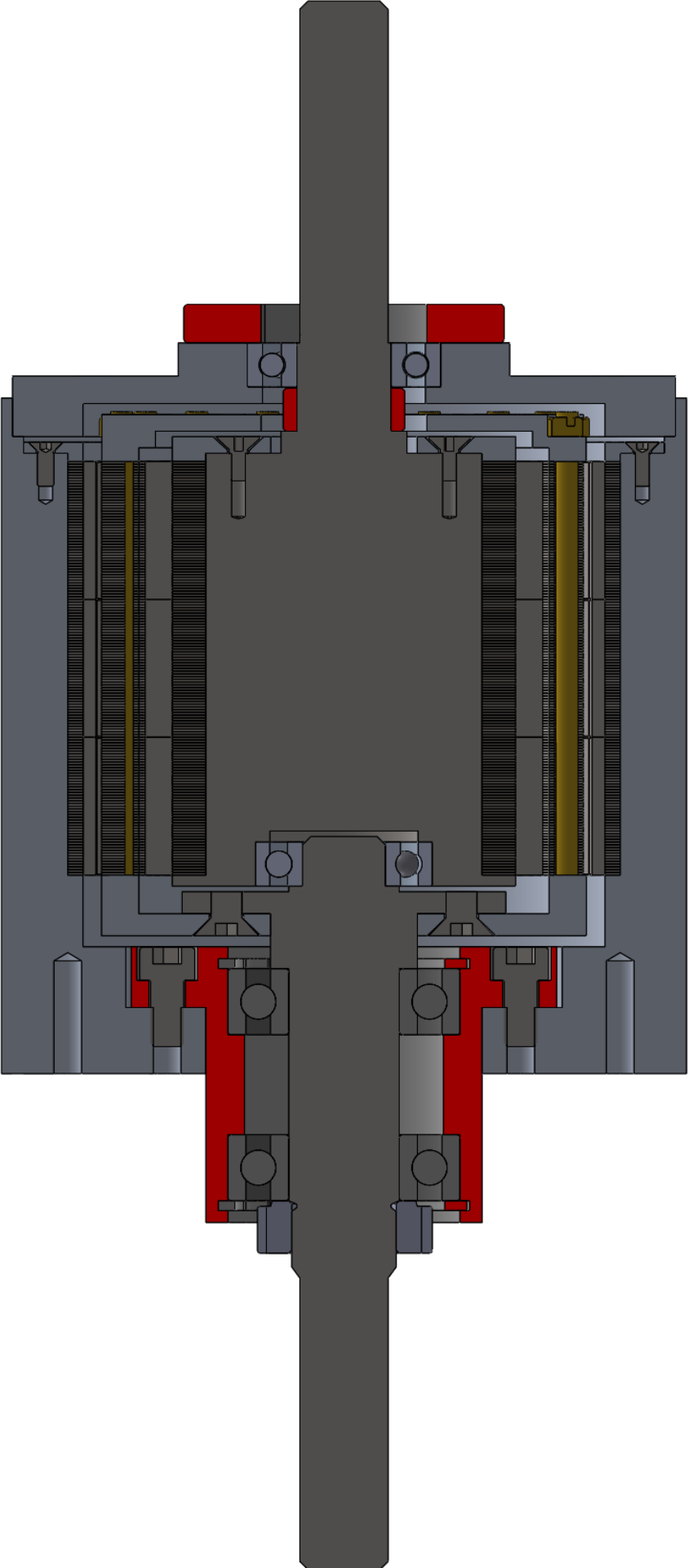


FIGURE 2.57 – Coupe du modèle 3D du prototype final

**États de surface :** les portées d'arbre en contact avec les roulements ont un écart arithmétique moyen  $R_a$  de 0,8.

**Tolérances dimensionnelles :** les cotes sont placées par rapport aux éléments de référence (éléments de guidage, de position). La tolérance générale (selon ISO2768) est fine. Certaines cotes au centième de millimètre, résultat de l'optimisation magnétique sont tolérancées. Le tolérancement suivant a été appliqué :

- Pour tous les assemblages à la main, nous utilisons une tolérance h7 sur l'arbre et H8 pour l'alésage.
- Pour les roulements à billes dont les bagues intérieures sont montées serrées : l'arbre est tolérancé j6 et l'alésage du logement du roulement, H7.
- Pour les roulements à billes dont les bagues extérieures sont montées serrées : l'arbre est tolérancé g6 et l'alésage du logement du roulement, N7.

L'empilement des tôles a une tolérance assez large. Nous avons donc conçu nos pièces et réfléchi au tolérancement de celles-ci pour assurer que le contact des jantes de compression n'ait bien lieu que sur la surface des tôles.

Les congés des logements des roulements ont également été cotés mais aussi les dégagements d'outils pour les portées d'arbres qui soutiennent les tôles.

**Tolérances géométriques :** les références sont placées sur les éléments de guidage et de fixation (diamètres de centrage et faces de butée). Les tolérances géométriques sont placées de manière à assurer le bon assemblage et le mouvement du prototype (pas de point dur). Celles-ci sont également utilisées pour garantir le bon positionnement des éléments (ferro)magnétiques. Nous avons principalement utilisé des tolérances de circularité et planéité sur un élément alors que les tolérances de concentricité et perpendicularité définissent une relation entre une référence et un élément.

Les valeurs numériques des tolérances sont à titre indicatif et permettent à l'opérateur d'usinage de comprendre les différentes relations. Il s'agit d'une pratique usuelle pour un modèle unique<sup>6</sup>.

Les plans complets sont disponibles dans l'annexe C.

---

6. En production, les valeurs numériques des tolérances définissent la méthode d'usinage et son prix. Dans notre cas, les valeurs de tolérance sont extrêmement précises et engendreraient un coût important mais nous avons la chance d'avoir un laboratoire entièrement dédié et nous pouvons nous permettre de mettre le prix de côté en faveur de la précision.

## 2.5 Assemblage

Il était initialement prévu que les différentes pièces détaillées précédemment soient usinées au laboratoire dans l'objectif d'avoir un prototype fonctionnel pour la fin de l'année de mémoire.

En raison du COVID-19, les activités du laboratoire ont été suspendues. Certaines pièces étaient déjà livrées telles que les aimants et les tôles ferromagnétiques sur mesure.

Nous avons un accès aisé à une imprimante 3D et avons décidé d'utiliser ce procédé pour réaliser l'entièreté des pièces du réducteur. L'objectif n'est pas de faire un réducteur fonctionnel mais de mieux comprendre les étapes d'assemblage (qui paraissent toujours plus simples sur le logiciel de modélisation) et mieux préparer cette partie.

L'impression 3D ne peut remplacer un usinage d'acier ou d'aluminium. Rapidement, nous avons pu nous rendre compte de la qualité médiocre des états de surface et des tolérances très hasardeuses. Néanmoins, ces pièces de plastique sont à faible coût et remplissent très bien l'objectif souhaité. Toutes les photos sont disponibles dans l'annexe D.

### 2.5.1 Problèmes de conception

Globalement, notre conception semble être bonne et l'assemblage se fait sans difficulté majeure.

Toutefois, un problème réside dans l'utilisation combinée des aimants permanents et des tôles ferromagnétiques. Quelques constatations :

- Aligner 3 aimants d'une même polarité axialement est impossible. Les aimants se repoussent avec une force non négligeable. Les 3 premiers collés, les suivants posent beaucoup moins de problème.
- Il n'existe pas de référence physique pour la position axiale et angulaire des aimants et pourtant celle-ci est très importante.
- Les aimants du rotor haute vitesse ont une telle attractivité qu'ils déforment les tôles des pièces polaires si elles ne sont pas encore mise en compression, par exemple lors du montage. Celui-ci est donc rendu donc impossible.

Nous décidons de changer la jante de compression des pièces polaires, permettant ainsi d'insérer le rotor haute vitesse dans un deuxième temps. La rigidité est diminuée mais cette solution offre d'autres avantages : les roulements et aimants ne doivent pas passer dans le four (ils souffrent des trop hautes températures) et l'assemblage/désassemblage est considérablement facilité.

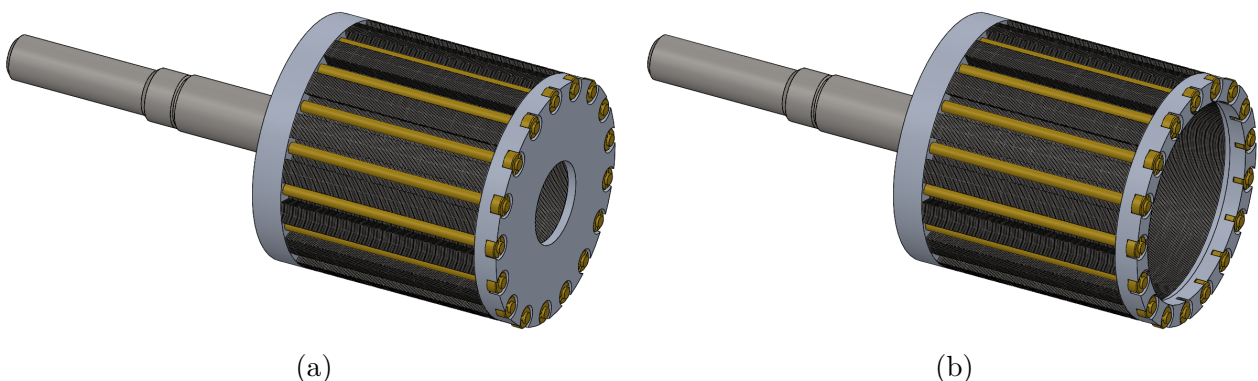


FIGURE 2.58 – Compression des pièces polaires : (a) avant (b) après

Pour résoudre les problèmes de positionnement des aimants, une première solution aurait été de placer des butées dans la conception actuelle. De cette manière, les aimants ont des épaulements qui définissent leur position axiale et les tiennent en place lorsqu'ils se repoussent pendant le collage. Cette méthode nécessite l'ajout de matière de manière permanente (par exemple, sur les jantes de compression). Nous préférons concevoir quelques outils en plastique dur et temporaires pour nous aider pendant la phase d'assemblage. Ces outils, présentés ci-dessous, ne sont que des propositions ; il existe, sans aucun doute, des alternatives plus pertinentes.

## 2.5.2 Outils d'assemblage

### Assemblage du rotor basse vitesse

Le plus difficile est de parvenir à positionner et coller les trois premiers aimants. Nous avons conçu un outil, en deux parties, qui s'assemble facilement et se fixe sur l'arbre en lui-même. L'encoche formée (figure 2.59a) sert d'épaulement temporaire pour positionner les aimants, aussi bien axialement que radialement. De cette manière, ils sont solidement bloqués pendant le collage malgré leur répulsivité.

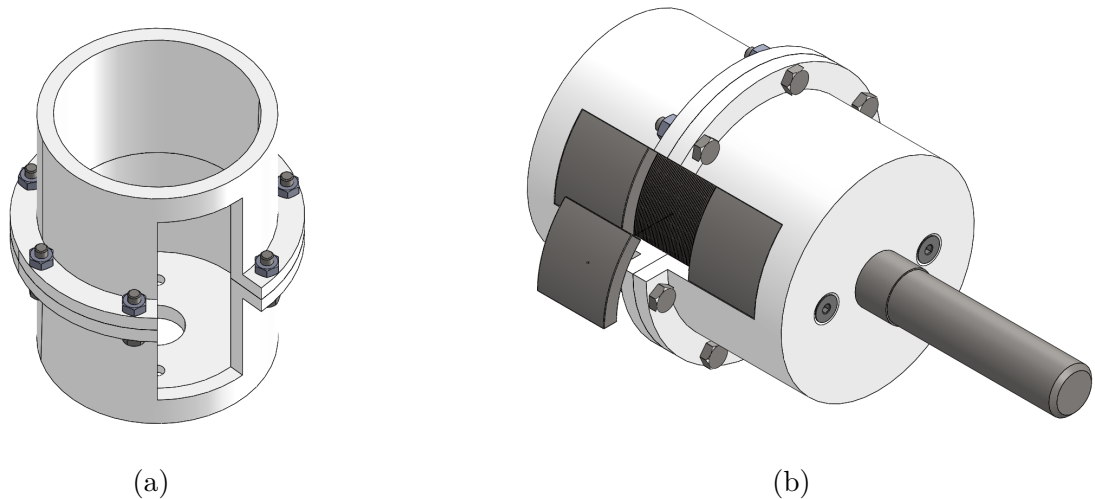


FIGURE 2.59 – Outil d'assemblage des aimants du rotor haute vitesse : (a) outil (b) outil monté

### Assemblage du rotor basse vitesse

Il est particulièrement difficile d'empiler les tôles de sorte à ce qu'elles forment des dents bien alignées. Or les performances magnétiques en dépendent directement. Ce problème est lié à l'absence de diamètre de centrage et d'une référence quelconque pour la position angulaire. La souplesse des tôles ne facilite pas la tâche. Nous avons conçu un outil, en deux parties, qui s'assemble facilement et qui crée un diamètre de centrage extérieur temporaire. Des tenons sont également présents dans quatre dents (figure 2.60a) pour assurer la position angulaire. Leur forme spécifique permet d'enlever les deux parties radialement<sup>7</sup>.

7. Alors que les queues d'aronde formées par les dents auraient nécessité d'enlever les pièces axialement mais cela est impossible à cause des jantes de compression.

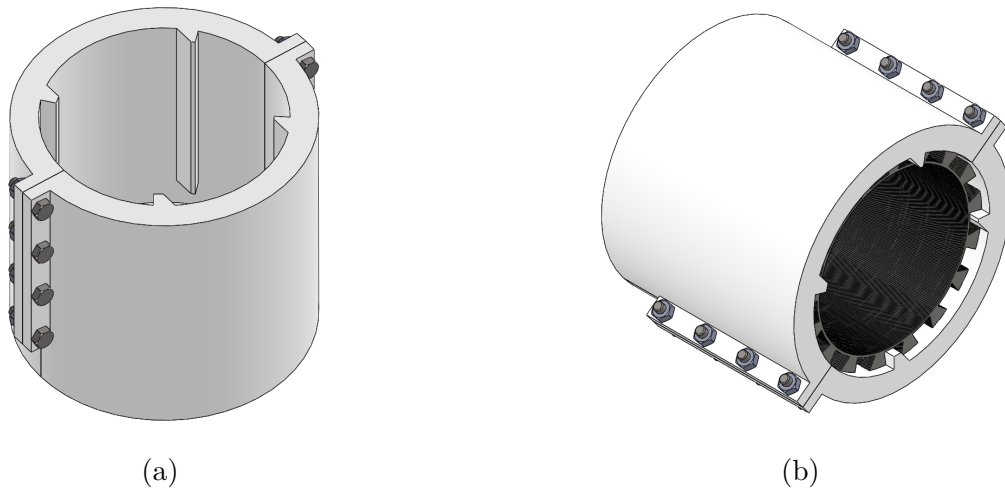


FIGURE 2.60 – Outil d’assemblage des tôles du rotor basse vitesse : (a) outil (b) outil monté

### Assemblage du stator

Le stator présente les mêmes difficultés que celles exposées ci-dessus. Nous devons concevoir un outil pour positionner axialement et angulairement les aimants. La difficulté, dans ce cas, est que l’outil doit pouvoir s’enlever par l’intérieur. Nous avons choisi de créer un réseau de 3 encoches qui peuvent accueillir 9 aimants permanents d’une même polarité (figure 2.61a). Nous laissons donc un écart suffisant pour la polarité inverse et la tolérance de fabrication des aimants. L’outil se positionne en butée et sur le diamètre intérieur le plus grand. Le collage peut se dérouler de la même façon que pour le rotor haute vitesse. Il suffit alors de translater radialement l’outil en prenant soin de garder une suite de trois aimants déjà collés dans une des encoches, définissant ainsi une référence angulaire.

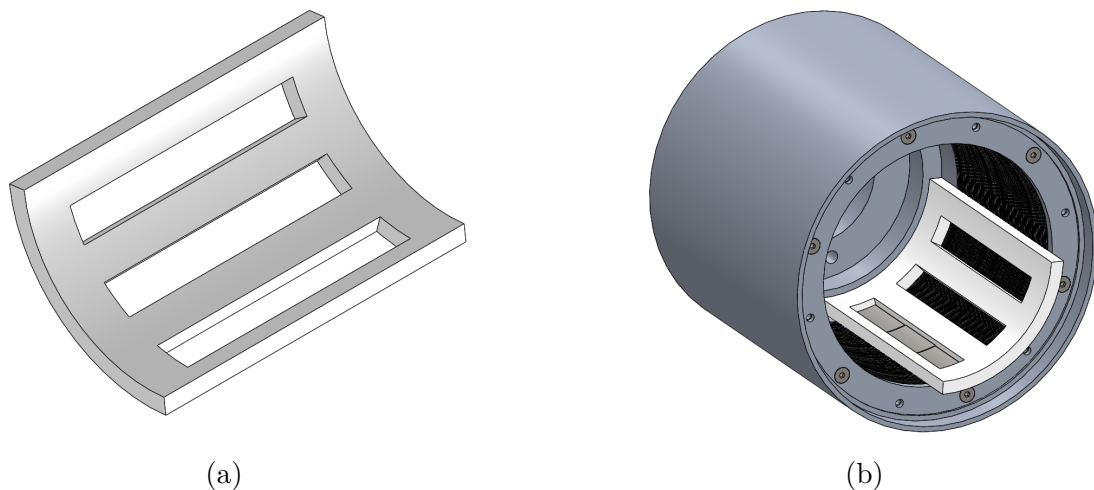


FIGURE 2.61 – Outil d’assemblage des aimants du stator : (a) outil (b) outil monté

Vu les géométries complexes des deux derniers outils, nous envisageons de les imprimer en 3D sur une machine de haute précision.

### 2.5.3 Notice de montage

1. Montage des tôles du rotor haute vitesse (figure 2.62) :
  - (a) Insérer 150 tôles (2) sur le plus grand diamètre de l'arbre haute vitesse (1) jusqu'à la butée. Il peut être plus aisé d'insérer les tôles par dizaine.
  - (b) Engager la jante de compression (3) sur le même diamètre de centrage (1). Celle-ci doit appuyer de manière uniforme sur la dernière tôle, sans qu'elle ne soit pliée.
  - (c) Visser les 4 vis à tête fraisée M4x10 (4) en croix. Utiliser un tournevis dynamométrique pour serrer au couple de  $1,96 Nm$ .

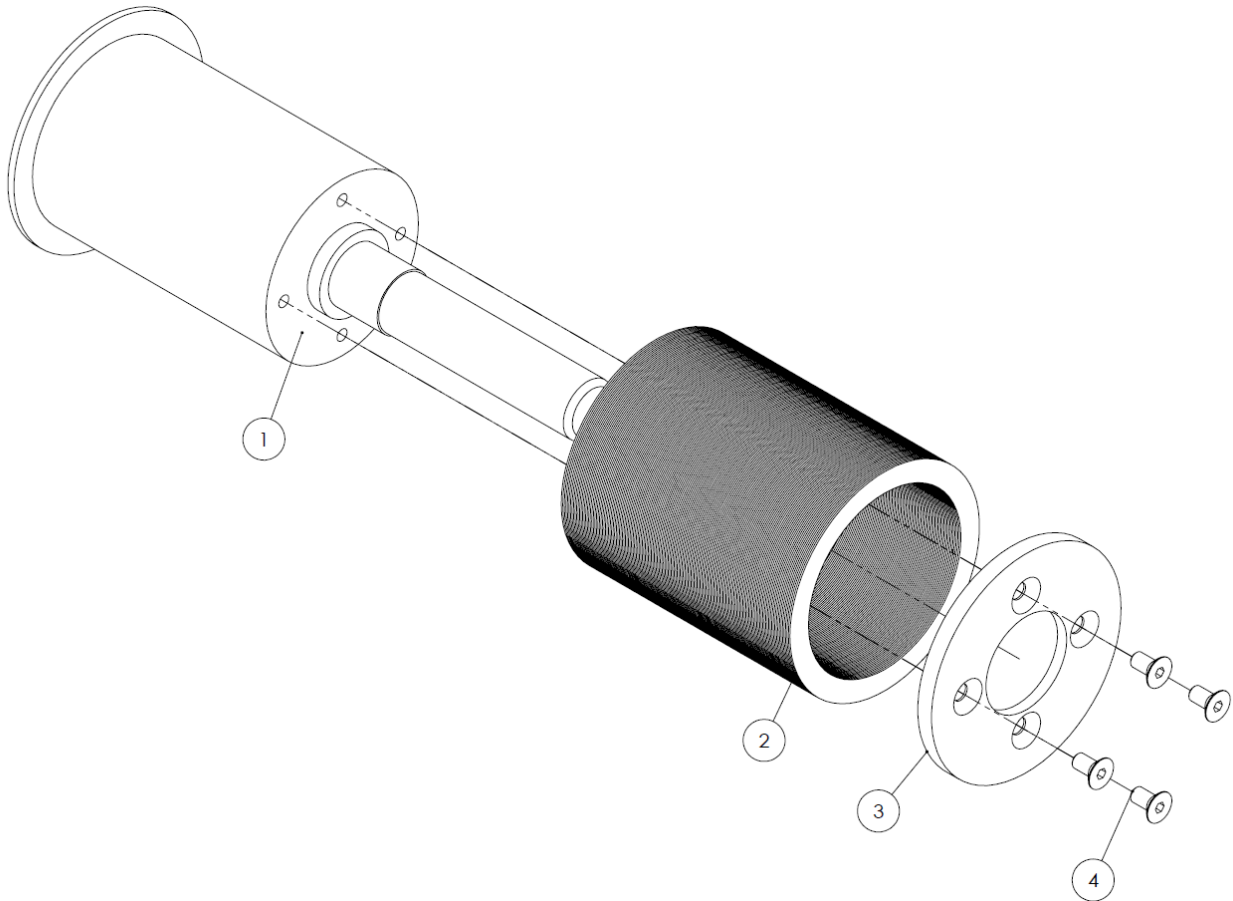


FIGURE 2.62 – Montage des tôles du rotor haute vitesse

2. Montage des tôles dans le carter (figure 2.63) :
  - (a) Insérer 150 tôles (2) dans le carter (1) jusqu'à la butée. Il peut être plus aisé d'insérer les tôles par dizaine.
  - (b) Engager la flasque de compression (7) sur le même diamètre de centrage (1). Celle-ci doit appuyer de manière uniforme sur la dernière tôle, sans qu'elle ne soit pliée.
  - (c) Visser les 6 vis à tête fraisée M3x8 (8) en croix et à travers les trous fraisés de la flasque (7). Utiliser un tournevis dynamométrique pour serrer au couple de  $0,84 Nm$ .

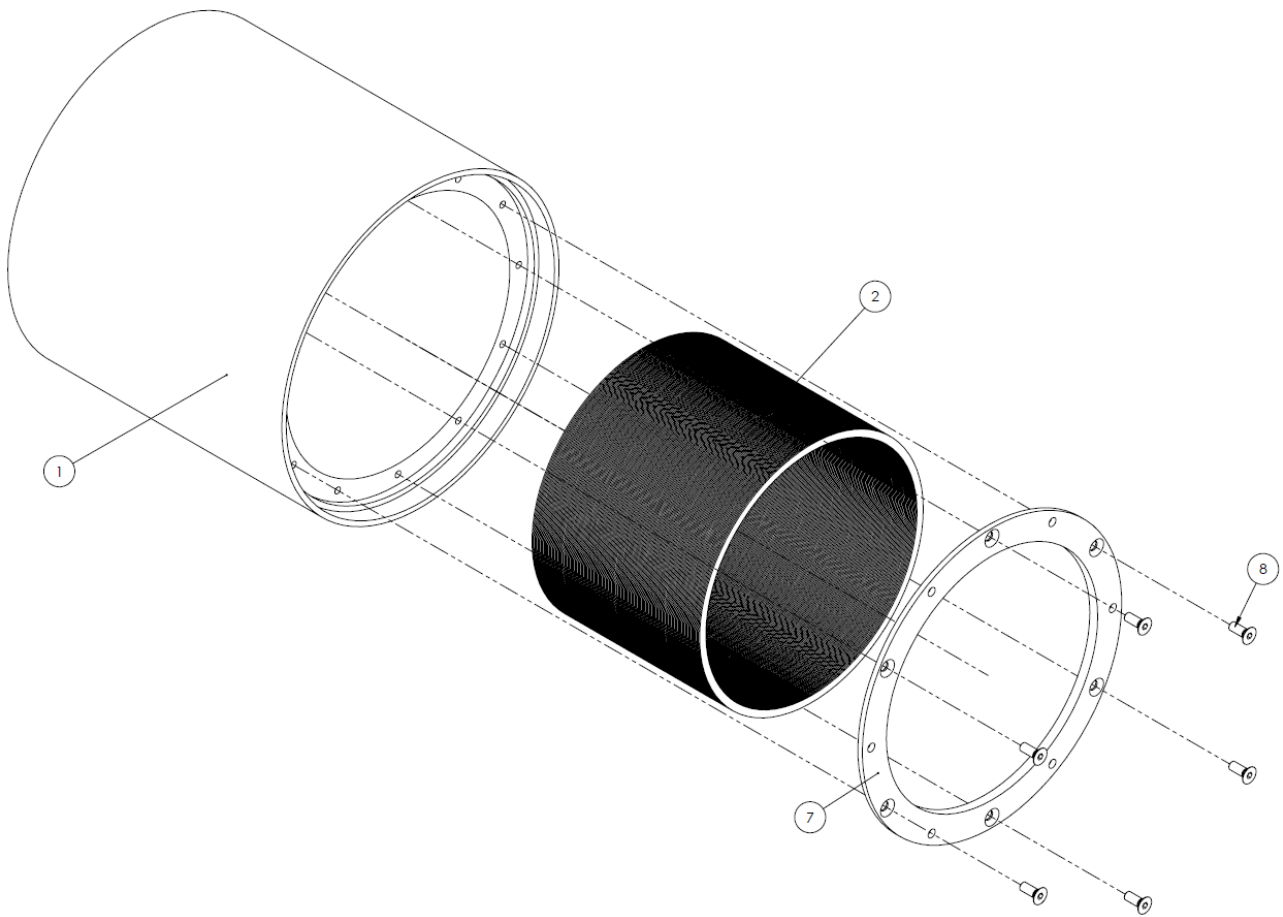


FIGURE 2.63 – Montage des tôles dans le carter

### 3. Montage des pièces polaires (figure 2.64) :

- (a) Visser 13 tiges filetées M4x95 CU2 (5) dans la jante en aluminium (3) en utilisant du LOCTITE 270 selon la figure 2.65. Attendre au moins 10 minutes le temps de séchage du frein filet.
- (b) Placer la jante (3) dans le fond des outils (1) et (9). Prêter attention aux tenons, ils remplacent les tiges filetées absentes (figure 2.65).
- (c) Verrouiller les outils (1) et (9) avec 8 boulons M4x16 (10 et 11).
- (d) Insérer 150 tôles (2) en prêtant attention à leur bon alignement.  
*Attention : les tôles sont très souples et se déforment facilement. Il peut être plus aisé d'insérer les tôles par dizaine.*
- (e) Engager la jante de compression (7) et visser les premiers écrous DIN546 M4 CU2. Utiliser l'embout adapté et un tournevis dynamométrique réglé sur 1,20 Nm et serrer en croix les écrous présents. Les tôles sont en compression et parfaitement alignées.
- (f) Démontez l'outil (1) et (9) en veillant à déboîter les pièces dans une direction perpendiculaire au plan qui les joint.

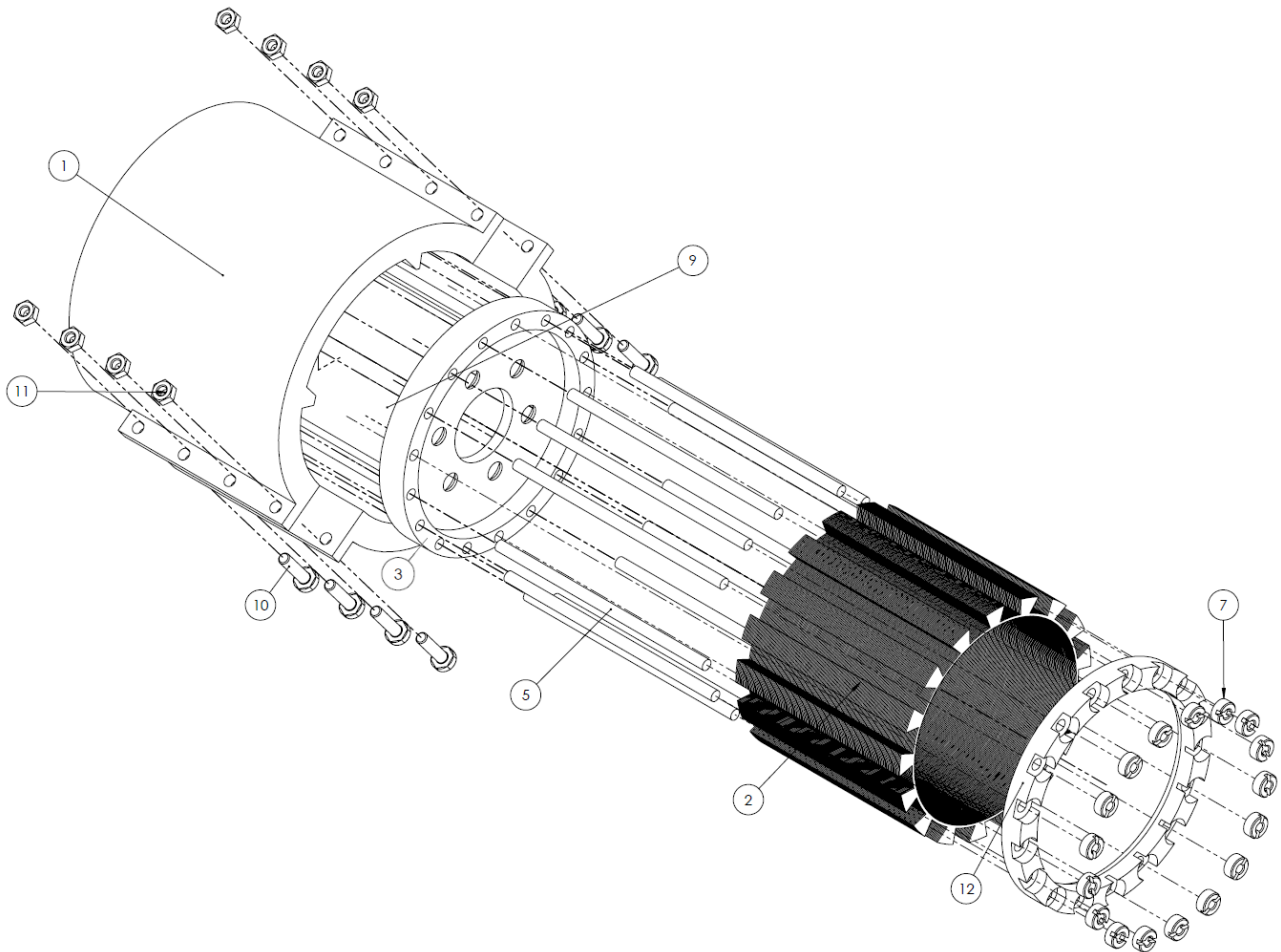


FIGURE 2.64 – Montage des pièces polaires

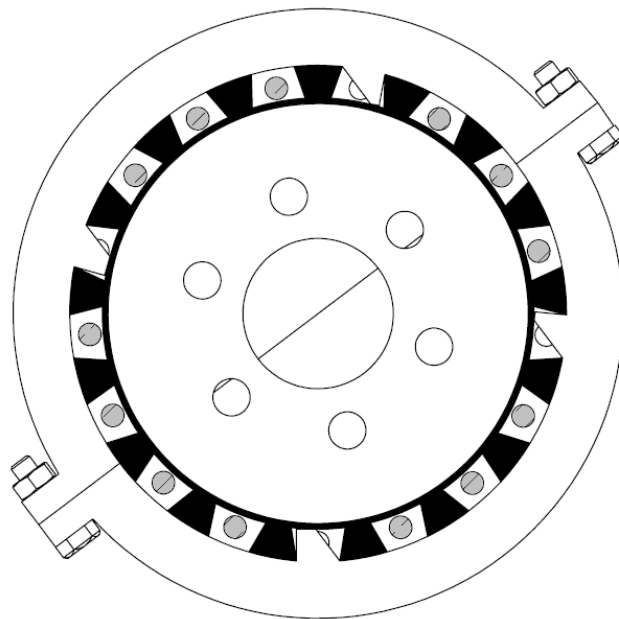


FIGURE 2.65 – Vue du dessus du montage des pièces polaires

- (g) Visser les 4 tiges filetées manquantes M4X95 CU2 dans la jante en aluminium (3) en utilisant du LOCTITE 270. Attendre au moins 10 minutes le temps de séchage du frein filet.

- (h) Visser les derniers écrous DIN546 M4 CU2 en croix à l'aide du tournevis dynamométrique.
4. Passage au four
- Placer les 3 assemblages précédemment réalisés au four à 150°C pendant au moins 1h. Cette étape colle les tôles entre elles de manière définitive.  
*Attention : utiliser des gants pour manipuler les assemblages sortis du four.*
5. Montage du roulement à billes du rotor haute vitesse (figure 2.66) :
- Utiliser une presse ou un maillet avec une cale pour insérer le roulement à billes 6002 (5) dans son logement dans l'arbre haute vitesse (1). La bague extérieure est montée serrée.

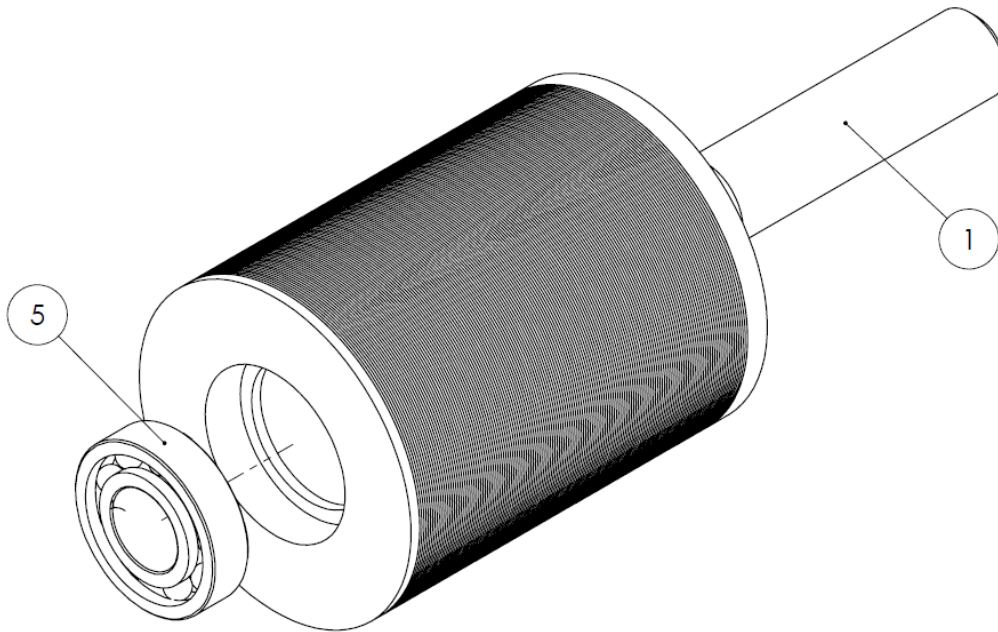


FIGURE 2.66 – Montage du roulement à billes du rotor haute vitesse

6. Collage des aimants permanents du rotor haute vitesse (figure 2.67) :
- (a) Dévisser 2 vis de compression opposées du rotor haute vitesse (4).
  - (b) Prendre en sandwich le rotor haute vitesse avec les outils (6) et (5). L'outil (5) se place du côté de l'arbre. Verrouiller ces outils entre eux avec 4 boulons M4x16 (9 et 10).
  - (c) Verrouiller axialement les outils (6) et (5) avec les vis M4x16 à tête fraisée (8). Ajuster l'angle des outils (5) et (6) par rapport au rotor, si nécessaire.  
*Attention : pour la suite, utiliser uniquement des aimants d'une même polarité.*
  - (d) Déposer de la colle sur les tôles ferromagnétiques (2) du côté opposé à la sortie d'arbre sur 25 mm. Glisser l'aimant (7A) dans l'encoche formée jusqu'à buter axialement.
  - (e) Déposer de la colle sur les tôles ferromagnétiques (2) sur tout le reste de la surface disponible dans l'encoche.
  - (f) Engager l'aimant (7B) au plus près de la jante (3) et le pousser doucement vers l'aimant (7A) en laissant un espace.
  - (g) Engager l'aimant (7C) avec le pouce de la main droite au plus près de la jante (3). Utiliser la main gauche pour maintenir l'aimant (7B) en contact avec les tôles. La répulsion des aimants va rendre cette étape difficile. Rentrer totalement le dernier aimant (7C).

(h) Essuyer les bavures de colle avec un chiffon.

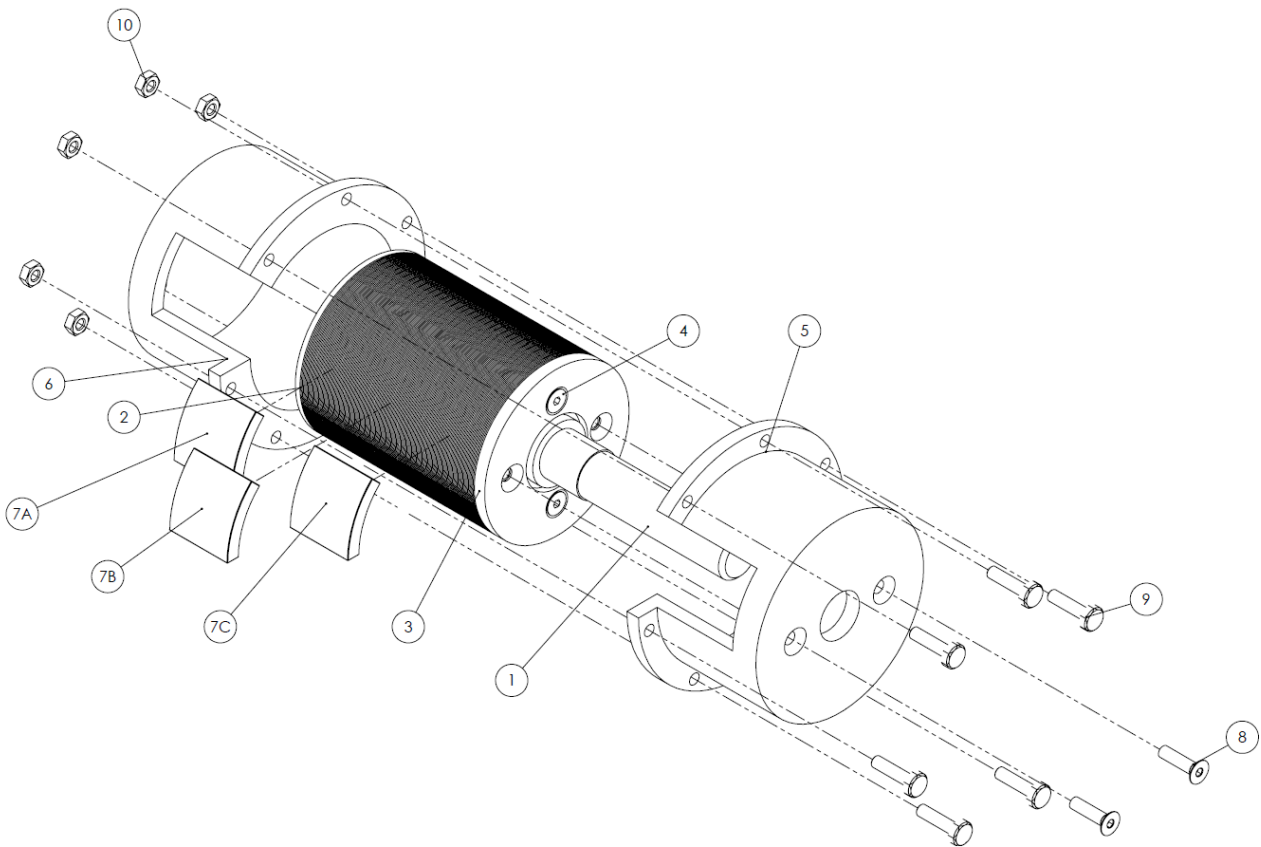


FIGURE 2.67 – Collage des premiers aimants du rotor haute vitesse

(i) Une fois la colle sèche, démonter les outils (5) et (6).

7. Collage des aimants permanents du rotor haute vitesse (figure 2.68) :

(a) Visser les vis (4) manquantes pour assurer la compression des tôles.

(b) Coller les 21 aimants restants (5) sur les tôles ferromagnétiques (2) en s'aidant des précédents.

*Attention : les aimants doivent respecter une alternance de polarité radialement mais sont (à nouveau) d'une même polarité axialement. Il peut être intéressant d'attendre régulièrement que la colle sèche. Le magnétisme devrait aider à garder un bon alignement par rapport (1) et (3)*

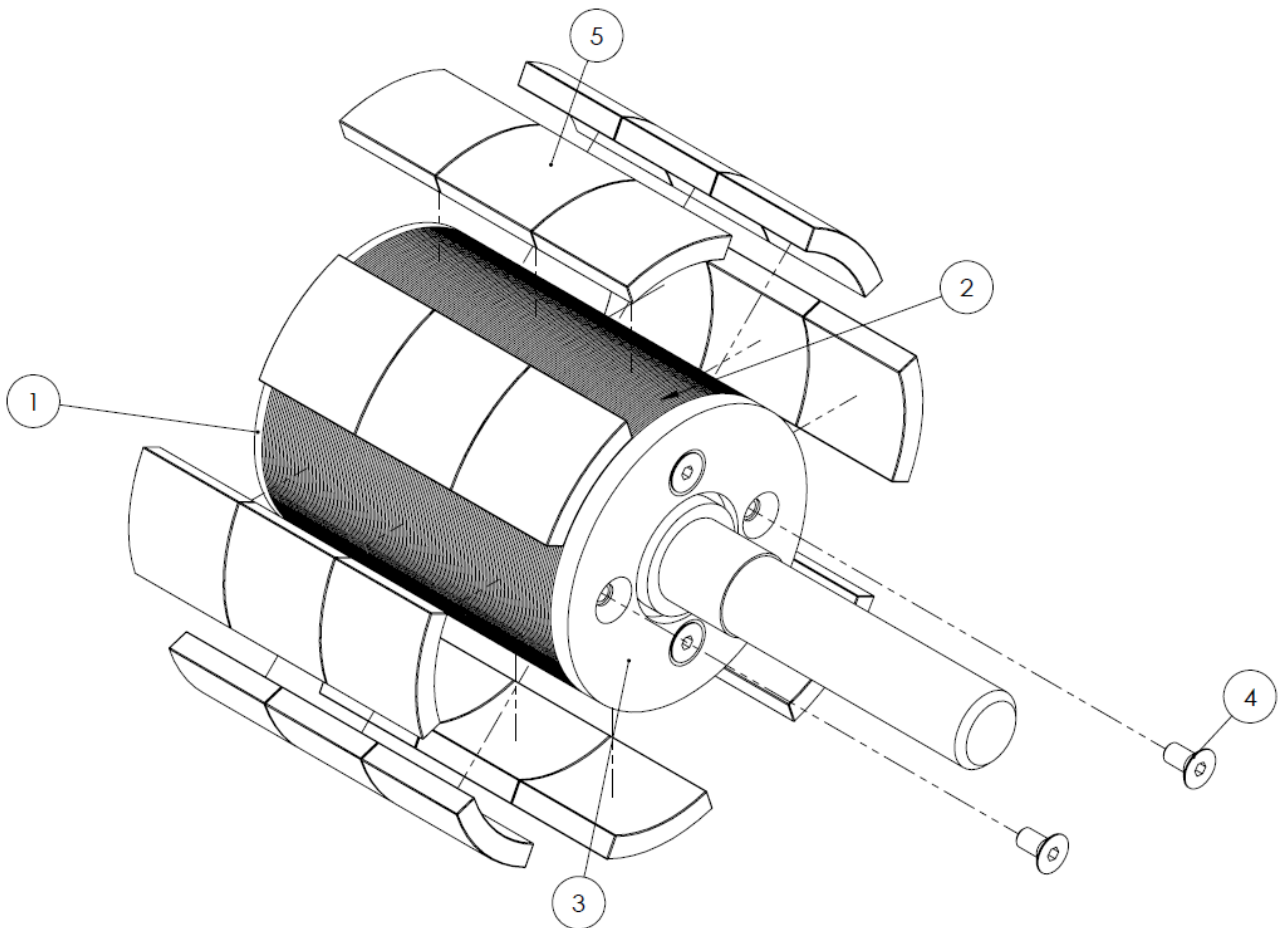


FIGURE 2.68 – Collage du reste des aimants du rotor haute vitesse

## 8. Collage des aimants permanents du carter (figure 2.69) :

- (a) Positionner l'outil (2) dans le carter (1) jusqu'à être en butée sur les tôles ferromagnétiques et sur l'épaulement (1A).  
*Attention : pour la suite, utiliser uniquement des aimants d'une même polarité.*
- (b) Déposer de la colle sur les tôles ferromagnétiques (4) du côté de l'épaulement (1A) sur 25 mm dans l'encoche. Glisser l'aimant (3A) dans l'encoche jusqu'à buter axialement.
- (c) Déposer de la colle sur les tôles ferromagnétiques (4) sur tout le reste de la surface disponible dans l'encoche.
- (d) Engager l'aimant (3B) et le pousser doucement vers l'aimant (3A) en laissant un espace.
- (e) Engager l'aimant (3C) avec le pouce de votre main droite. Utiliser la main gauche pour maintenir l'aimant (3B) en contact avec les tôles. La répulsion des aimants va rendre cette étape difficile. Une fois le dernier aimant (3C) totalement rentré dans l'encoche, les aimants (3ABC) sont mécaniquement verrouillés et collés.
- (f) Essuyer les bavures de colle avec un chiffon.

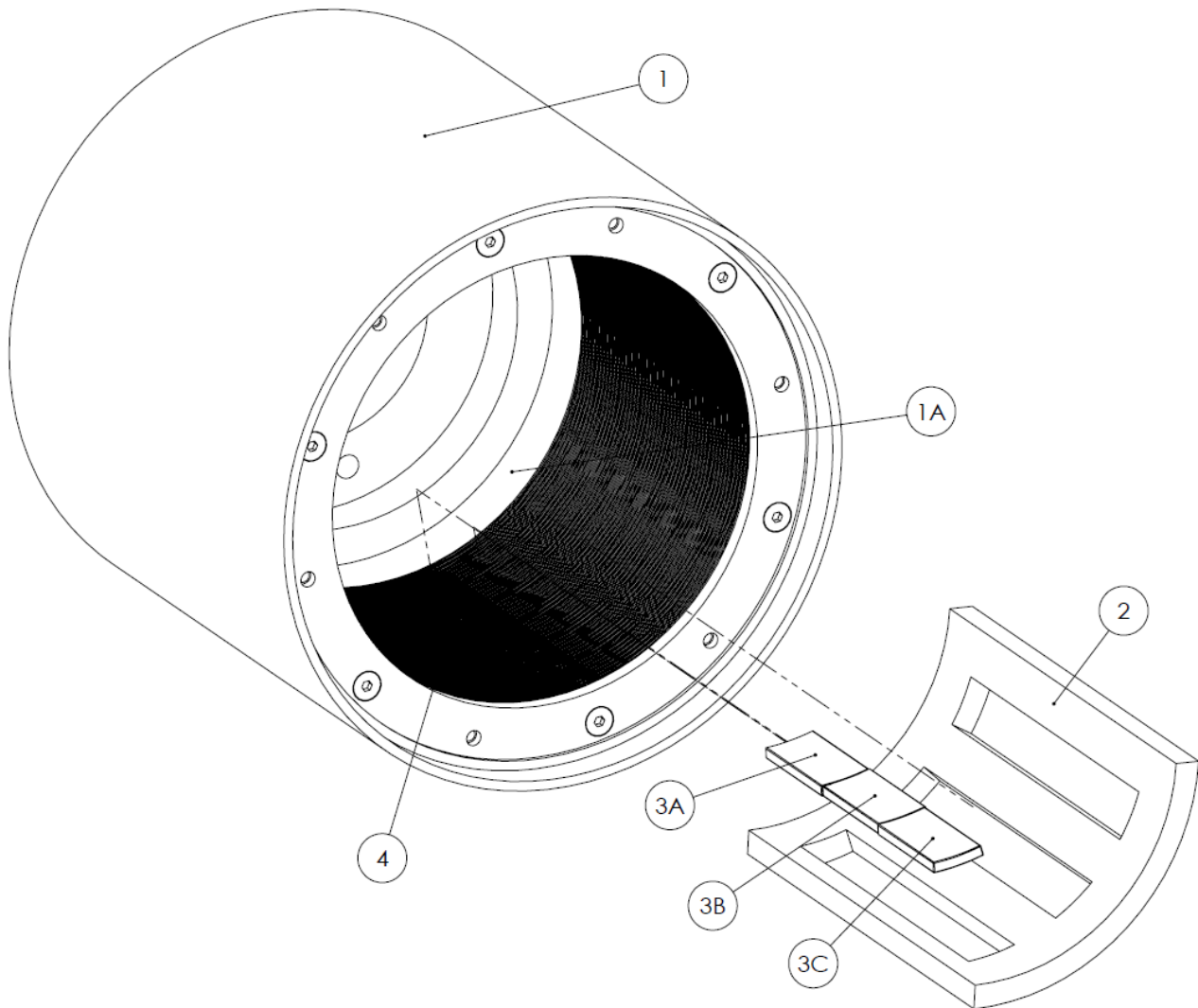


FIGURE 2.69 – Collage des premiers aimants du carter

- (g) Répéter ces opérations pour les 2 autres encoches de l'outil (2).
  - (h) Décaler l'outil radialement (2) en positionnant toujours une suite de 3 aimants déjà collés (au moins) dans une encoche. Coller ainsi 39 aimants.
9. Collage des aimants permanents du carter (figure 2.70) :
- (a) Coller les 39 aimants restants (7) sur les tôles ferromagnétiques (2) en s'aidant des précédents. *Attention : ces aimants doivent être d'une polarité inverse à celle de l'étape précédente mais sont (à nouveau) d'une même polarité axialement. Il peut être intéressant d'attendre régulièrement que la colle sèche. Le magnétisme devrait aider à garder un bon alignement. Une fine feuille peut être placée axialement entre les aimants pour définir un écart constant.*

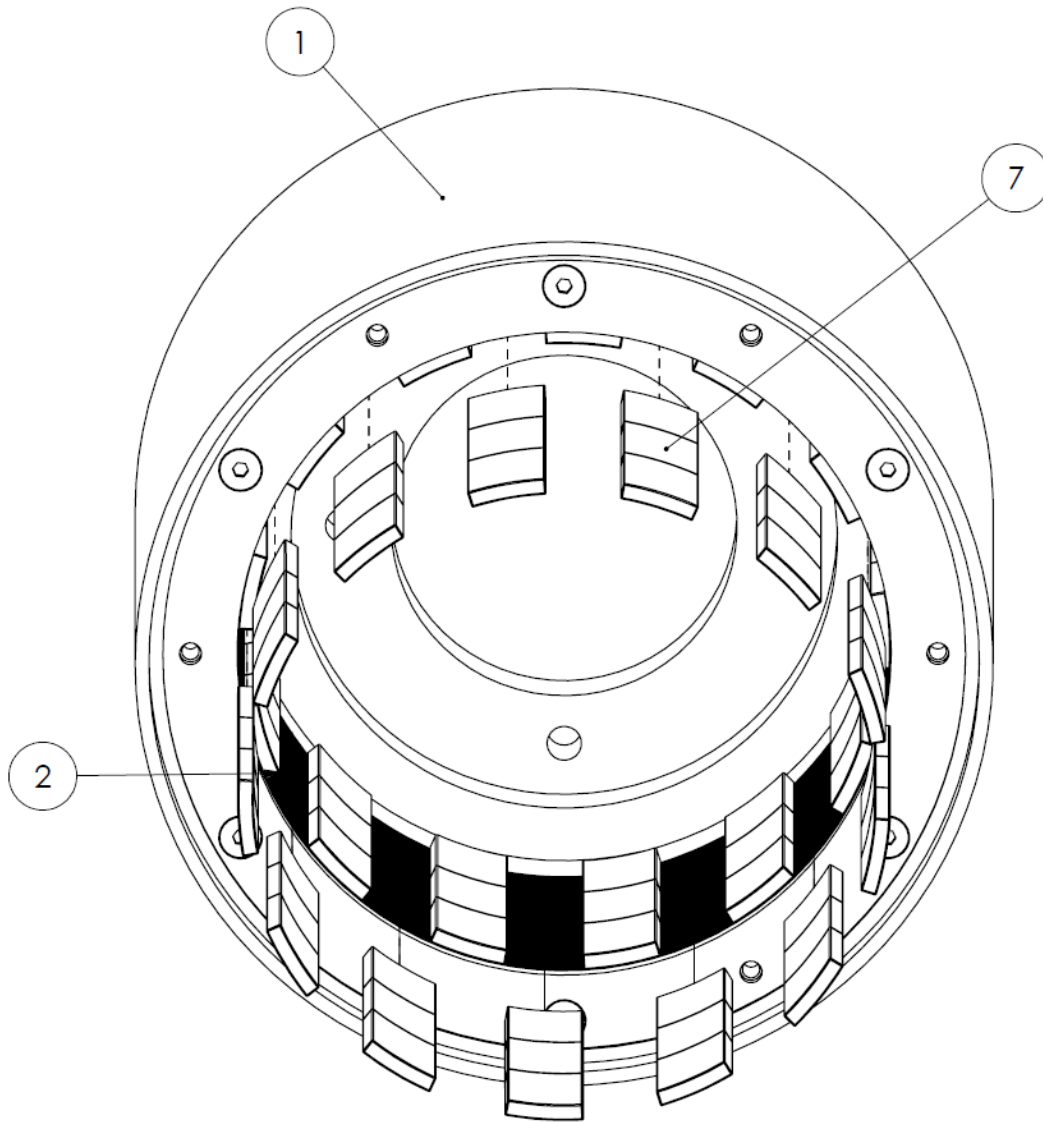


FIGURE 2.70 – Collage du reste des aimants du carter

10. Assemblage de l'arbre basse vitesse (figure 2.71) :

- (a) Enfiler l'arbre (2) dans le diamètre de centrage des pièces polaires (3).
- (b) Visser les 6 vis à tête fraisée M6x8 (7) dans l'arbre (2).

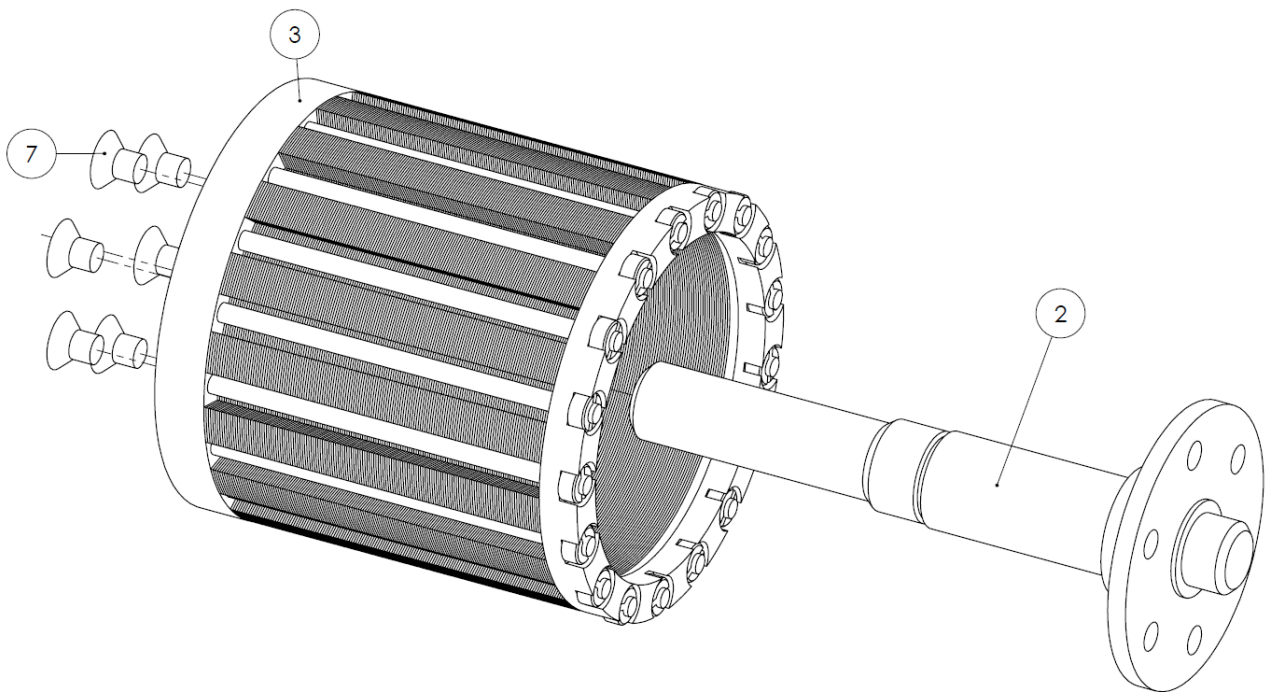


FIGURE 2.71 – Assemblage de l'arbre basse vitesse

11. Assemblage des roulements du carter (figure 2.72) :

- (a) Placer le boîtier Misumi BGRBB6004VV-50 (4) dans le diamètre de centrage du carter (1).
- (b) Verrouiller le boîtier (4) à l'aide de 4 vis à tête cylindrique M6x12 (6).

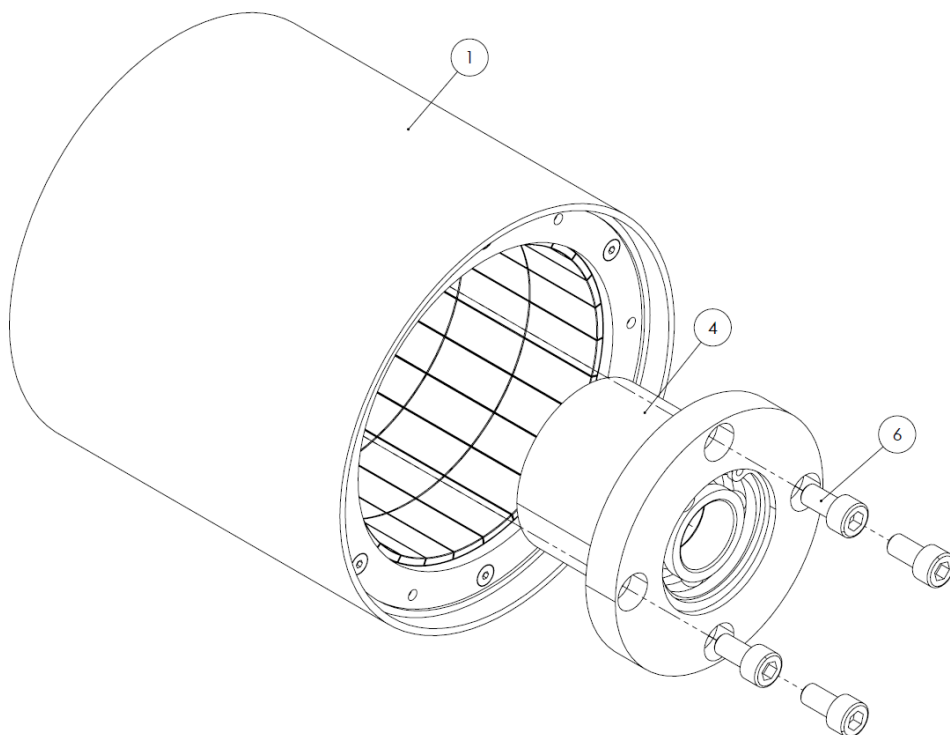


FIGURE 2.72 – Assemblage des roulements du carter

12. Assemblage final (figure 2.73) :

- (a) Insérer le rotor basse vitesse (17) dans le carter Misumi solidarisé à (1).
- (b) Visser l'écrou de précision (31) avec une clé à ergot 4 HN4 en prêtant attention au sens. Serrer jusqu'à ce que la rotation soit sans jeu mais sans point dur.
- (c) Enfiler le roulement du rotor haute vitesse (24) sur le tenon du rotor basse vitesse (17).
- (d) Enfiler l'entretoise (30) et le ressort de préchargement sur l'arbre (24).
- (e) Visser la flasque 10 à l'aide des 6 vis à tête fraisée M3x20 dans les trous restant du carter (1).
- (f) Placer le roulement 16003 (11) sur l'arbre. A l'aide d'une presse ou d'un maillet avec une cale, le placer dans son logement. La bague intérieure est serrée.
- (g) Visser le couvercle de roulement (12) à l'aide des 4 vis à tête cylindrique M5x12.

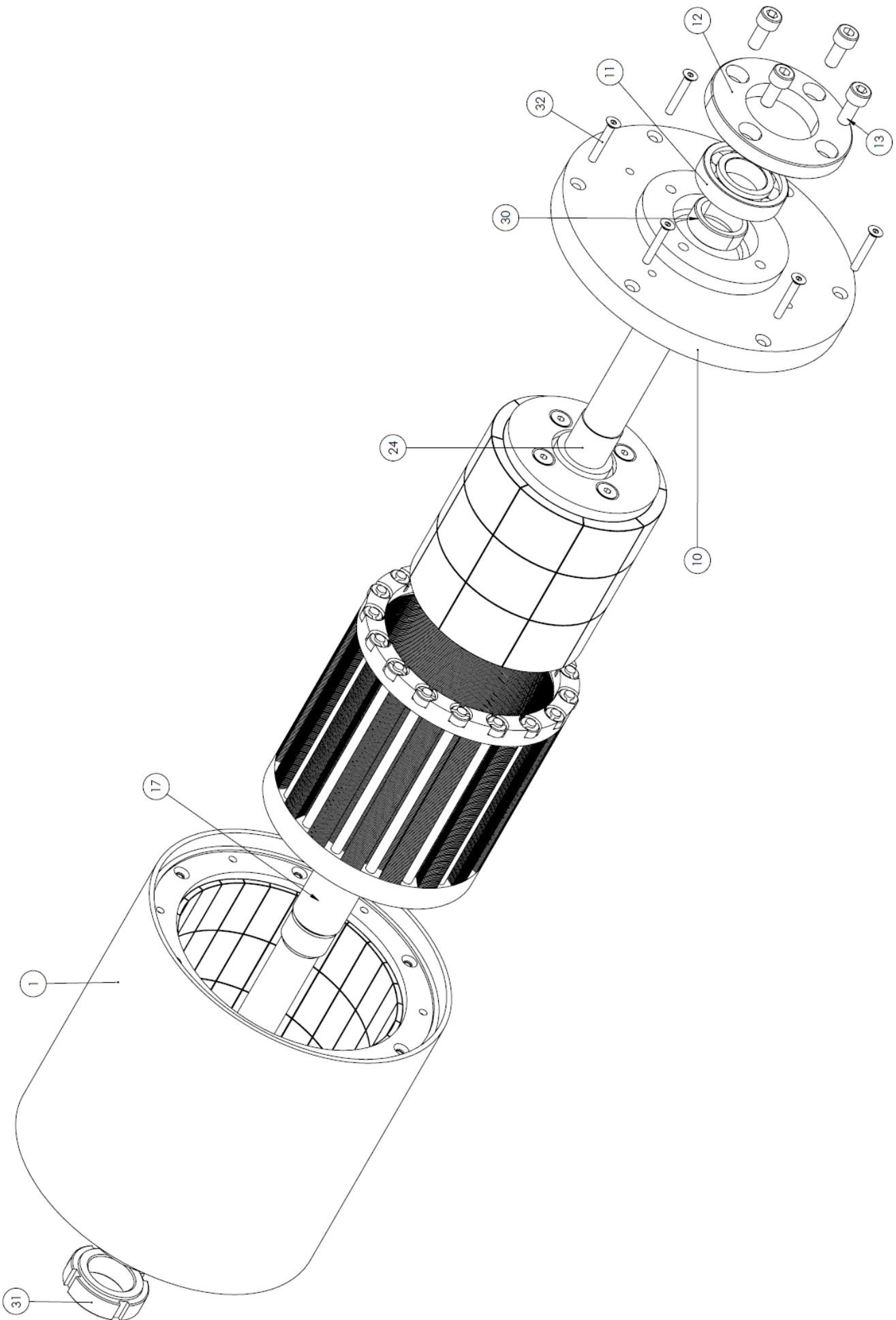


FIGURE 2.73 – Assemblage final du prototype

# Chapitre 3

## Banc de test

### 3.1 État de l'art

Avant de concevoir un banc de test pour notre prototype, il semble judicieux d'analyser les différentes solutions déjà existantes. A nouveau, la conception de ces bancs est rarement détaillée. Il nous faudra donc faire une étude électromécanique basée sur des photos.

La plupart des bancs de test sont constitués d'une chaîne identique : un moteur d'entraînement, des capteurs d'entrée, le réducteur magnétique, des capteurs de sorties et un dispositif de freinage.

Le banc de test de l'article [10] est constitué d'un bâti en aluminium (une feuille assez épaisse) et les différents éléments semblent y être directement vissés (figure 3.1). Le réducteur n'est fixé sur un support vertical que d'un côté. Il n'y a pas d'élément de guidage, nous supposons donc que l'alignement est ajusté par des trous oblongs. Les accouplements entre éléments sont faits avec des accouplements de type flexible. Une mesure de couple est réalisée et le côté "haut couple" (*high-torque side*) est du côté de l'entraînement.

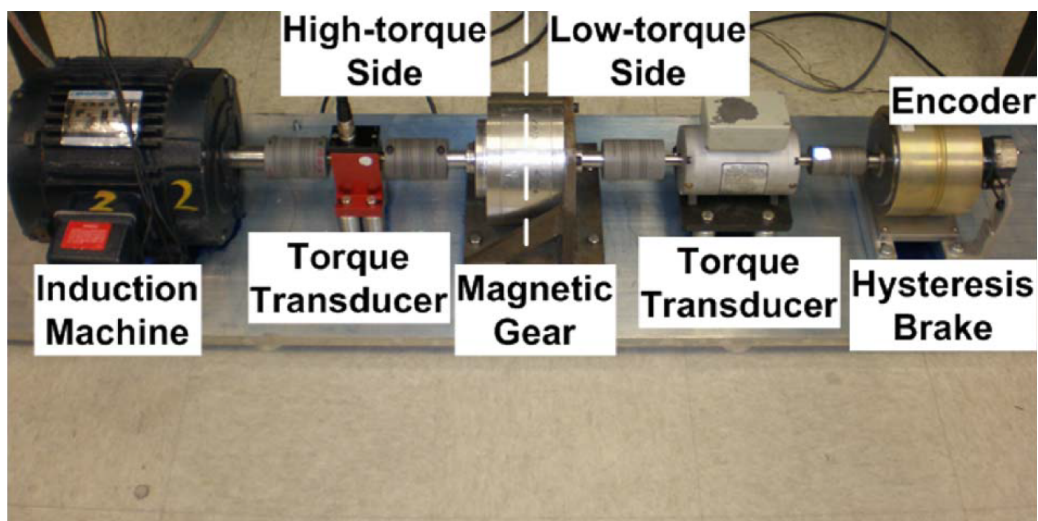


FIGURE 3.1 – Banc de test sans guidage [10]

Le banc de test de l'article [27] est constitué d'un bâti en acier qui présente trois rainures : deux pour les fixations (passage d'écrous) et une pour le guidage axial (figure 3.2). Tous les éléments sont fixés sur des supports verticaux. Aucune explication n'est apportée concernant un déport aussi important. Le banc semble réversible : l'entraînement peut devenir entraîné. Des

réducteurs mécaniques sont utilisés à l'entrée et la sortie pour adapter la capacité en couple des servo moteurs (au détriment de la vitesse de rotation). Une mesure en couple est effectuée et les accouplements sont de type flexible.

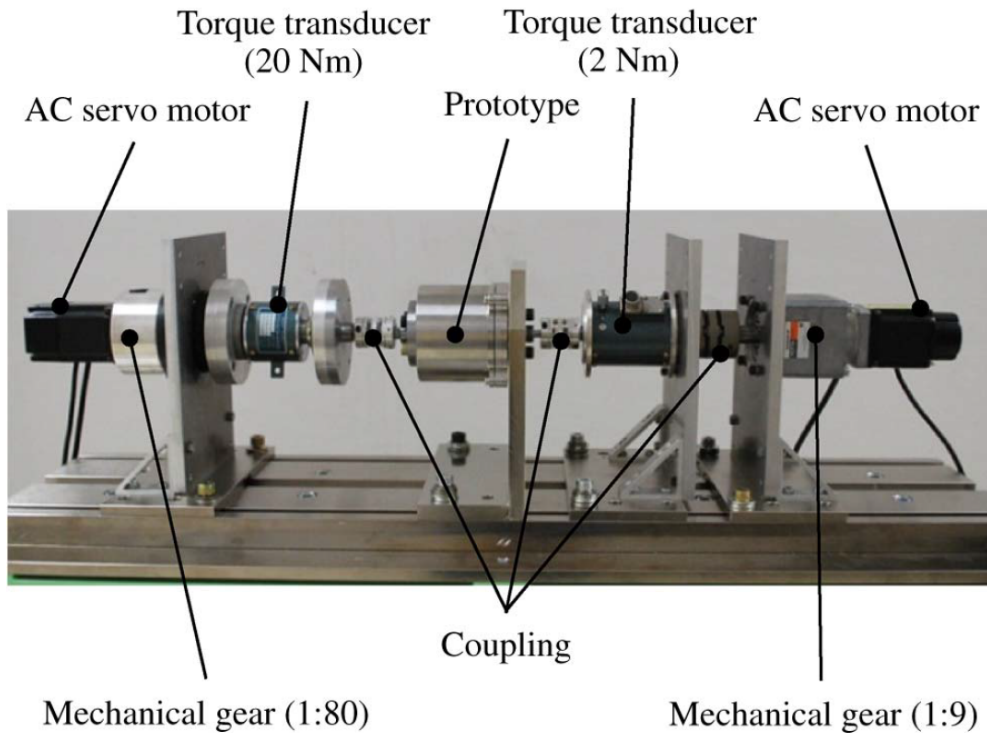


FIGURE 3.2 – Banc de test avec réducteurs de vitesse mécaniques [27]

Les bancs de test des articles [36], [37], [21] et [26] sont constitués de différentes plaques en acier avec des réseaux de trous, probablement elles-mêmes montées sur un bâti (exemple figure 3.3). Ces pièces permettent de créer un assemblage rigide sans usinage et sont généralement bien tolérancées, garantissant ainsi un bon alignement axial. Les différents éléments sont fixés par leur base horizontale ou par un support vertical. Dans l'article [36], les capteurs de couples sont montés sans support. Nous pouvons deviner la présence d'un réducteur mécanique entre la sortie du prototype et la charge (un moteur triphasé). Dans l'article [37], l'entraînement est du côté basse vitesse (i.e haut couple). Dans l'article [21], ils utilisent également des boîtes de vitesse mécaniques pour ajuster les capacités d'entraînement et de la charge (figure 3.4).

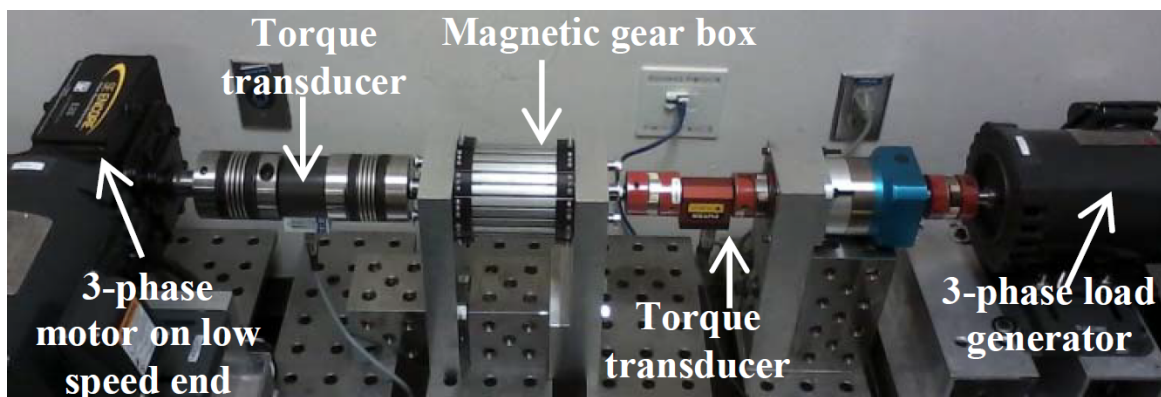


FIGURE 3.3 – Banc de test avec bâti "réseaux de trous" [36]

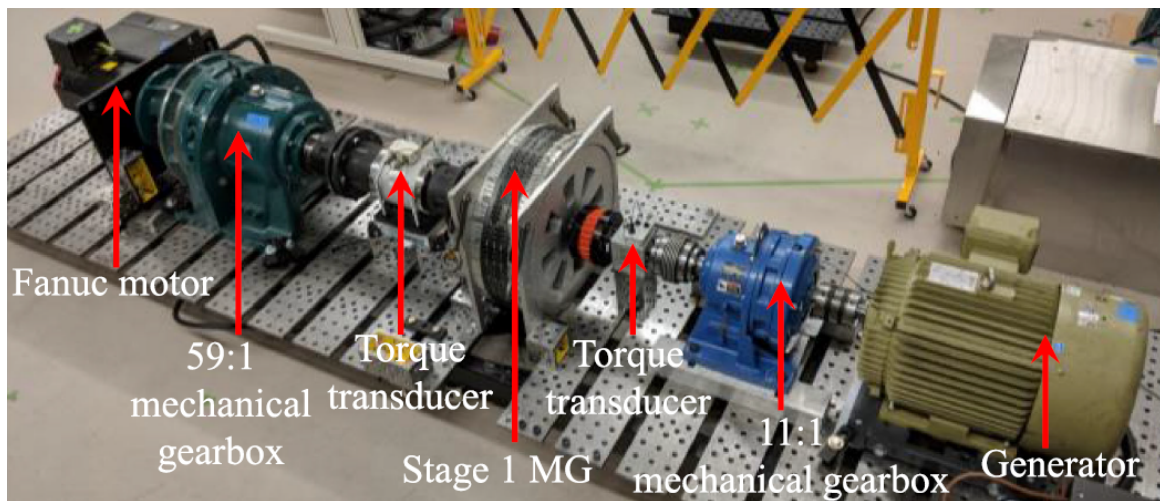


FIGURE 3.4 – Banc de test avec bâti "réseaux de trous" et boîtes mécaniques [21]

L'article [35] présente le montage d'un des rotors dans le mandrin d'un tour et sa poupée mobile. Ce montage permet de mesurer la déflexion de chacun des rotors à moindre coût. Ceci était l'unique objectif recherché et l'expérimentation ne va pas plus loin.

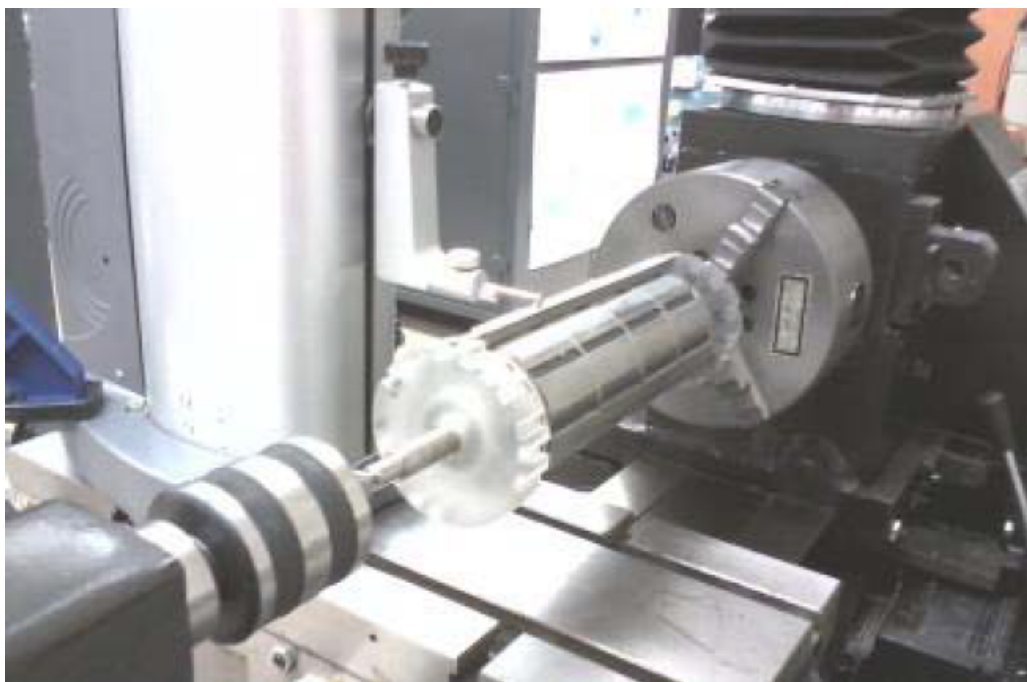


FIGURE 3.5 – Réducteur monté sur un tour [35]

Nous venons de parcourir les bancs de test permettant de caractériser des réducteurs magnétiques mais nous pouvons également étendre nos recherches à tous les types de banc de test et observer plus particulièrement comment le prototype est maintenu en position.

Pour fixer temporairement un dispositif (dans ce cas, un moteur électrique) aux dimensions quelconques, le fournisseur Magtrol [23] propose des solutions toutes faites qui facilitent considérablement la conception d'un banc de test. Ces solutions peuvent se monter sur un profilé en aluminium ou se fixer directement sur un bâti.

Le premier exemple (figure 3.6a) utilise un bridage du dispositif cylindrique dans une équerre. Il est alors possible d'ajuster sa position sur les trois axes avec des verniers.

La deuxième solution (figure 3.6b) sert le dispositif dans deux équerres. La coaxialité et la position axiale sont réglables avec des verniers.

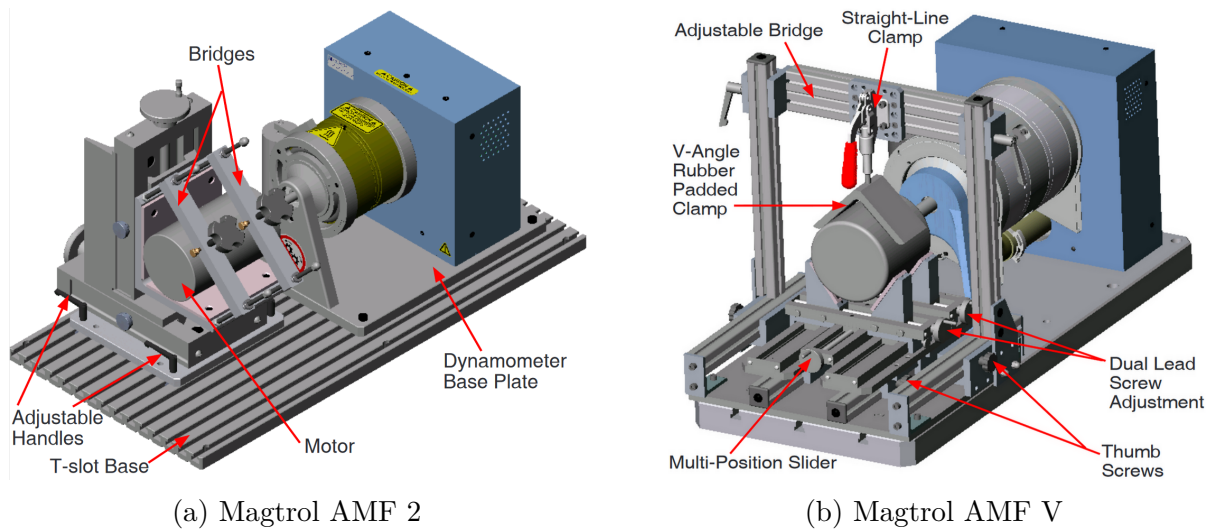


FIGURE 3.6

Pour conclure ce bref état de l'art sur les bancs de test, nous constatons que les ingénieurs semblent accorder plus d'attention aux dispositifs à tester (c'est à dire les réducteurs magnétiques dans notre cas) qu'à la conception même des bancs de test. Les solutions vont à l'essentiel avec l'utilisation d'un minimum de matériel et d'un maximum de pièces "toutes faites". La plupart semblent s'être souciés de la bonne coaxialité des différents éléments (bien qu'ils présentent des solutions différentes : rainure de guidage ou réseaux de trous) et de leur bonne fixation. La chaîne allant de l'entraînement jusqu'à la charge est souvent la même. Tous ces articles présentent des capteurs de couple qui, généralement, offrent également une mesure de la vitesse angulaire. Sur les différents bancs de test présentés, seule la présence de boîtes de vitesse mécanique est donc différente.

## 3.2 Conception électromécanique

Le cahier des charges du banc de test n'est pas restreint uniquement à la caractérisation du réducteur magnétique étudié pour ce mémoire. Le banc de test doit pouvoir fonctionner pour tout réducteur respectant certaines spécifications (section 1.1) En effet, il n'est pas improbable que d'autres prototypes soient conçus dans le cadre du projet *Traction 2020* et que ce même banc de test puisse évaluer leurs performances. La contrainte de dimensions du réducteur magnétique sera donc le postulat de départ pour la conception mécanique.

Notre cahier des charges exige de mesurer le couple, la vitesse angulaire mais aussi la position angulaire d'entrée et de sortie. Nous n'avons pas rencontré, dans la section 3.1, de banc capable d'effectuer cette dernière mesure.

Les critères de coût et d'investissement vont être déterminants. Les dispositifs électromécaniques, en général, sont assez coûteux et le budget pour le projet est limité. Nous privilégions la récupération de matériel déjà disponible au laboratoire ou l'investissement dans du matériel réutilisable pour d'autres projets. Le choix du matériel sera aussi contraint par les méthodes d'appel d'offre exigées par l'université.

### 3.2.1 Matériel électromécanique

Sur base des observations précédentes, du cahier des charges et d'une certaine logique, nous décidons que notre banc de test respectera la chaîne suivante : entraînement, capteur de couple d'entrée, capteur de position angulaire d'entrée, prototype, capteur de position angulaire de sortie, capteur de couple de sortie et, finalement, une charge. Nous avons choisi une conception simple sans accouplement indirect (c'est-à-dire sans l'utilisation de courroies ou chaînes qui permettent un déport des dispositifs).

Note : les capteurs de couple offrent souvent une mesure de vitesse angulaire. Dans le cas contraire, l'acquisition des positions angulaires et du temps permet, en toute facilité, de calculer les vitesses de rotation.

Les différents appels d'offre nous mènent finalement au matériel suivant :

#### Moteur :

Nous décidons d'entraîner le moteur du côté haute vitesse : le prototype opère en tant que réducteur. Nous nous passons de boîte de vitesse mécanique, un moteur présentant cette caractéristique couple/vitesse étant facilement trouvable sur le marché. N'importe quel moteur capable de délivrer  $15 Nm$  jusqu'à  $3820 rpm$  correspond à nos attentes. Le moteur choisi est un servo moteur synchrone de Bosch Rexroth qui dispose de sa propre alimentation triphasée et son propre contrôleur. Sa caractéristique de couple/vitesse permet d'atteindre les  $29 Nm$  à  $4000 rpm$ , ce qui est bien au-delà de ce dont nous avons besoin [6]. Sa masse est de  $17,5 kg$ .

#### Capteur de couple :

Un bon nombre de capteurs de couple existent sur le marché : à réaction, transformateur tournant, clampé, télémétrie analogique ou digitale et une sortie avec ou sans fil. Le choix de technologie est restreint par les gammes de couples à mesurer, certaines ne fonctionnant que pour les couples supérieurs à  $100 Nm$ . La télémétrie offre généralement un avantage considérable : les capteurs sont sans fil et il n'existe pas de liaison physique entre le capteur, monté sur l'arbre, et son transducteur. De cette façon, on diminue la complexité d'alignement. Par contre, cette solution présente un coût très important et c'est pourquoi nous nous dirigeons vers des capteurs de couple à transformateur tournant, une jauge de contrainte alimentée sans fil de HBM. Deux modèles sont nécessaires, l'un au couple nominal de  $20 Nm$  et l'autre de  $50 Nm$  (classe de précision 0.2) qui sont largement suffisants. Ces dispositifs présentent deux portées d'arbres (une entrée et une sortie) et ont une masse de  $0,6 kg$  et  $1,3 kg$  [13]. Ils sont également capables de déterminer une position angulaire au degré près, ce qui est suffisant pour mesurer une vitesse mais pas pour mesurer une position.

#### Capteur de positions angulaires :

Bien que les capteurs de couple offrent une mesure en position angulaire, celle-ci ne sera pas suffisante. Les pièces polaires sont composées de 17 dents. La mesure est pertinente sur un arc de  $21^\circ$  et nous attendons au moins une centaine de points sur celle-ci. Nous optons donc pour des capteurs de position angulaire ou encore "résolveurs" externes qui proviennent de l'entreprise LTN Servotechnik. Le laboratoire a déjà eu une expérience concluante avec ceux-ci. Leur précision est au-delà de  $0,1^\circ$ , ce qui sera bien suffisant [22]. Deux modèles seront nécessaires, l'un du côté haute vitesse, l'autre du côté basse vitesse. Ils se présentent sous la

forme de deux anneaux concentriques : l'un, rotorique, solidaire de l'arbre et l'autre statorique avec les sorties des signaux. Ces capteurs sont fabriqués sur mesure.

### Frein :

Pour le freinage, nous décidons également de nous passer de boîte de vitesse mécanique et d'utiliser un frein magnétique plutôt qu'un moteur en générateur. Nous avons, au laboratoire, un frein magnétique à poudre du constructeur IBD disponible, généralement utilisé dans l'industrie de l'impression [15]. Ce frein permet d'atteindre un couple de  $120 \text{ Nm}$ , ce qui est bien au-delà de nos exigences. Il dispose également de sa propre carte d'alimentation (carte *LEO*) de puissance et d'un radiateur de dissipation thermique assez conséquent. Le frein se présente avec un alésage et une rainure de clavette pour une masse totale de  $17 \text{ kg}$ .

A ce stade, la chaîne électromécanique est la suivante (figure 3.7) :

1. Servo moteur Bosch Rexroth
2. Capteur de couple HBM T21WN  $20 \text{ Nm}$
3. Capteur de position angulaire LTN RE21
4. Prototype du réducteur de vitesse magnétique
5. Capteur de position angulaire LTN RE21
6. Capteur de couple HBM T21WN  $50 \text{ Nm}$
7. Frein à poudre magnétique IBD B1201R

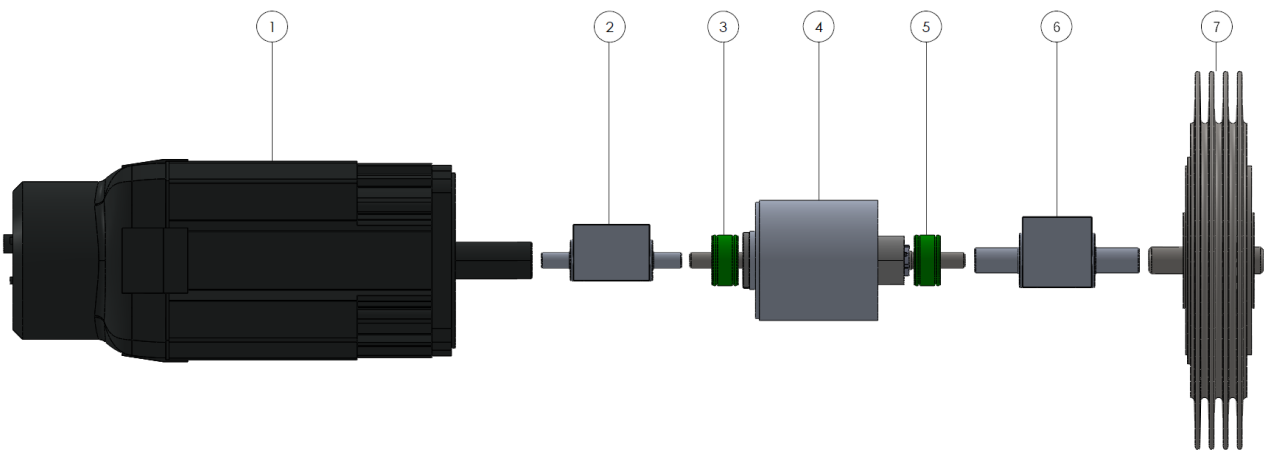


FIGURE 3.7 – Chaîne électromécanique du banc de test

Nous réalisons directement que la diversité des dimensions du matériel cité ci-dessus suggère une bonne conception mécanique des supports et une bonne réflexion sur les accouplements. L'exigence sur l'alignement est également de taille puisque ce dernier détermine le rendement mécanique du banc et la qualité des essais. Nous devons donc penser à des solutions de guidage.

### 3.2.2 Principes de conception

Globalement, les mêmes principes de conception que pour le prototypage du réducteur magnétique (section 2.4.1) seront suivis. Cependant, quelques points, expliqués ci-dessous, diffèrent.

## Dimensionnement

Dans le cadre du banc de test, nous n'avons pas de limite de poids ni de volume (contrainte liée à la recherche de performance) et pouvons nous permettre d'utiliser des matériaux magnétiques plus solides comme l'acier. Nous veillons à surdimensionner l'entièreté du banc de test pour mettre de côté toute inquiétude par rapport à la tenue mécanique. Par exemple, au plus le banc est lourd, au moins il sera sujet aux vibrations.

## Modularité

Le banc est conçu de façon à ce que l'on puisse changer facilement un des éléments ou le faire évoluer. Les supports, dans leur conception, sont suffisamment flexibles que pour pouvoir extraire un des éléments électromécaniques ou encore mettre à l'épreuve un autre prototype. Nous évitons tout type d'assemblage définitif, comme le collage ou la soudure.

### 3.2.3 Solution complète

#### Bâti et guidage

Plusieurs solutions sont envisageables :

1. Utiliser un profilé en aluminium spécialement dédié aux bancs d'essai. Cette solution est assez coûteuse au vu des dimensions du banc. Les faces supérieures et inférieures sont tolérancées mais il faut ajouter un élément de guidage axial. La fixation est, par contre, simplifiée et les profilés réutilisables, à condition que les dimensions soient intéressantes.
2. Utiliser des cales d'usinage tolérancées (comme les réseaux de trous de la section 3.1) et un bâti usiné. Cette solution permet une fixation très solide et une définition des faces de référence parallèles pour les éléments de support. A nouveau, cette solution n'offre pas directement d'élément de guidage, mis à part les réseaux de trous, et demande d'usiner tout de même un bâti<sup>1</sup>. Leur réutilisation dans un autre projet est, par contre, aisée.
3. Utiliser un bâti brut et usiner une rainure (type clavette) tolérancée ou y fixer un rail. Cette solution garantit le guidage mais nécessite un usinage complexe. Pour la fixation, nous pouvons usiner des autres rainures pour le passage des écrous ou directement faire des trous oblongs. Dû à sa géométrie sur mesure, ce bâti ne sera que très difficilement réutilisable.

Le tableau 3.1 présente une comparaison de ces solutions sur base de nos critères, évaluées sur 5 points pour un total de 20 points.

Solutions :	1	2	3
Fixation	5	5	5
Guidage axial	0	2	5
Coût	4	2	3
Modularité	4	5	3
<b>Résultat</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>16</b>

TABLE 3.1 – Comparaison des différents types de bâti

1. Généralement, ces cales sont montées sur une table de positionnement ou une table de soudure qui présente le même réseau de trous. Nous n'avons pas ce matériel au laboratoire, du moins, pas pour une utilisation prolongée.

Nous optons pour la troisième solution. C'est en concertation avec les opérateurs d'usinage que cette pièce est conçue, selon le stock disponible et les capacités des machines.

La longueur totale du banc est définie par la longueur de chaque dispositif électromécanique et des longueurs supplémentaires nécessaires aux accouplements. Elle vaut environ 1300 *mm*. Pour garantir que tous les éléments seront sur un même axe, tout en pouvant déplacer individuellement chaque élément axialement, la solution la plus simple est de faire usiner une rainure de clavette dans le bâti sur toute cette longueur. La capacité des fraiseuses du laboratoire est limitée à 700 *mm* et les manœuvres de décalage de la pièce sur la table, malgré l'utilisation d'un comparateur, entraînent une perte de précision. Nous décidons de limiter l'usinage tolérancé de la rainure à 700 *mm* mais de prolonger celle-ci grossièrement pour faciliter l'insertion des clavettes. Nous devons tenir compte de cette contrainte dans la conception de nos différents supports mais, a priori, elle ne devrait pas gêner.

Nous faisons usiner, parallèlement à la rainure de clavette et de part et d'autre de celle-ci, deux alésages traversants qui permettent de positionner des vis M8 à tête hexagonale pour fixer les futurs supports (figure 3.8). La feuille d'aluminium n'est pas rectifiée à 19 *mm* sur toute son épaisseur, nous conservons deux épaulements de quelques dixièmes de millimètre pour s'emboîter dans une table déjà disponible au laboratoire.

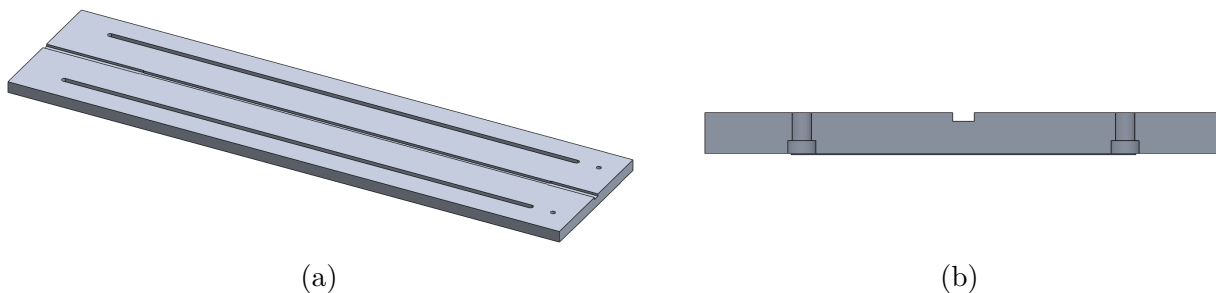


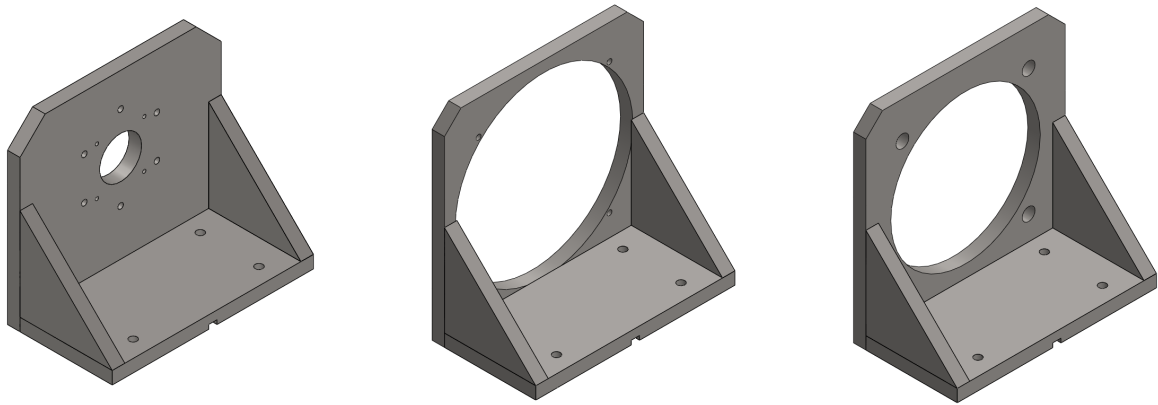
FIGURE 3.8 – Bâti du banc de test : (a) bâti (b) vue en coupe avec rainure de clavette et passage pour vis

### Supports du moteur, du frein et du prototype

La fixation du moteur et du frein, prévue par leur constructeur respectif, se base sur un diamètre de centrage pour le positionnement et un réseau de trous (taraudés pour le frein, passants pour le moteur) pour la solidarisation. Nous devons donc concevoir un support vertical capable de monter ces deux éléments en porte à faux.

Concernant le support du réducteur, nous pouvons imaginer une solution comme celle proposée par Magtrol (section 3.1) mais celle-ci nous semble inutilement compliquée étant donné que nous ne devons pas manipuler régulièrement le réducteur. Une solution avec un support vertical dédié à chaque prototype nous semble plus adaptée. Ainsi, nous avons prévu un réseau de trous dans le carter du prototype permettant une fixation par vis. Nous utilisons le boîtier Misumi, qui contient les deux roulements de l'arbre basse vitesse, comme diamètre de centrage. Si nous voulons tester un autre prototype, il suffira de remplacer ce support vertical.

Pour faciliter le travail d'usinage, nous concevons des renforts d'angle et une pièce horizontale qui permet la fixation au bâti et le guidage axial, identiques pour ces trois dispositifs. Ces pièces sont en acier 15 *mm* pour la rigidité. Les trois supports sont représentés à la figure 3.9.



(a) Support du prototype

(b) Support du frein

(c) Support du moteur

FIGURE 3.9 – Supports verticaux pour chaque dispositif, renforts d’angles et supports horizontaux

Nous choisissons que la solidarisation de ces pièces entre elles serait un assemblage de type vissé. Une soudure propose une meilleure tenue mécanique mais ne permet pas de changer facilement la pièce verticale (si l’un des dispositif est remplacé, par exemple) tout en conservant les autres pièces. L’usinage est également plus compliqué puisqu’il nécessite de repasser les pièces à la fraiseuse pour effacer les déformations thermiques. Nous choisissons de faire un assemblage de type trous oblongs/taraudés et vis pour pouvoir assembler de manière précise sur une surface de référence et ainsi garantir la perpendicularité. L’ajustement entre la pièce horizontale et la pièce verticale est aidé par la présence de la clavette.

### Support des capteurs de couple

La datasheet du constructeur HBM indique clairement les instructions de montage. Celle-ci se base sur un assemblage de type vissé avec quatre trous taraudés sur la face inférieure de chaque capteur. Il n’existe pas d’élément physique de référence pour le positionnement. Nous devons donc prévoir un certain jeu et les derniers défauts d’alignement seront ajustés au montage. Il faudra faire tourner l’arbre de chaque capteur, déjà accouplés, et serrer les vis de fixation une fois le capteur naturellement bien positionné, sans point dur. Des trous oblongs et des rondelles remplissent parfaitement cette tâche. La forme de ces supports est minimaliste pour simplifier l’usinage mais garantir tout de même une bonne fixation et un bon guidage (figure 3.10). Ces dispositifs n’assumant aucun couple, nous pouvons nous permettre d’utiliser de l’aluminium : cela sera d’autant plus simple pour un usinage dans la masse.

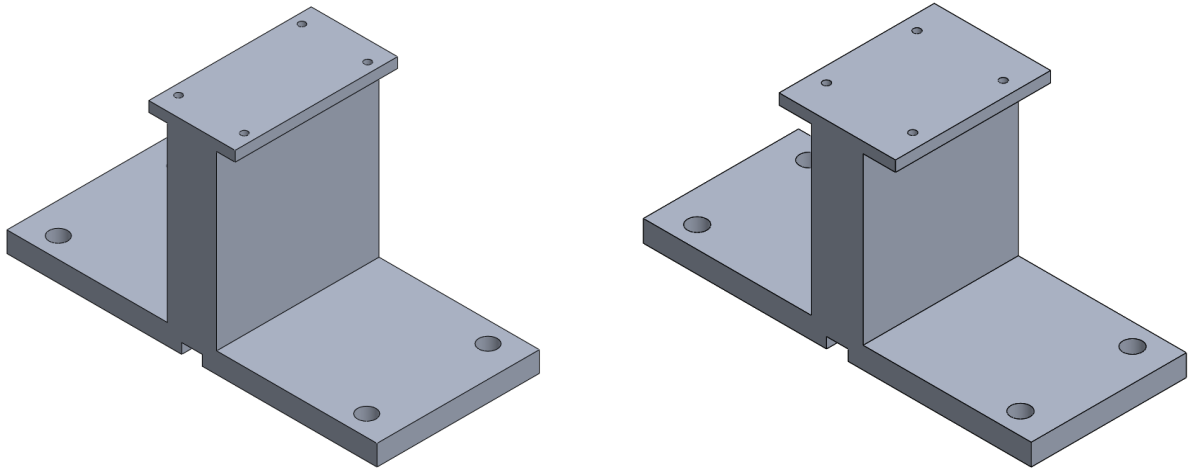
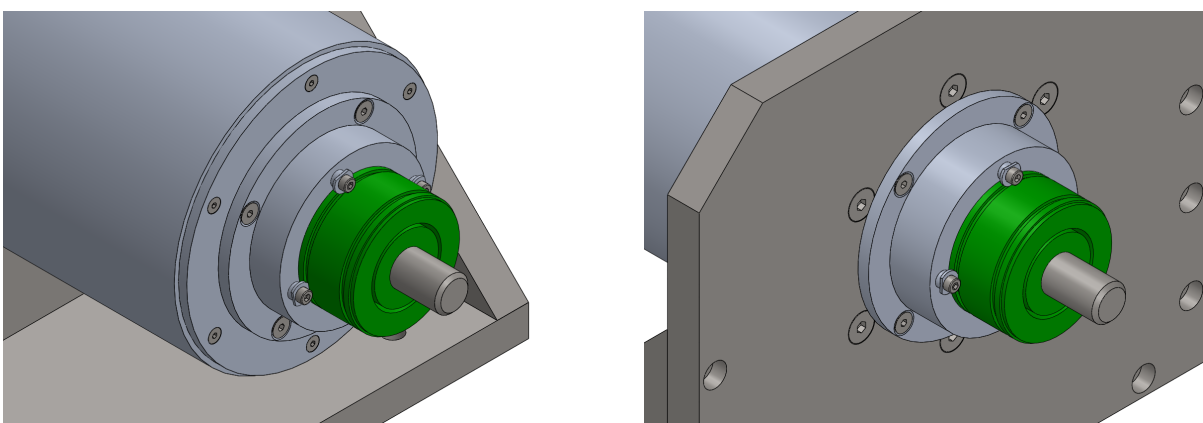
(a) Support 20  $Nm$ (b) Support 50  $Nm$ 

FIGURE 3.10 – Supports des capteurs de couple avec une géométrie similaire

### Support des résolveurs

Chaque résolveur est composé d'un élément rotorique (dont l'alésage est usiné au diamètre de l'arbre sur mesure) et d'un élément statorique. La concentricité de ces deux éléments est déterminante pour la mesure et le constructeur prévoit leur bon positionnement par un diamètre de centrage (et une face de référence pour le stator). La fixation du stator est possible par une gorge usinée dans laquelle peut entrer une pièce de fixation (vendue par le fabricant). Cette méthode de clampage est souvent utilisée pour ce genre de capteur.

Nous prévoyons, pour l'arbre haute vitesse, de fixer directement une pièce de support dans le carter. Pour l'arbre basse vitesse, nous pouvons fixer une pièce d'une conception similaire au support vertical du prototype. Pour respecter les concentricités, ces pièces se positionnent également sur des diamètres de centrage. Ces deux assemblages sont représentés à la figure 3.11.



(a) Coté haute vitesse

(b) Coté basse vitesse

FIGURE 3.11 – Clampage des résolveurs sur une pièce intermédiaire fixée (a) au carter, (b) au support vertical

Concernant la partie rotorique, le fabricant prévoit l'utilisation d'un tolérancement ajusté de la portée d'arbre et d'une colle spéciale. Mais, pour pouvoir désassembler le banc facilement, nous préférons usiner une butée axiale et utiliser un autre élément (comme un accouplement)

pour mettre en pression axialement la pièce rotorique et ainsi la solidariser temporairement. Cette méthode ne fonctionne que si le rotor ne subit que très peu de contrainte, ce qui est le cas.

### Accouplements

Les accouplements d'arbres se décomposent en 3 grandes familles : rigides, joints universels (et dérivés) et flexibles (exemples à la figure 3.12).



FIGURE 3.12 – Différents types d'accouplement d'arbre vendus par Misumi [25]

La première famille comprend les accouplements par plateau ou encore par clavetage. Ces accouplements ne fonctionnent que si les arbres sont parfaitement alignés. Leur avantage est alors de pouvoir transmettre des couples très importants tout en permettant un désassemblage et un encombrement réduit. Dans notre cas, nous ne pouvons garantir un alignement parfait, malgré les éléments de guidage.

La deuxième famille comprend les célèbres joints de cardan et doubles joints de cardan. Le cardan unique n'est pas homocinétique, ce qui gênerait les différents essais et les données extraites. La solution la plus simple est de placer un second joint de cardan mais la place nécessaire à ces dispositifs devient importante. Les désalignements excentriques ne sont également pas compensés par ces dispositifs.

La troisième famille comprend un bon nombre d'accouplements : à fente, à disque, Oldham, à mâchoire, à soufflets, etc. Ces accouplements ont une bonne capacité à reprendre des désalignements angulaires et excentriques (dépendante de leur type) et à absorber les vibrations. Leur encombrement est également réduit.

Nous choisissons cette dernière famille pour sa capacité à reprendre les différents désalignements. Le choix des modèles est principalement restreint par l'offre des fournisseurs vu la disparité des diamètres des arbres. Ces accouplements peuvent coûter une centaine d'euros mais les moins onéreux sont déjà suffisants : jusqu'à  $0,2\text{ mm}$  d'excentricité et  $2^\circ$  de désalignement angulaire pour un accouplement à fente.

La table 3.2 reprend les différentes pièces nécessaires :

Type	Fournisseur	Référence
A fentes	Nabeya Bi-tech	MST-63-26-BT-28-BT
A fentes	Nabeya Bi-tech	MST-63-16-BT-26-BT
A fentes	Misumi	CPLSC40-16-16
Disque	Nabeya Bi-tech	XHW-79-16-38

TABLE 3.2 – Pièces des fournisseurs

Pour conclure cette section, la figure 3.13 présente une vue dimétrique du banc de test complet sans les vis. D'autres vues 3D sont disponibles dans l'annexe E.

La mise en plan des différentes pièces se base sur les mêmes principes que ceux développés pour le réducteur magnétique (section 2.4.3). Les plans complets sont disponibles en annexe F.

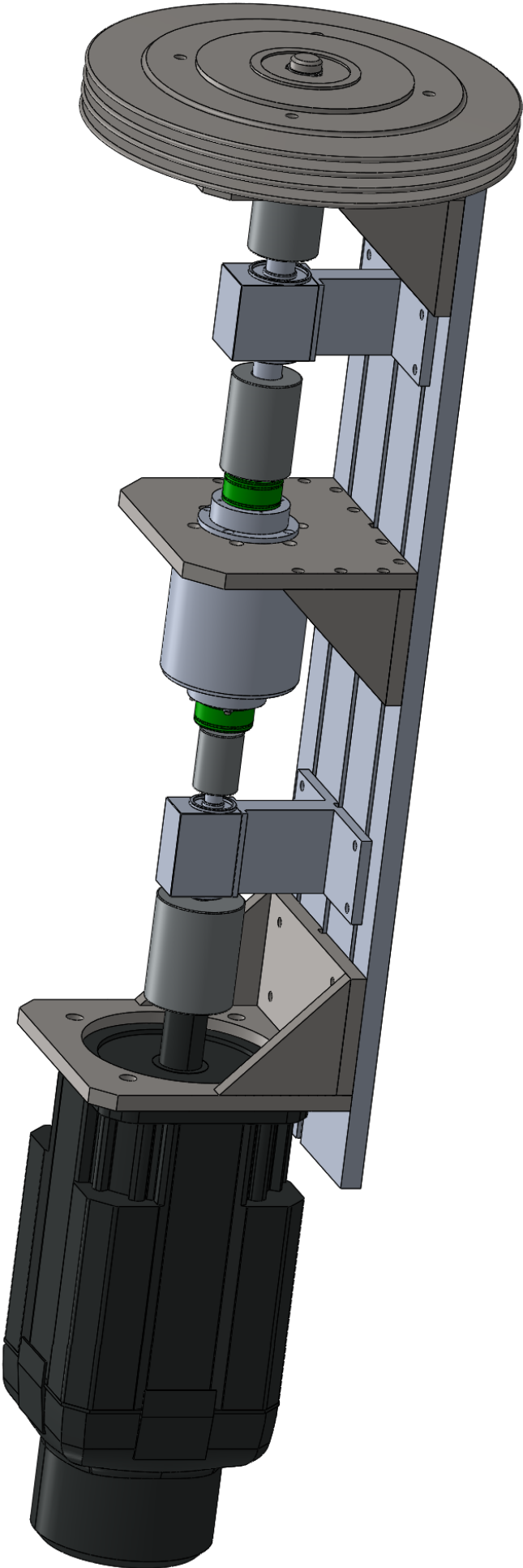


FIGURE 3.13 – Vue dimétrique du banc de test

### 3.3 Interface électronique

La table 3.3 synthétise les différentes alimentations nécessaires au bon fonctionnement des capteurs et des contrôleurs mais aussi les signaux d'entrée et de sortie.

Désignation	Référence	Alimentation/Entrée	Sortie(s)
Capteurs de couple	HBM T21WN 20 Nm 50 Nm	10 à 28,8 V max 200 mA	Couple analogique (2) [0; 10 V] résolution de 0,38 mV
			Position angulaire (2) [0; 5 V] digital, 360 flancs par tour
			Couple analogique (6) [0; 10 V] résolution de 0,38 mV
			Position angulaire (6) [0; 5 V] digital, 360 flancs par tour
Résolveurs	LTN RE21	Sinus $f = 5 \text{ kHz}$ $A = 7 \text{ V}$ max 40 mA	Sinus modulé par la position angulaire (3) [0; 7 V]
			Cosinus modulé par la position angulaire (3) [0; 7 V]
			Sinus modulé par la position angulaire (5) [0; 7 V]
			Cosinus modulé par la position angulaire (5) [0; 7 V]
Frein	IBD B1201R	Carte LEO : 24 V max 1,5 A Commande : analogique [0; 10 V]	
Moteur	Servo Motor IndraDyn S MSN210	Contrôleur : triphasé standard Commande : MultiEthernet	

TABLE 3.3 – Alimentations et signaux d'entrée/sortie du matériel

Pour traiter ces signaux et extraire des données directement utilisables, une conception électronique est nécessaire. Plusieurs possibilités s'offrent à nous :

- Développer de l'électronique sur mesure pour ce banc : cela comprend la réflexion du circuit électrique, le choix des composants (processeur, ADC, filtre, etc) et la fabrication d'un PCB. Un interfacage entre le(s) processeur(s) embarqué(s) ou une technologie de type

FPGA vers un ordinateur nécessite un développement logiciel. Une interface utilisateur doit aussi être développée. C'est un processus long et un résultat peu fiable mais le coût est réduit. Ce développement n'est pas réutilisable pour un autre projet.

- Acheter des composants génériques utilisés dans la recherche pour acquérir des données et utiliser les outils prévus pour développer directement une interface utilisateur. Cette solution est assez coûteuse mais garantit une très bonne fiabilité. Les composants sont vendus sous forme de cartes d'extension et peuvent être modulés et réutilisés.

Nous choisissons la deuxième possibilité pour sa fiabilité et par manque de temps. L'objectif du mémoire n'est pas de développer des cartes électroniques. Nous utilisons la suite d'outils proposée par National Instrument : le compactRIO comme base électronique (figure 3.14) et LabView pour la programmation et l'interface utilisateur [17].



FIGURE 3.14 – compactRIO de National Instrument, à droite, les *slots* pour les cartes d'extension

Le compactRIO est un dispositif électronique contenant un processeur et un FPGA programmables. Il dispose d'une carte réseau et opère en temps réel. Il peut recevoir différentes cartes d'extension, fournie par NI ou par un tier et le choix de ces cartes dépend des signaux à traiter. Nous utiliserons 4 cartes :

- Une carte NI9263 qui dispose de 4 sorties analogiques pour générer la commande en tension du frein et les signaux nécessaires aux résolveurs.
- Deux cartes NI9215 qui disposent chacune de 4 entrées analogiques 16 bits pour les mesures de couple et pour traiter les signaux des résolveurs.
- Une carte NI9411 qui présente 5 entrées/sorties numériques pour décoder les signaux de position angulaire des capteurs de couple.

La structure d'une application embarquée NI est, en toute généralité, la suivante :

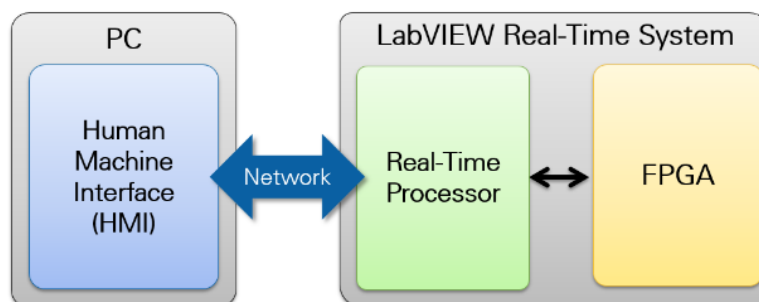


FIGURE 3.15 – Structure d'une application embarquée [16]

Cette structure se décompose entre trois étages aux fonctionnements et complexités différents. Ces étages communiquent entre eux et portent chacun un intérêt différent :

1. L'étage le plus bas niveau est l'étage *FPGA*. Celui permet de générer et d'analyser les différents signaux. De par le fonctionnement intrinsèque du FPGA, cet étage est le plus rapide (moins d'une milliseconde) et est capable de traiter un grand nombre de données en simultané. C'est aussi l'étage le plus fiable puisque son bon fonctionnement ne dépend que de l'alimentation (une fois le code validé). Toute la partie sécurité et "automatisme" du banc est donc implémentée à ce niveau<sup>2</sup>. Les calculs d'échelle et les différentes opérations mathématiques simples sur les données sont également faites à cet étage pour monopoliser le moins de ressources.
2. Le deuxième étage est le processeur *Real-Time* ou temps réel. Il est capable de générer directement ou analyser les différents signaux mais avec une capacité de calcul beaucoup moins bonne et moins rapide (si l'on veut se passer du FPGA). Nous l'utiliserons pour récupérer les données déjà traitées et permettre l'interaction avec l'utilisateur. En effet, nous pouvons développer à cet étage une interface utilisateur qui permet de lancer les différents tests et de récupérer les données brutes ou sous forme de graphes.

Ces deux premiers étages sont compris dans le compactRIO et sont capables d'interagir avec un seul ordinateur sur lequel l'interface utilisateur LabView est lancée.

3. Les applications nécessitant plusieurs interfaces utilisateurs (sur plusieurs machines, par exemple) nécessitent l'étage *PC*. Cet étage va communiquer en réseau avec le système embarqué. Il permet de faire du post-traitement des données lorsque celles-ci sont très complexes et nombreuses. La faible quantité de capteurs et le fait qu'une seule interface utilisateur soit nécessaire nous permet de se passer de cet étage.

Bien que nous en ayons la possibilité, nous ne souhaitons pas utiliser de boucle de compensation pour le contrôle du dispositif de freinage afin de ne pas complexifier inutilement le logiciel. En effet, tant que la mesure de couple est précise et les données correctement exportées, les performances pourront être correctement évaluées.

---

2. Une analyse de risques est développée à la section 3.4.1

## 3.4 Interface utilisateur

### 3.4.1 Cahier des charges

La conception de l'interface utilisateur suit les exigences du client, c'est-à-dire l'équipe de recherche. L'intégralité des fonctions que doit présenter cette interface est résumée dans le cahier des charges suivant.

**Contexte :** création d'une interface utilisateur permettant de lancer différents tests sur le banc d'essai.

**Fonctions principales :**

- FP1 : test à une vitesse d'entrée et un couple de sortie imposés (i.e mode manuel)
- FP2 : test avec balayage de points définis par une vitesse d'entrée et un couple de sortie (i.e mode automatique)
- FP3 : test à position angulaire d'entrée et de sortie imposées (i.e mode manuel)
- FP4 : test avec balayage de positions angulaires d'entrée pour une position de sortie imposée (i.e mode automatique)

**Exigences fonctionnelles :**

- EF1.1 : visualisation des grandeurs moyennes (vitesses, couples, rendement, rapport de réduction)
- EF1.2 : graphe de la vitesse d'entrée/sortie en fonction du temps et graphe du couple d'entrée/sortie en fonction du temps
- EF1.3 : exporter les données instantanées et résultats
  
- EF2.1 : visualisation des grandeurs (vitesses, couples, rendement, rapport de réduction)
- EF2.2 : visualisation de l'état d'avancement du test et des mesures prises
- EF2.3 : graphe du rendement en fonction de la vitesse d'entrée et du couple de sortie
- EF2.4 : exporter les données condensées de la session
  
- EF3.1 : procédure manuelle de changement de position angulaire de sortie
- EF3.2 : visualisation des grandeurs (positions, couples)
- EF3.3 : graphe du couple d'entrée/sortie en fonction du temps et graphe de la position d'entrée/sortie en fonction du temps
- EF3.4 : exporter les données instantanées et résultats

<ul style="list-style-type: none"> <li>— EF4.1 : procédure manuelle de changement de position angulaire de sortie</li> <li>— EF4.2 : visualisation des grandeurs (positions, couples)</li> <li>— EF4.3 : visualisation de l'état d'avancement du test et des mesures prises.</li> <li>— EF4.4 : graphe du couple d'entrée/sortie en fonction de la position d'entrée et graphe de la position de sortie en fonction de la position d'entrée</li> <li>— EF4.5 : exporter les données condensées de la session</li> </ul>
<p><b>Contraintes :</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— C1 : sécurité</li> <li>— C2 : facilité d'utilisation</li> <li>— C3 : lisibilité</li> </ul>
<p><b>Exigences de contraintes :</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— EC1 : respecter une analyse de risques menée en bonne et due forme</li>   <li>— EC2.1 : choix des entrées facile</li> <li>— EC2.2 : lancement du test facile</li> <li>— EC2.3 : export des données facile (fichier texte structuré) (Concernant FP2 et FP4)</li> <li>— EC2.4 : choix du nombre de points à tester (jusqu'à 100 points)</li> <li>— EC2.5 : possibilité d'ajuster le <i>range</i> de couleurs des graphes</li> <li>— EC2.6 : choix du temps de stabilisation</li> <li>— EC2.7 : choix du temps sur lequel une moyenne est calculée (Concernant FP3 et FP4)</li> <li>— EC2.8 : procédure claire et intuitive pour l'action manuelle</li> <li>— EC2.9 : vitesse de balayage lente prédéfinie</li>   <li>— EC3.1 : visuels de retour facilement lisibles (en fonction du rapport de réduction)</li> <li>— EC3.2 : unités courantes (milliseconde, rotation par minute, degré, newton-mètre)</li> </ul>

### Analyse de risques

Le cahier des charges spécifie clairement qu'une analyse de risques doit être menée. L'objectif de cette dernière est d'identifier les différents modes de défaillance et d'anticiper ceux-ci. Le banc de test est une machine qui peut s'avérer dangereuse pour le matériel comme pour l'utilisateur.

Pour garantir la bonne alimentation des différents appareils, la qualité du câblage jusqu'à l'interface ainsi que l'accouplement mécanique, une procédure permet à l'utilisateur de "déverrouiller" les modes de test en faisant quelques manipulations. Ceci est appelé "l'essai préalable". Il est réalisé à chaque démarrage du logiciel dédié LabView et se déroule en quatre étapes :

- a. Encodage du rapport de réduction théorique sur lequel les mesures de sécurité seront basées.
- b. Vérification des accouplements mécaniques et de la réception des données : l'utilisateur

entraîne l'arbre d'entrée à la main. L'interface électronique vérifie la cohérence des vitesses et des couples mesurés aux points 1, 2, 3, 5 et 6 selon le rapport de réduction (figure 3.16) avec une marge d'erreur de 10%.

- c. Vérification de la commande et de l'alimentation du frein : l'utilisateur essaye de mettre en rotation l'arbre de sortie alors que la commande bloque le frein.
- d. Vérification de la commande et de l'alimentation du moteur : une consigne en vitesse très faible est imposée à l'arbre d'entrée, les capteurs de vitesse vérifient la bonne application de cette consigne.

Si chacune de ces étapes se déroule avec succès, les modes de test sont débloqués.

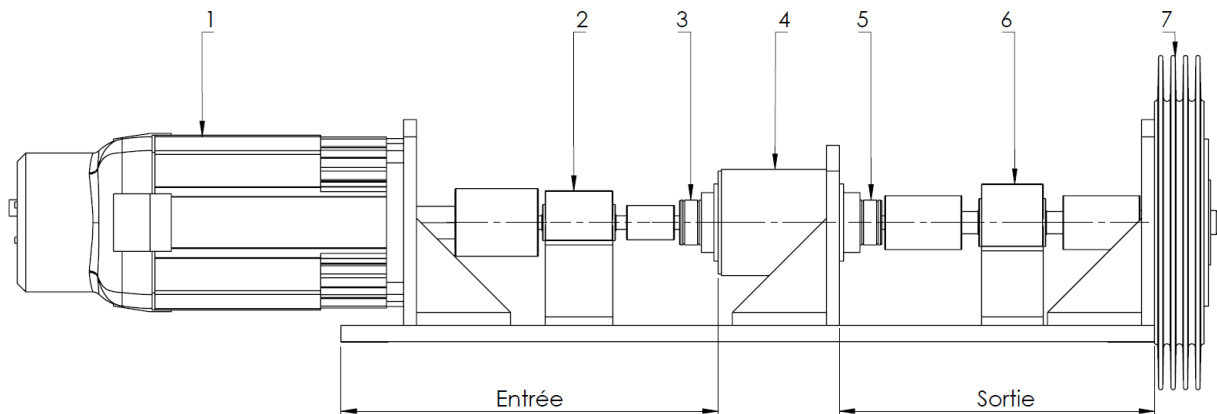


FIGURE 3.16 – Banc de test et numéros des dispositifs

Néanmoins, des défaillances peuvent survenir et être identifiées entraînant l'arrêt du moteur et le relâchement du frein. Un témoin affiche la défaillance et demande de recommencer l'essai préalable. L'analyse de risques propose deux solutions allant de pair pour régler les problèmes : tout d'abord, en amont, une action recommandée qui permet d'éviter le problème, et si un autre problème survient ensuite, un moyen de détection logiciel du problème qui entraîne l'arrêt susmentionné du banc. Il existe toutefois une possibilité pour l'utilisateur de désactiver la sécurité liée au glissement<sup>3</sup> qui postpose l'arrêt immédiat de 500 *ms* en cas de défaillance.

Il nous semble que les défaillances ont une sévérité et une fréquence similaires.

Pour faciliter la lecture de l'analyse de risques, nous proposons un glossaire personnalisé :

- Interface : fait référence au NI compactRIO (y compris le logiciel), aux cartes d'extension et à leur bon fonctionnement (branchement, alimentation, etc).
- Commande : fait référence aux signaux qui sortent du compactRIO jusqu'aux différents dispositifs électromécaniques.
- Contrôle : fait référence aux contrôleurs conçus par le fabricant de chaque dispositif et qui servent généralement aussi d'alimentation.
- Alimentation : fait référence à l'alimentation des contrôleurs conçus par le fabricant (par exemple, le secteur).
- Supervision : fait référence à une défaillance qui peut se produire lorsque l'on base la gestion des défaillances sur les données d'un capteur. C'est le cas de la mesure en couple puisque la cohérence du couple d'entrée par rapport à celui de sortie définit l'état du réducteur.

3. Il n'existe alors plus de lien entre la vitesse d'entrée et de sortie.

Composant(s)	Mode de défaillance	Effet	Cause potentielle	Détection en conception	Action recommandée Détection logicielle
Constamment valable					
Moteur	Blocage	Banc non fonctionnel	Problème de commande	Aucun	Essai préalable Mesurer les vitesses en 2 et 3
		Banc non fonctionnel	Problème d'alimentation/contrôle	Qualité du matériel/usure	Essai préalable Mesurer les vitesses en 2 et 3
	Vitesse excessive	Emballement	Problème de commande	Aucun	Essai préalable Limiter la consigne moteur à 400 rad/s (FP1,2) ou 10 rad/s (FP3,4)
Capteur de couple	Mauvaise information	Problème de supervision	Problème d'alimentation/contrôle	Qualité du matériel/usure	Essai préalable Mesurer les vitesses en 2 et 3 et limiter
			Problème d'interface	Aucun	Validation à vide des capteurs Les données sont hors-plage
			Test erroné	Problème de contrôle/-d'alimentation	Qualité du matériel/usure
Interface	Problème d'alimentation	Perte de commande	Mauvaise installation	Qualité du matériel/installation	Validation à vide des capteurs Les données sont hors-plage Les données ne sont pas reçues  N'opérer qu'en situation stable sur le réseau

TABLE 3.4 – Analyse de risques 1/3

Composant(s)	Mode de défaillance	Effet	Cause potentielle	Détection en conception	Action recommandée Détection logicielle
Capteur de position angulaire	Mauvaise information	Problème de supervision	Problème d'interface	Aucun	Validation à vide des capteurs Les données sont hors-plage Incohérence avec la mesure des autres capteurs
			Problème d'alimentation	Qualité du matériel/usure	Validation à vide des capteurs Validation à vide des capteurs Les données sont hors-plage Les données ne sont pas reçues Incohérence avec la mesure des autres capteurs
	Test erroné	Problème d'interface/-d'alimentation	Qualité du matériel/installation	Validation à vide des capteurs Validation à vide des capteurs Les données sont hors-plage Les données ne sont pas reçues Incohérence avec la mesure des autres capteurs	
Accouplements (entrée)	Désolidarisation	Moteur à vide	Usure/jeu	Serrage optimal	Vérifier la chaîne à la main Incohérence entre la vitesse 2 et/ou 3 par rapport à la vitesse 1/consigne
FP1 et FP2					
Réducteur	Problème mécanique	Désolidarisation des pièces	Usure/jeu	Conception optimale	Maintenance régulière du réducteur Incohérence des vitesses 1, 2, 3 et 5, 6 Incohérence des couples 2 et 6
Accouplements	Désolidarisation	Emballlement	Usure/jeu	Serrage optimal	Vérifier la chaîne à la main Limiter la vitesse de sortie à 100 rad/s Incohérence entre la consigne frein et le capteur 5 et 6

TABLE 3.5 – Analyse de risques 2/3

Composant(s)	Mode de défaillance	Effet	Cause potentielle	Détection en conception	Action recommandée Détection logicielle
Frein	Blocage	Glissement du réducteur	Problème de commande	Aucun	Essai préalable Assurer une amplitude entre 0 et 10 V Incohérence des vitesses 1, 2, 3 et 5, 6
			Problème d'alimentation/contrôle	Qualité du matériel/usure	Essai préalable Assurer un signal PWM respectant la datasheet Incohérence des vitesses 1, 2, 3 et 5, 6
			Manque d'utilisation	Aucun	Essai préalable/consignes Incohérence des vitesses 1, 2, 3 et 5, 6
	Libre	Emballement	Problème de commande	Aucun	Essai préalable Limiter la vitesse en 5 et 5 à 100 rad/s Assurer une amplitude entre 0 et 10 V Incohérence entre le couple 6 et la consigne
			Problème d'alimentation/contrôle	Qualité du matériel/usure	Essai préalable Limiter la vitesse en 5 et 5 à 100 rad/s Assurer un signal PWM respectant la datasheet Incohérence entre le couple 6 et la consigne
			FP3 et FP4		
Frein	Non bloqué	Test erroné	Problème d'alimentation/contrôle	Aucun	Essai préalable Incohérence des vitesses 5 et 6
Accouplements (sortie)	Désolidarisation	Test erroné	Usure/jeu	Serrage optimal	Vérifier la chaîne à la main Incohérence des vitesses 5 et 6

TABLE 3.6 – Analyse de risques 3/3

Les valeurs numériques pour les délais, les erreurs de précision et les limitations en vitesse angulaire ne sont pas figées.

Nous utilisons les différentes détections logicielles possibles, selon le mode utilisé, pour déclencher la procédure d'arrêt d'urgence. Nous avons développé et implémenté ce logiciel<sup>4</sup> dans le FPGA.

### 3.4.2 Maquettes de l'interface utilisateur

Le cahier des charges et l'analyse de risques mènent directement à la conception de l'interface utilisateur. Ce modèle a été validé par le client.

La figure 3.17 présente la procédure d'essai préalable.

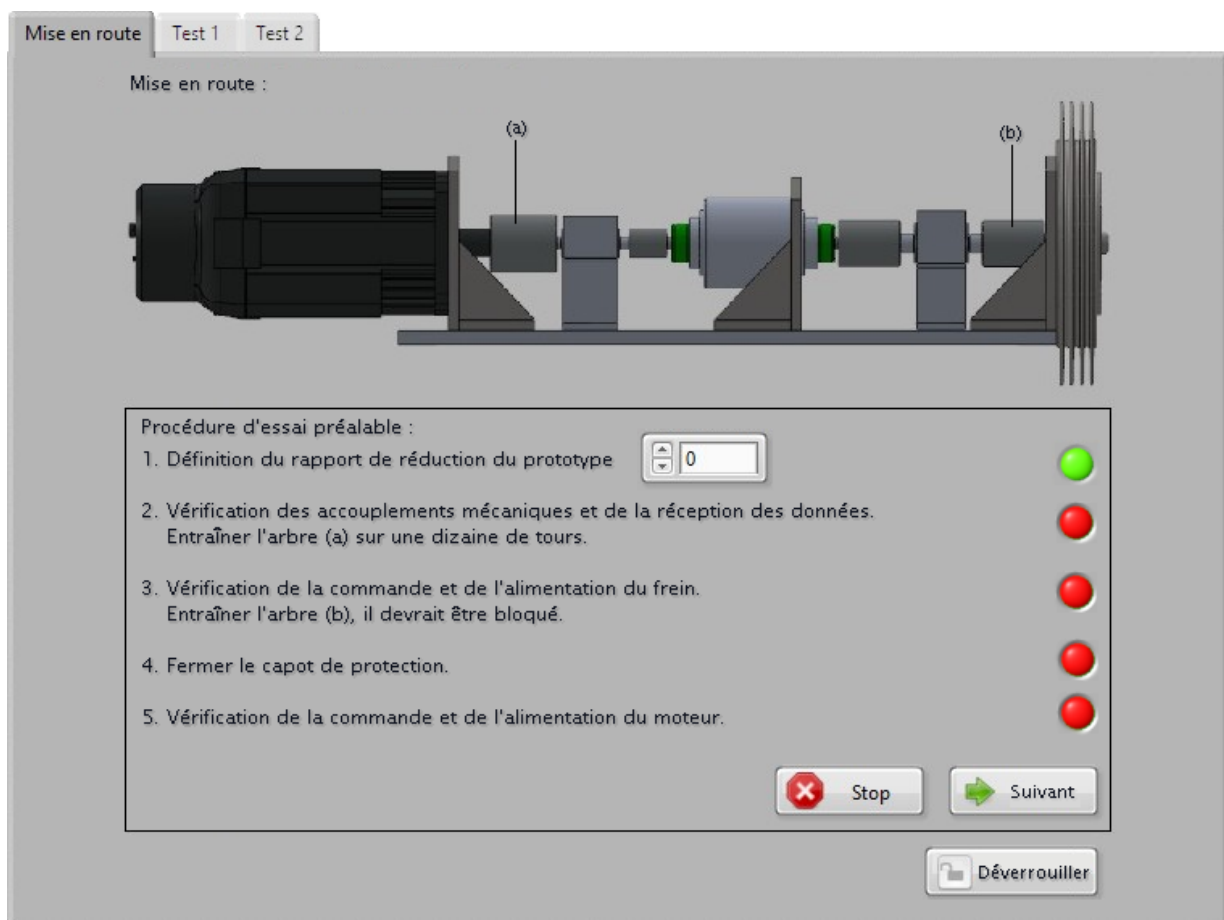


FIGURE 3.17 – Interface utilisateur : essai préalable

La figure 3.18 présente la première fonction principale, le test à une vitesse d'entrée et un couple de sortie imposés.

4. Le mot logiciel doit être entendu ici comme une configuration du FPGA.

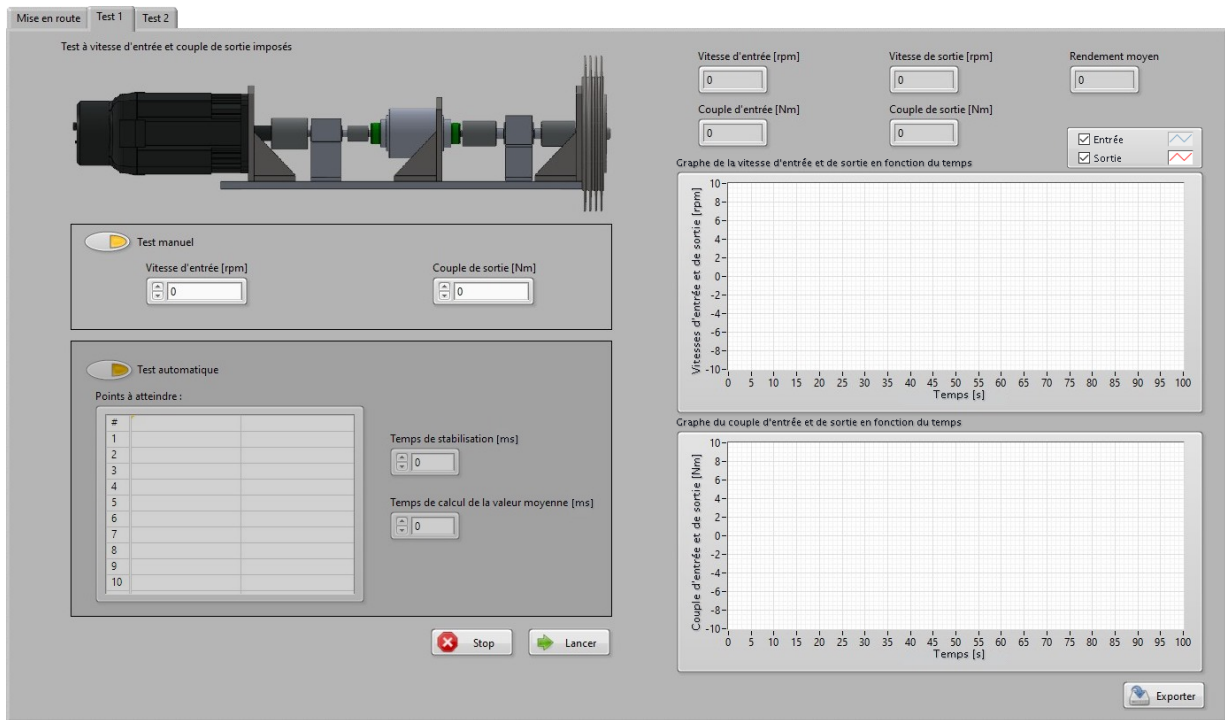


FIGURE 3.18 – Interface utilisateur : FP1

Il est à noter que, sur ces maquettes, les échelles des graphiques ne sont pas réalistes.

La partie gauche de l'interface est réservée à la sélection du mode de test (manuel ou automatique) par l'utilisateur et la saisie des données nécessaires au test. La partie droite présente les données instantanées fournies par les différents capteurs et une approximation du rendement. Les graphes s'adaptent au mode de test choisi et montrent les données les plus pertinentes pour celui-ci.

L'interface utilisateur liée aux autres fonctions principales est reprise dans l'annexe G.

En raison du COVID-19, les différentes commandes de matériel électromécanique ont été annulées ou postposées. La présence au laboratoire étant également interdite, il ne nous a pas été permis d'aller plus loin concernant l'implémentation du logiciel du banc de test. En effet, la programmation orientée *hardware* nécessite d'avoir le matériel à disposition pour améliorer le code. Il était initialement prévu, dans le cadre de ce mémoire, de proposer quelques résultats directement issus du banc de test.

L'annexe A suggère quelques étapes clés pour le développement futur du banc.

# Conclusion

A la lecture des différents articles concernant les réducteurs magnétiques à modulation de flux, nous avons mieux compris les enjeux liés à ceux-ci : excellent rendement, plus de contact physique entre l'entrée et la sortie, définition intrinsèque du couple, etc. Ces réducteurs présentent un réel intérêt et c'est pourquoi Alstom et l'UCLouvain travaillent en collaboration sur ceux-ci.

Nous avons pris conscience de la complexité de leur cinématique du à leur composition : trois éléments concentriques dont deux sont en mouvement. Sur base de critères définis par notre cahier des charges, nous avons étudié de nombreuses cinématiques dans l'objectif de réaliser un modèle réduit de ces réducteurs. Bien que la plupart des topologies offraient un score similaire, trois d'entre-elles se différenciaient et nous avons choisi de développer celle qui nous semblait le plus simple du point de vue de l'assemblage même si elle présentait un porte à faux.

Différentes réflexions ont également été menées sur le guidage, pour gérer le problème de porte à faux, et sur le choix des roulements. L'utilisation des roulements à billes à gorge profonde a retenu notre attention. Les pièces fonctionnelles comme les arbres, les roulements et la visserie ont été dimensionnées théoriquement en tenant compte des différents charges (poids et balourd) mais aussi des coefficients de sécurité importants. Une brève étude a permis de mettre de côté les problèmes de déflexion, celle-ci étant peu importante et maîtrisée. Les différentes pièces nécessaires à la structure, comme les jantes de compression des tôles ferromagnétiques, ont pu être dessinées sur papier et puis modélisées en 3D en se basant sur quelques principes de conception : la séparation des fonctions de guidage et de fixation, l'usinabilité et les contraintes liées au magnétisme, etc.

Au fur et à mesure de l'année, nous avons vu évoluer cette conception et aujourd'hui, nous pouvons finalement présenter une solution complète. Une mise en plan rigoureuse a été menée, soulevant parfois de nouvelles réflexions. L'impression 3D nous a permis d'anticiper les problèmes liés à l'assemblage du prototype causés par les interactions des aimants. Nous avons alors pu concevoir des outils spécifiques à l'assemblage et au collage de ces aimants. Finalement, une notice complète a été rédigée.

La deuxième partie de ce mémoire concerne la conception et la fabrication d'un banc d'essai capable d'évaluer les performances d'un quelconque réducteur. La première étape a été de composer la chaîne électromécanique nécessaire au déroulement des tests : moteur, capteurs de couple, capteurs de position angulaire et dispositif de freinage.

La conception mécanique du banc s'est focalisée sur le guidage axial des dispositifs et sur leur bonne fixation tout en permettant une certaine modularité. L'objectif est de concevoir un banc fiable et solide ; nous utilisons une plaque d'aluminium avec une rainure de clavette dans sa longueur pour guider axialement les différents supports des dispositifs. Deux rainures permettent le passage de boulons pour la fixation. L'accouplement des différents éléments a également été discuté, nous retiendrons les accouplements de type flexible. Une mise en plan rigoureuse a été menée et les pièces doivent maintenant être usinées.

Nous avons identifié les différents signaux d'entrée et de sortie nécessaires à chaque dispositif et avons essayé de trouver quelle solution électronique était la plus adéquate. Nous avons retenu le

boîtier compactRIO de National Instrument, embarquant un processeur temps réel et un FPGA. L'objectif à terme est de contrôler l'entièreté du banc avec une interface utilisateur et d'extraire les données des tests facilement. Un cahier des charges complet détaille cette interface et une analyse de risques complète du banc a été menée pour anticiper chaque défaillance. Une implémentation logicielle des détections des défaillances a été menée et est destinée à l'étage FPGA, robuste et fiable. Les premières maquettes de l'interface utilisateur, développées en Labview, ont été proposées mais il sera nécessaire de développer cette interface au niveau du processeur temps réel.

A présent, l'équipe de recherche locale de l'UCLouvain dispose donc des plans et des notices de montage afin d'assembler les pièces prochainement produites et d'obtenir les prototypes nécessaires à ses recherches.

Au cours de cette année de mémoire, nous avons eu l'occasion d'appliquer directement la méthodologie du cours de conception des machines (*LMECA2801 - Machine Design, T. Servais et B. Raucent*) : cahier des charges, tableaux morphologiques, étude cinématique, dimensionnement, analyse de risques, etc. Personnellement, il s'agissait de notre première conception en parallèle de deux machines aussi distinctes et aussi complètes. Nous avons eu l'occasion d'en apprendre encore plus sur le guidage et les roulements de manière générale mais aussi sur les bonnes pratiques de la mécanique. Notre apprentissage des principes de conception nous a permis de faire évoluer la conception mécanique de manière scientifique : la conception de chaque pièce peut être justifiée par des critères mécaniques ou magnétiques.

Nous avons également eu l'occasion de pratiquer la mise en plan et d'approfondir notre formation sur le tolérancement géométrique. Cela nous a démontré qu'une pratique rigoureusement de cette discipline est nécessaire pour maîtriser ce sujet complexe.

Les dizaines de pages de plan ont été validées par l'équipe d'usinage auprès de qui nous avons eu aussi l'occasion d'en apprendre énormément et de concevoir nos pièces en tenant compte des capacités d'usinage (réflexion sur l'usinabilité).

Nous avons acquis des compétences dans les produits de National Instrument et en particulier Labview avec l'implémentation de la détection des défaillances au niveau FPGA.

## Retour critique sur la méthode

Arrivé à la fin de ce mémoire, quelques points nous restent en tête.

Afin de pouvoir comparer au mieux différentes topologies, il aurait été nécessaire de faire la conception complète en partant de chaque cinématique. Malheureusement, il est clair que pour des raisons de temps, ceci n'est pas possible et un choix a du être fait.

Nous aurions également souhaité approfondir davantage les critères liés au choix de la cinématique afin de pouvoir mieux justifier la solution retenue.

Certaines "façons de faire" ont été choisies parmi les plus courantes et habituelles sans nécessairement les remettre en question au moyen d'analyses fonctionnelles et de tableaux morphologique mais ceci nous a permis d'accorder davantage de temps à d'autres pièces plus fonctionnelles.

Vu l'ampleur des deux projets abordés dans ce mémoire et le contexte de crise sanitaire qui a considérablement freiné l'aspect fabrication, certaines tâches sont encore nécessaires. Celles-ci seront listées dans la partie A que nous vous invitons à consulter.

# Bibliographie

- [1] C. G. Armstrong. Power transmitting device, US687292, Nov. 1901.
- [2] K. Atallah, S. D. Calverley, and D. Howe. Design, analysis and realisation of a high-performance magnetic gear. *IEE Proceedings - Electric Power Applications*, 151(2) :135–143, 2004.
- [3] K. Atallah and D. Howe. A novel high-performance magnetic gear. *IEEE Transactions on Magnetics*, 37(4) :2844–2846, 2001.
- [4] Kais Atallah and Jan Jozef Rens. Magnetic drive system, US2011012458A1 , Jan. 2011.
- [5] Matthieu Barreau. *Guidages en rotation par roulements*, 2011 (consulté en mai 2020). <http://barreau.matthieu.free.fr/cours/Liaison-pivot/pages/roulements-3.html>.
- [6] Bosch Rexroth. *Synchronous Servo Motor IndraDyn S, MS2N10-E0BNA-DMAG0-NNNNN-NN*, 4 2019. Rev. 3.
- [7] Melaine Desvaux. *Optimisation mécatronique de multiplicateurs magnétiques pour le grand éolien*. PhD thesis, École normale supérieure de Rennes, 2018.
- [8] André Ricordeau et Pierre Compain-Mefray. *Méthode active de dessin technique*. Casteilla, 2003.
- [9] Fabory. *Catalogue en ligne, propriétés mécaniques*, 2020 (consulté en mai 2020). <https://s3-eu-west-1.amazonaws.com/fab-prod-media-bin/documents/small-Book-EN-en-NL.pdf>.
- [10] N. W. Frank and H. A. Toliyat. Analysis of the concentric planetary magnetic gear with strengthened stator and interior permanent magnet (ipm) inner rotor. In *2010 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition*, pages 2977–2984, 2010.
- [11] T. Fujita, Y. Ando, K. Nagaya, M. Oka, T. Todaka, M. Enokizono, and K. Sugiura. Surface magnet gears with a new magnet arrangement and optimal shape of stationary pole pieces. *Journal of Electromagnetic Analysis and Applications*, 5(6) :243–249, 2013.
- [12] A. Hawksworth and P. Proverbs. Pole-piece structure for a magnetic gear, US2017373582A1, Nov. 2017.
- [13] HBM. *Torque transducers, T21WN*, 2019.
- [14] D. E. Hesmondhalgh and D. Tipping. A multielement magnetic gear. *IEE Proceedings B - Electric Power Applications*, 127(3) :129–138, 1980.
- [15] IBD. *Magnetic powder brakes and clutches, B.1201.R*, 2019.
- [16] National Instrument. *The LabVIEW RIO Architecture : A Foundation for Innovation*, 2020 (consulté en mai 2020). <https://www.ni.com/fr-be/innovations/white-papers/13/the-labview-rio-architecture--a-foundation-for-innovation.html>.
- [17] National Instrument. *Systèmes CompactRIO*, 2020 (consulté en mai 2020). <https://www.ni.com/fr-be/shop/compactrio.html>.
- [18] Kim Young Jae, Kim Sun Jin, and Park Eui Jong. Magnetic gear provided with pole pieces outside of rotors, JP2017205008A , Nov. 2017.

- [19] L. Jian, K. T. Chau, Y. Gong, J. Z. Jiang, C. Yu, and W. Li. Comparison of coaxial magnetic gears with different topologies. *IEEE Transactions on Magnetics*, 45(10) :4526–4529, 2009.
- [20] R. C. JUVINALL and K. M. MARSHEK. *Fundamentals of machine component design*. John Wiley, 18 edition, 2000.
- [21] K. Li, S. Modaresahmadi, W. B. Williams, J. D. Wright, D. Som, and J. Z. Bird. Designing and experimentally testing a magnetic gearbox for a wind turbine demonstrator. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 55(4) :3522–3533, 2019.
- [22] LTN Servotechnik. *Resolver, RE21*, 5 2016.
- [23] Magtrol. *AMF Series : Adjustable Motor Fixtures*, 2013 (consulté en mai 2020). <https://www.magtrol.com/wp-content/uploads/amf.pdf>.
- [24] Thomas B. Martin. Magnetic transmission, US3378710, Apr. 1968.
- [25] Misumi. *Catalogue Misumi*, 2020 (consulté en mai 2020). <https://fr.misumi-ec.com/>.
- [26] S. Modaresahmadi, K. Li, W. B. Williams, and J. Z. Bird. Vibration analysis of the first stage of a multi-stage coaxial magnetic gearbox. In *SoutheastCon 2018*, pages 1–8, 2018.
- [27] N. Niguchi and K. Hirata. Cogging torque analysis of magnetic gear. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 59(5) :2189–2197, 2012.
- [28] P. O. Rasmussen, T. O. Andersen, F. T. Joergensen, and O. Nielsen. Development of a high performance magnetic gear. In *38th IAS Annual Meeting on Conference Record of the Industry Applications Conference, 2003.*, volume 3, pages 1696–1702 vol.3, 2003.
- [29] SKF. *Rolling bearings and seals in electric motors and generators*, 2013.
- [30] SKF. *Bearing arrangements for heavy loads*, 2016 (consulté en mai 2020). <https://www.skf.com/cn/en/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/principles/design-considerations/bearing-arrangements/for-heavy-loads/index.html>.
- [31] Smalley. *A propos des ressorts ondulés Smalley*, 2019 (consulté en mai 2020). <https://www.smalley.com/fr/ressorts-ondules>.
- [32] P. M. Tlali, R. Wang, and S. Gerber. Magnetic gear technologies : A review. In *2014 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, pages 544–550, 2014.
- [33] Guillaume Topet. Structural strength evaluation and comparison of laminated ferromagnetic pole structures in magnetic gears, using 3d-fem., 2019.
- [34] K. Uppalapati and J. Bird. A flux focusing ferrite magnetic gear. In *6th IET International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2012)*, pages 1–6, 2012.
- [35] K. K. Uppalapati and J. Z. Bird. An iterative magnetomechanical deflection model for a magnetic gear. *IEEE Transactions on Magnetics*, 50(2) :245–248, 2014.
- [36] K. K. Uppalapati, W. Bomela, J. Z. Bird, M. Calvin, and J. Wright. Construction of a low speed flux focusing magnetic gear. In *2013 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition*, pages 2178–2184, 2013.
- [37] K. K. Uppalapati, M. D. Calvin, J. D. Wright, J. Pitchard, W. B. Williams, and J. Z. Bird. A magnetic gearbox with an active region torque density of 239 n·m/l. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 54(2) :1331–1338, 2018.
- [38] R. Zanis, A. Borisavljevic, J. W. Jansen, and E. A. Lomonova. Modeling, design and experimental validation of a small-sized magnetic gear. In *2013 International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, pages 560–565, 2013.

# Annexes

## A Suite du projet

En vue d'obtenir les premiers résultats du réducteur magnétique prototypé et de mesurer la performance de celui-ci, d'autres tâches sont encore à réaliser. Pour simplifier leur lecture, nous les plaçons au mieux par ordre chronologique et d'importance selon le projet.

### A.1 Réducteur magnétique

- Les dernières simulations ont montré que des charges liées au magnétisme existaient en statique et en dynamique. Une force radiale d'environ 250  $N$  s'exerce sur l'arbre en porte à faux. Le dimensionnement est basé actuellement sur une charge de 17  $N$ . Bien que l'arbre ait été principalement dimensionné sur la torsion liée au couple, il est pertinent de vérifier que cette charge (avec facteur de sécurité) pourra bien être reprise par l'arbre. L'étude de la déflexion nous rassure toutefois.
- Dans le cadre de ce mémoire, il était prévu d'évaluer l'influence de la géométrie des tôles des pièces polaires sur les performances magnétiques et mécaniques. En effet, les différentes dents sont actuellement reliées entre elles par une fine épaisseur sur le diamètre intérieur. Quelles sont les conséquences magnétiques et mécaniques si cette épaisseur est plus large ou déplacée (par exemple sur le diamètre extérieur) ? L'entreprise Cenaero a développé un modèle de cet empilement de tôles dans le logiciel Abaqus. L'intérêt ici serait de mieux évaluer la force nécessaire à la compression des tôles et donc de dimensionner plus rigoureusement la visserie mais aussi d'évaluer les efforts internes des jantes de compression.
- Nous avons conçu des outils d'assemblage spécifiques mais ceux-ci n'ont pas été sujets à de plus amples réflexions et confrontations avec d'autres possibilités. Il pourrait être intéressant d'imprimer en 3D et d'évaluer leur bon fonctionnement avant de les faire usiner.
- Si l'on suit rigoureusement la théorie sur les roulements, il serait nécessaire de bloquer les deux bagues internes des roulements du carter Misumi. Une entretoise de la bonne longueur serait nécessaire. Le montage fonctionne sans celle-ci malgré tout mais l'écrou de précision risque de mettre trop en contrainte le premier roulement.
- La solution proposée comporte une entretoise et un ressort élastique. Selon les dimensions finales du réducteur (liées aux tolérances de fabrication), il pourrait être intéressant de remplacer ceux-ci par une entretoise élastique qui a une meilleure capacité d'ajustement.
- Il sera nécessaire de se fournir en tige filetée laiton M4 et en écrous DIN 546 auprès des fournisseurs Fabory ou Conrad.

- La notice d'assemblage doit être validée empiriquement.

## A.2 Banc de test

- La structure du code FPGA implémentant la détection des modes de défaillance sur LabView demande à être validée par un chercheur en mécatronique. La procédure liée à l'arrêt d'urgence doit être implémentée. L'ensemble de l'étage lié au processeur temps réel, comprenant l'interface utilisateur et la programmation des tests, doit encore être implémenté. Il sera nécessaire de valider le bon fonctionnement de chaque capteur et des signaux reçus/envoyés. Pour les résolveurs, un étage de puissance est encore nécessaire. Une bonne compréhension de la suite IndraDyn du moteur de Rexroth sera également indispensable.
- L'implémentation logicielle et mécanique d'un bouton d'arrêt d'urgence et d'un capot de protection est encore à réfléchir. Le bâti en aluminium doit être vissé dans une table du laboratoire. Le réseau de trous est à mesurer et à ajouter aux plans.
- Le constructeur IBD ne peut nous répondre quant à la capacité du frein à fonctionner à une vitesse nulle, ce qui est nécessaire pour les tests FP3 et FP4 (test à position angulaire de sortie fixée). Dans le cas contraire, il sera nécessaire de concevoir une pièce mécanique, qui se positionne avant ou après le frein (nécessitant probablement d'enlever celui-ci) capable de reprendre les efforts de l'arbre avec sa rainure de clavette mais aussi d'ajuster l'angle de sortie avec une vis de précision. Ce dispositif formerait un frein bloqué mécanique.
- Une notice de montage des différents éléments est encore à écrire et à valider empiriquement.
- Concernant les accouplements flexibles, il sera nécessaire de se fournir auprès du fournisseur Misumi.

## B Vues 3D du réducteur

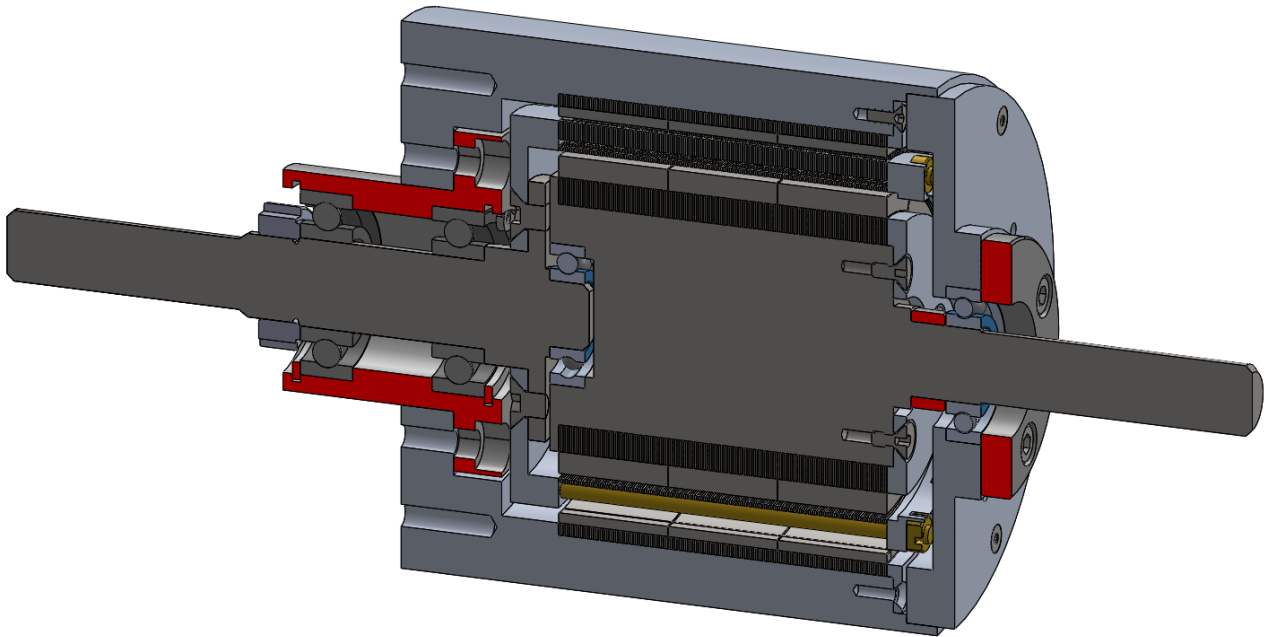


FIGURE B.1 – Vue en coupe dimétrique

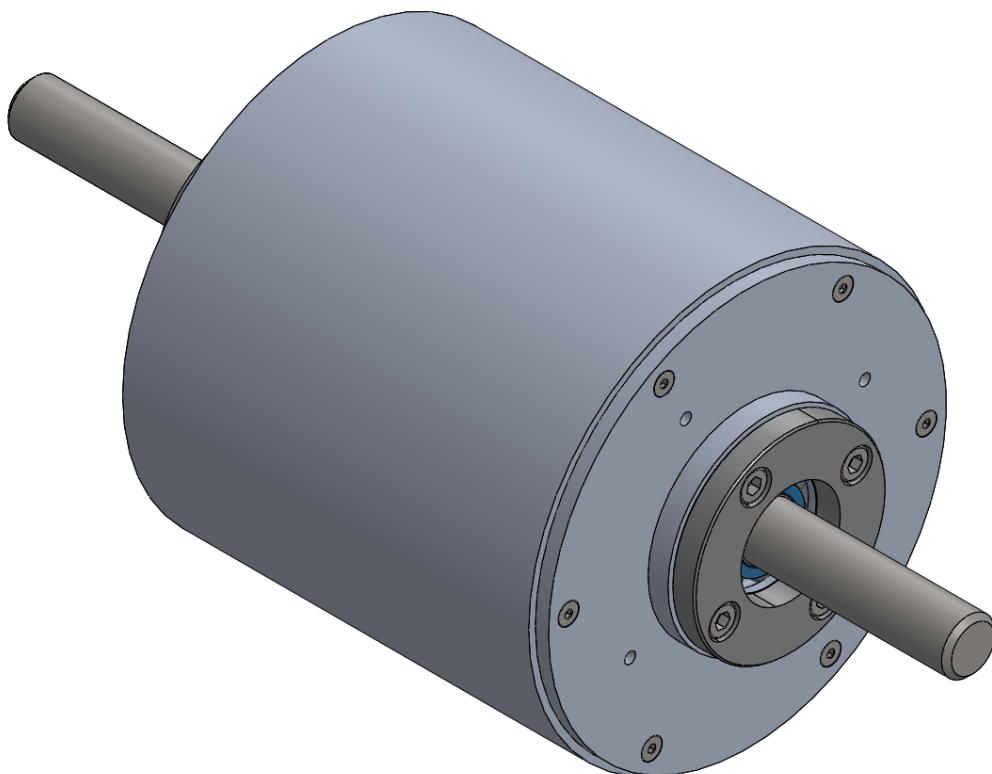


FIGURE B.2 – Prototype final

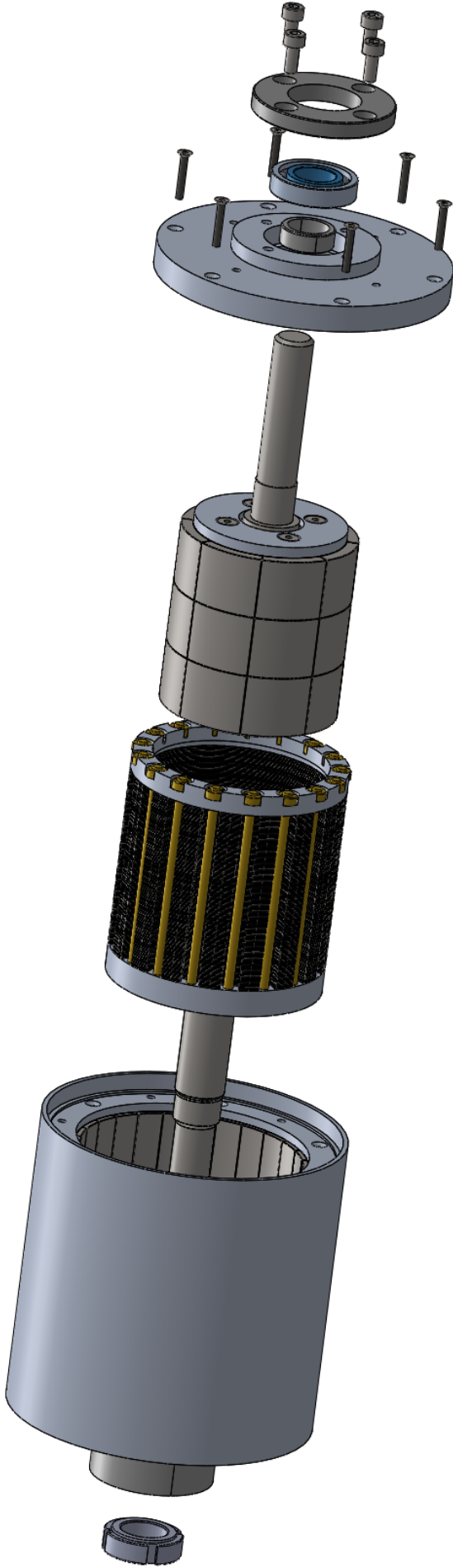


FIGURE B.3 – Vue explosée

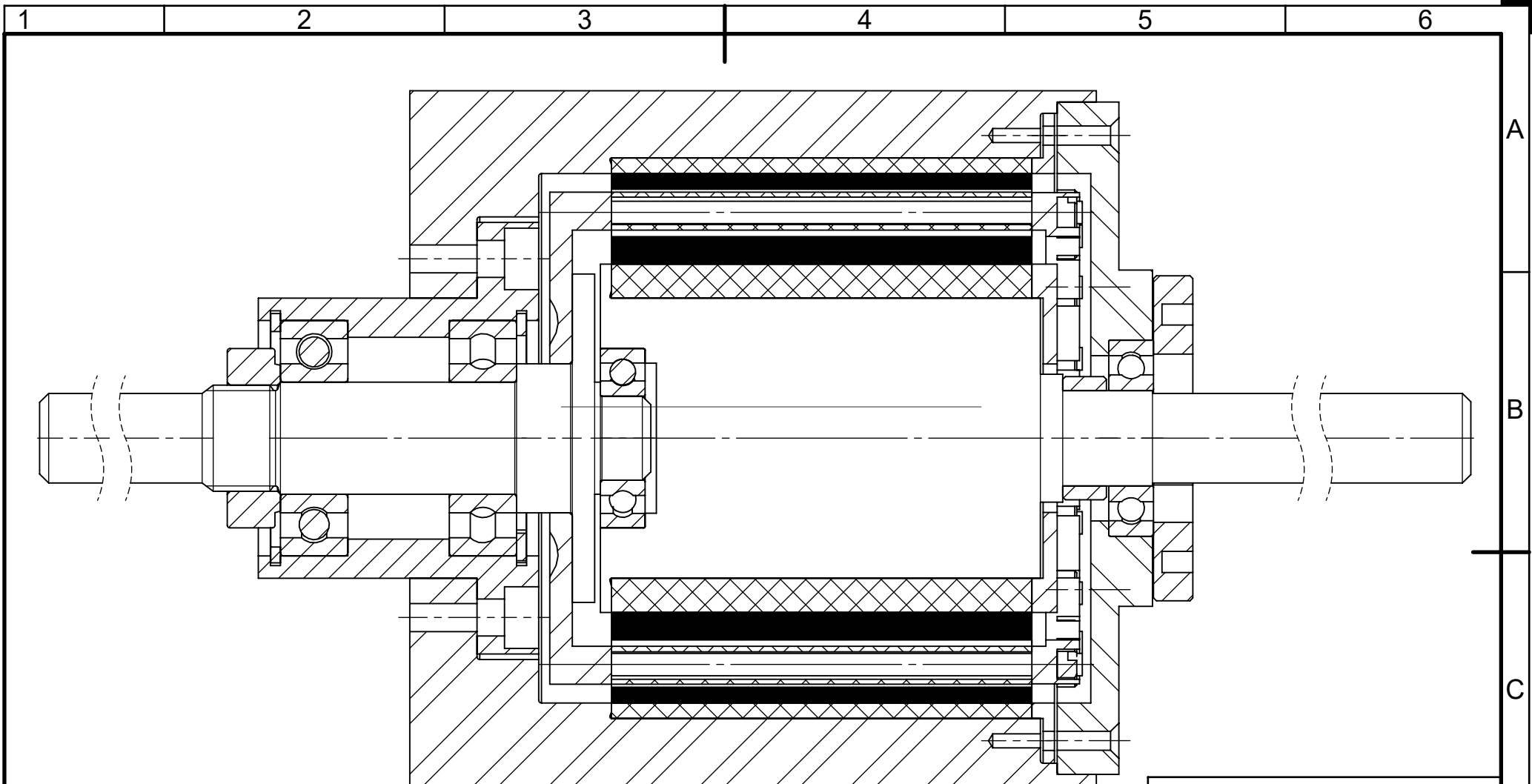
## C Plans du réducteur

Pièce	Matériau	Quantité
Carter	Aluminium	1
Flasque du carter	Aluminium	1
Jante du rotor haute vitesse	Aluminium	1
Jante du rotor basse vitesse gauche	Aluminium	1
Jante du rotor basse vitesse droite	Aluminium	1
Jante du rotor basse vitesse droite (2)	Aluminium	1
Arbre haute vitesse	Acier	1
Arbre basse vitesse	Acier	1

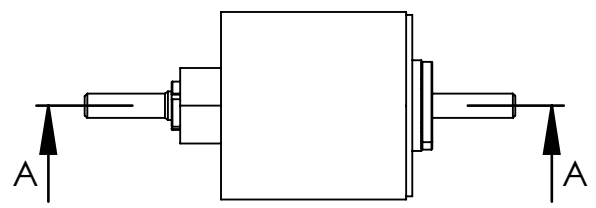
TABLE 3.7 – Pièces du réducteur magnétique

Pièce	Matériau	Quantité
Outil de montage A	Plastique	2
Outil de montage B-1	Plastique	1
Outil de montage B-2	Plastique	1
Outil de montage C-1	ABS	1
Outil de montage C-2	ABS	1

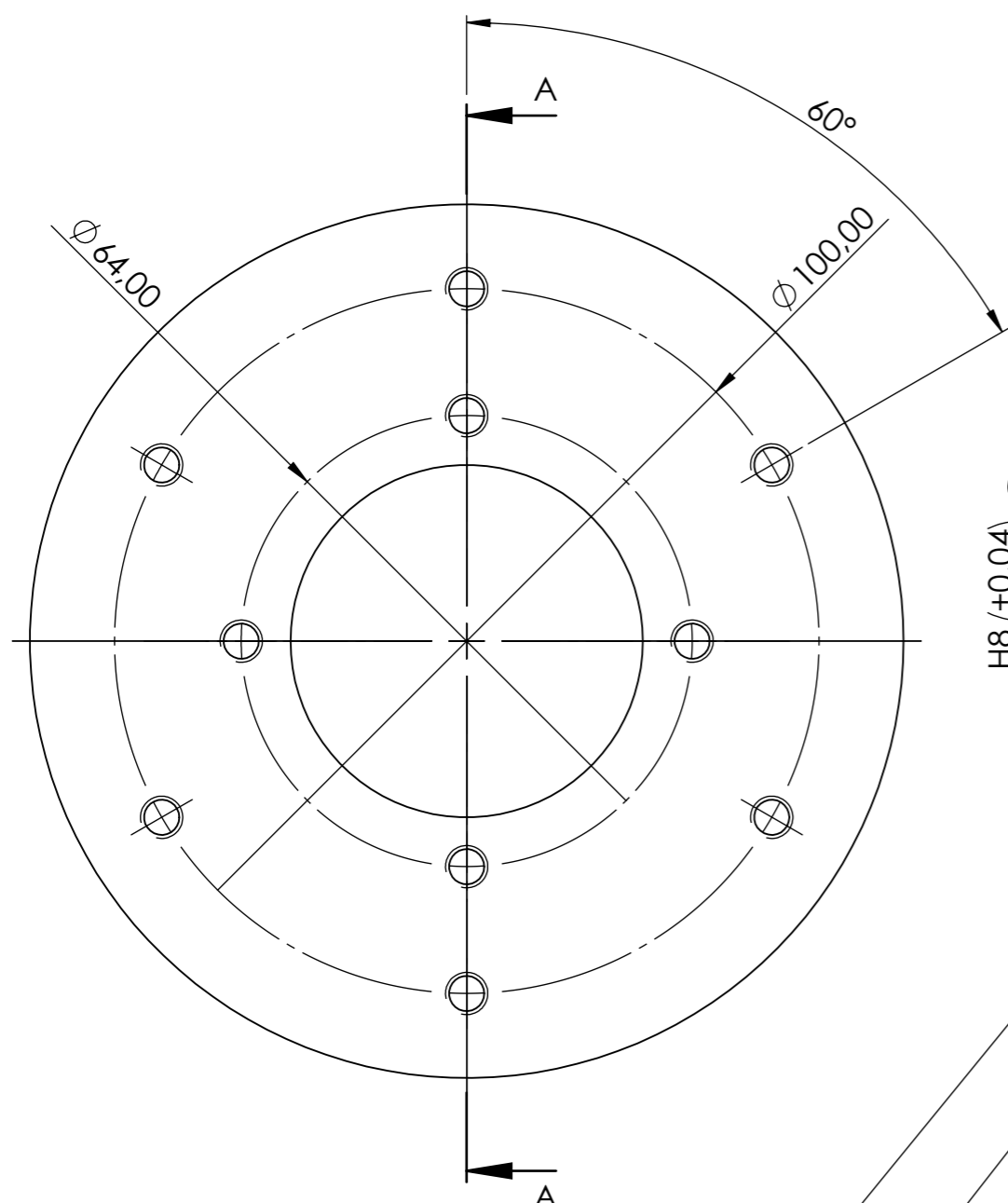
TABLE 3.8 – Outils d'assemblage



COUPE A-A  
ECHELLE 1 : 1

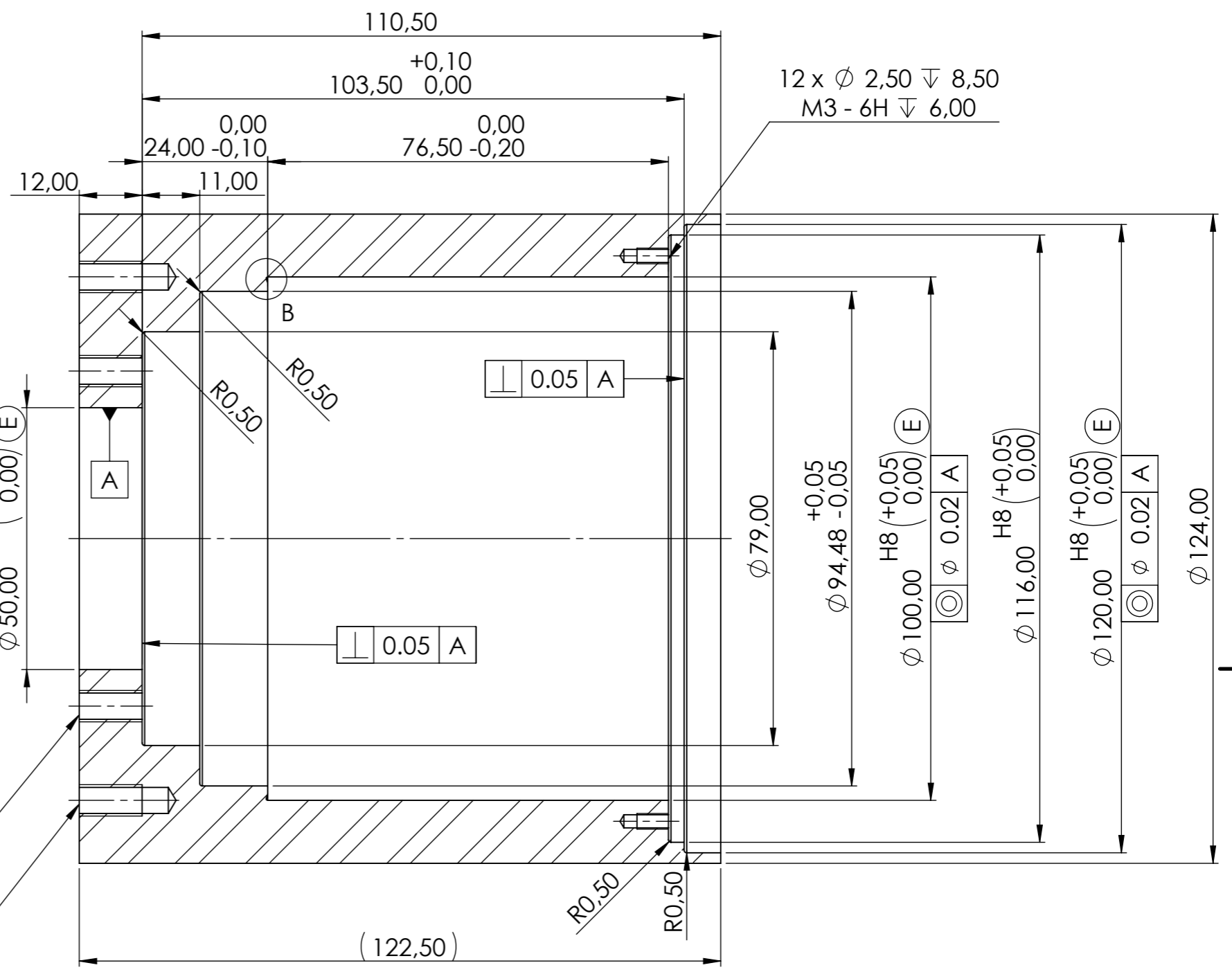
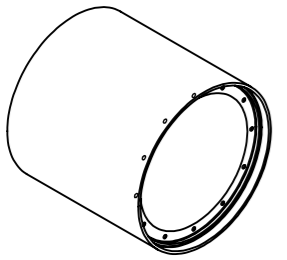


Description :	
Vue d'ensemble	
Dessiné par :	Date de dessin :
<b>Nicolas Colsoul</b>	13/06/2020
Echelle de dessin :	Matériau :
<b>1:5</b>	-
Tolérances générales ISO2768 f K	
Méthode de projection:	Taille de feuille:
<b>PREMIER ANGLE</b>	<b>A4</b>

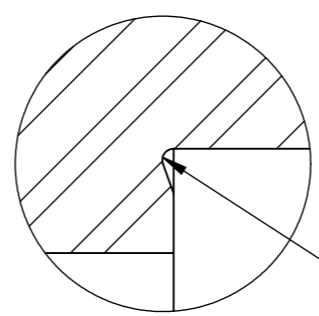


4 x  $\phi$  5,00 A TRAVERS TOUT  
M6 - 6H A TRAVERS TOUT

6 x  $\phi$  5,00  $\nabla$  17,00  
M6 - 6H  $\nabla$  12,00



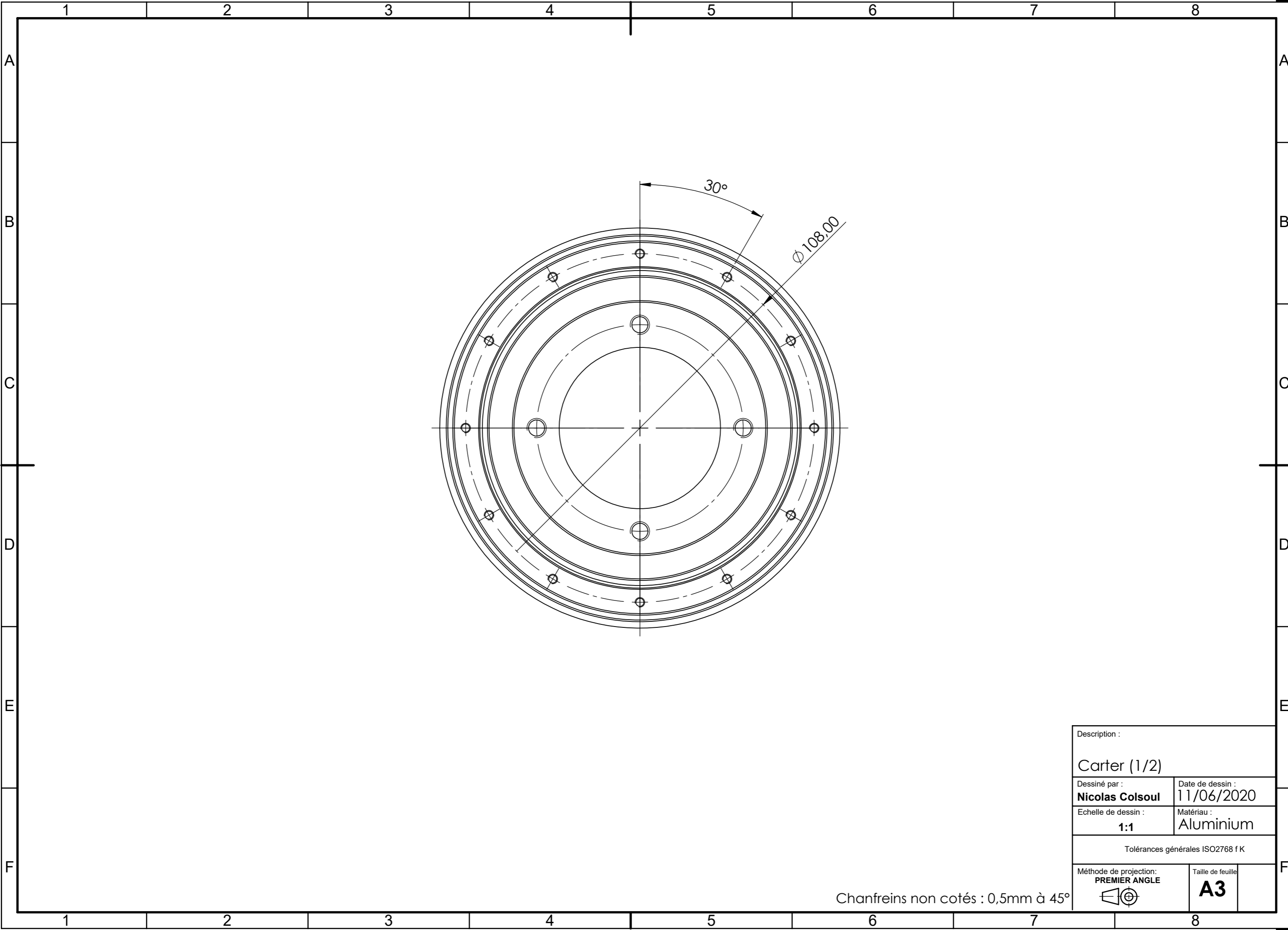
COUPE A-A  
ECHELLE 1 : 1



DÉTAIL B  
ECHELLE 5 : 1

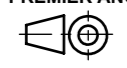
Chanfreins non cotés : 0,5mm à 45°

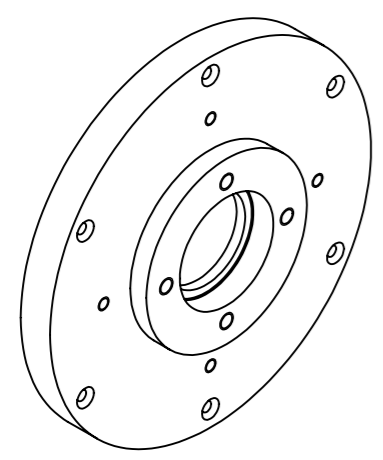
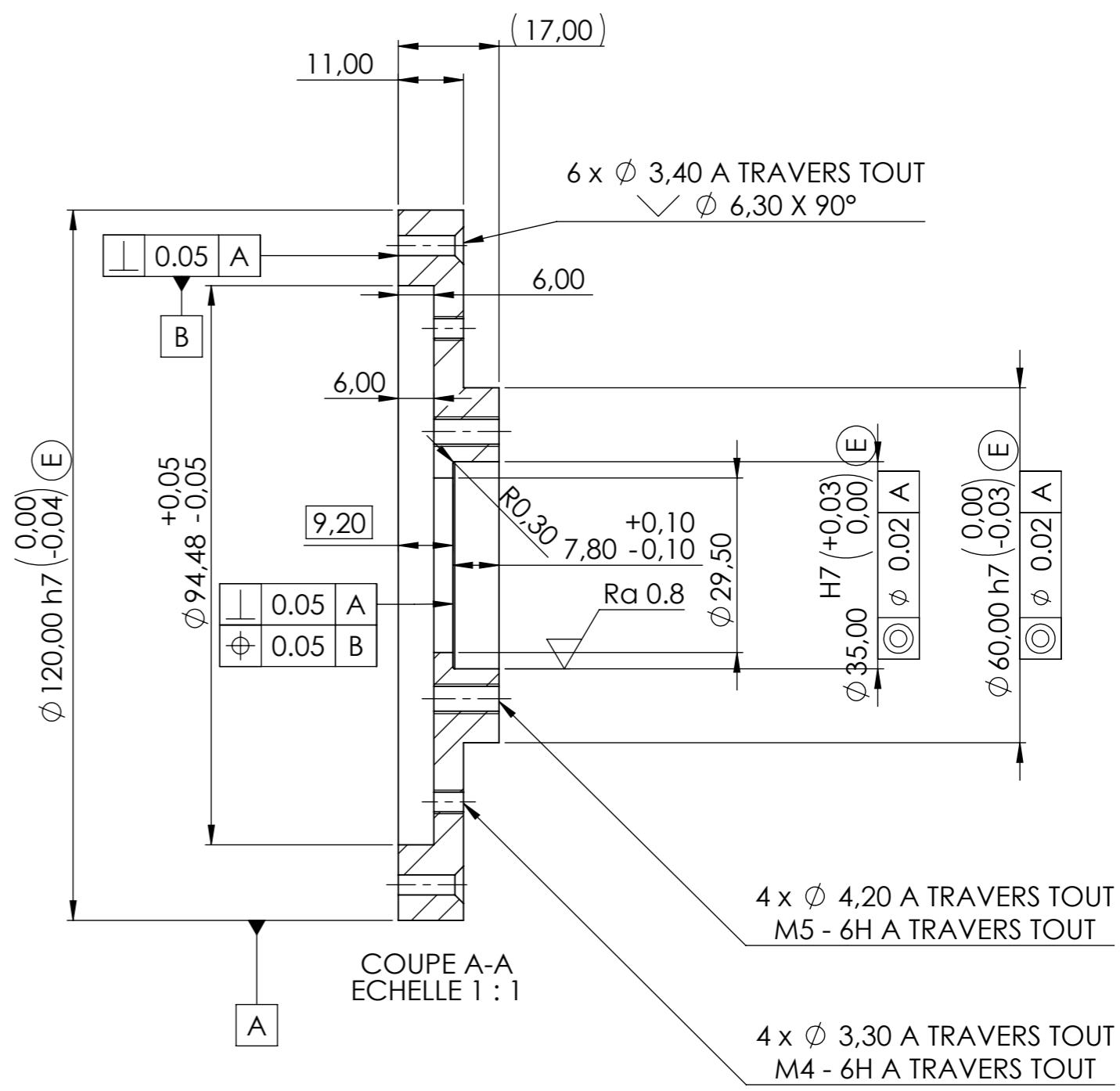
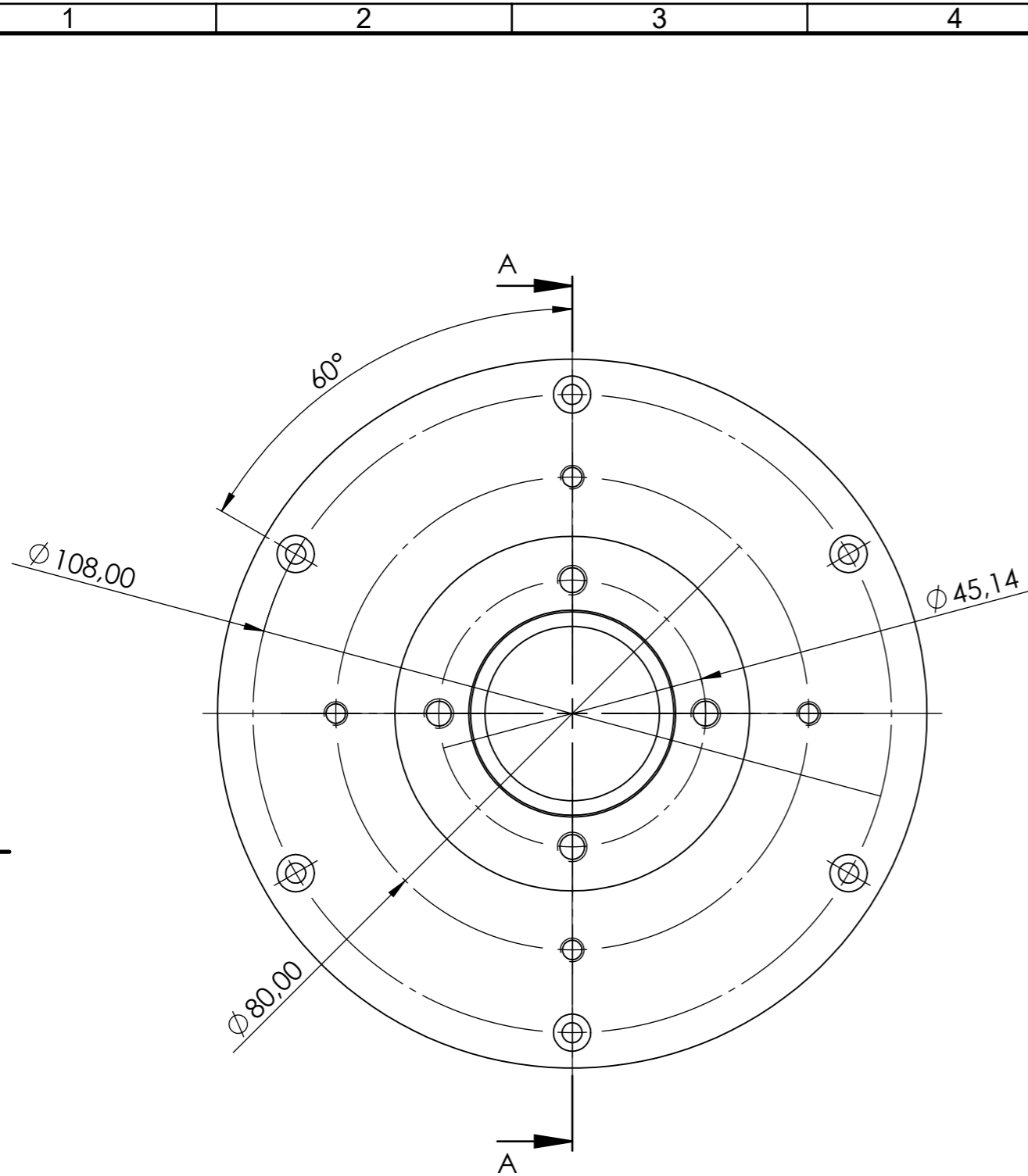
Description :	
Carter (1/2)	
Dessiné par :	Date de dessin :
Nicolas Colsou	11/06/2020
Echelle de dessin :	Matériau :
1:1	Aluminium
Tolérances générales ISO2768 f K	
Méthode de projection:	Taille de feuille:
PREMIER ANGLE	A3



Description :		
Carter (1/2)		
Dessiné par :	Date de dessin :	
<b>Nicolas Colsoul</b>	11/06/2020	
Echelle de dessin :	Matériau :	
<b>1:1</b>	Aluminium	
Tolérances générales ISO2768 f K		
Méthode de projection:	Taille de feuille:	
<b>PREMIER ANGLE</b>	<b>A3</b>	

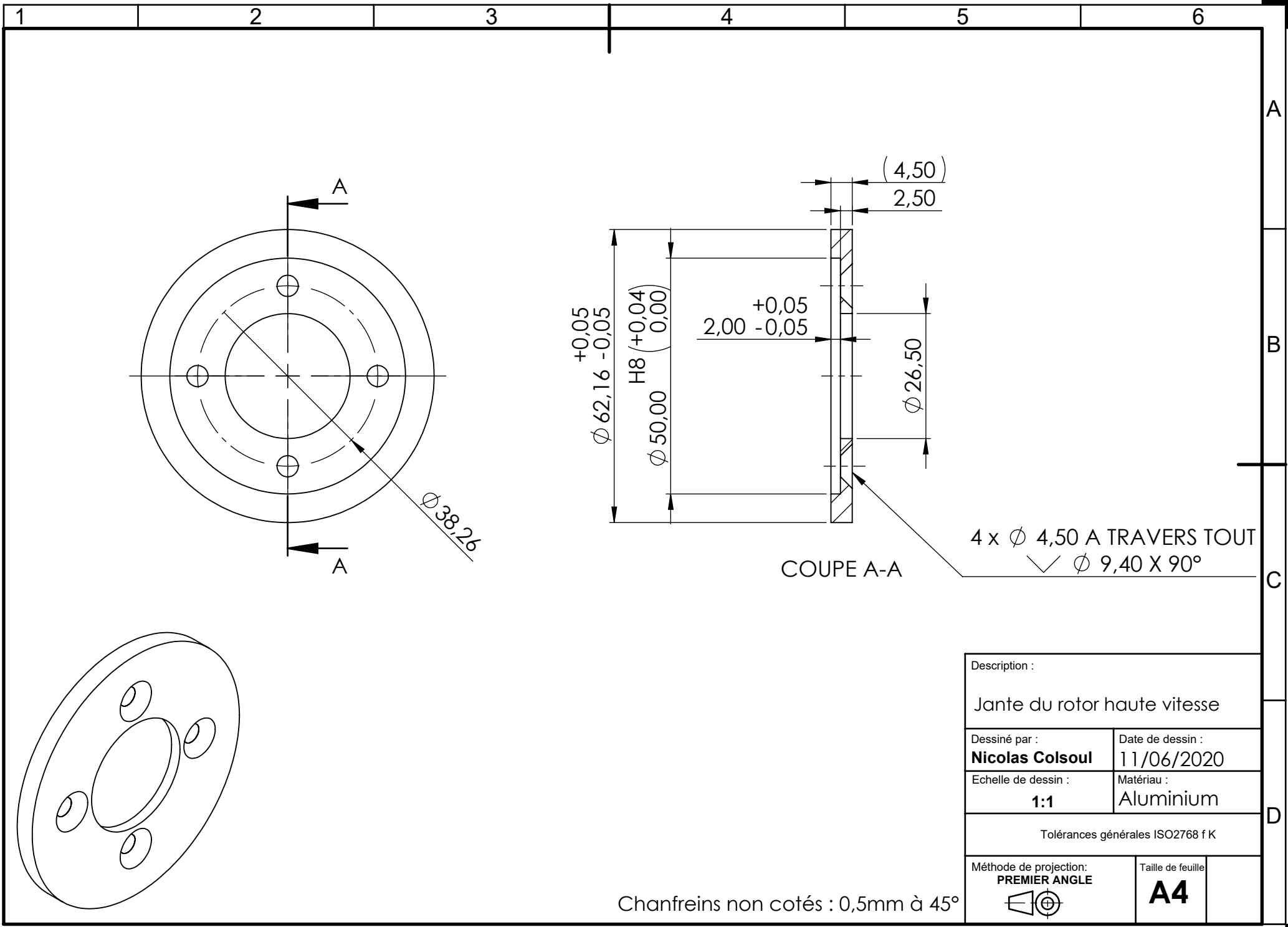
Chanfreins non cotés : 0,5mm à 45°





Description :	
Flasque du carter	
Dessiné par :	Date de dessin :
<b>Nicolas Colsou</b>	11/06/2020
Echelle de dessin :	Matériau :
<b>1:1</b>	Aluminium
Tolérances générales ISO2768 f K	
Méthode de projection :	Taille de feuille :
<b>PREMIER ANGLE</b>	<b>A3</b>

Chanfreins non cotés : 0,5mm à 45°



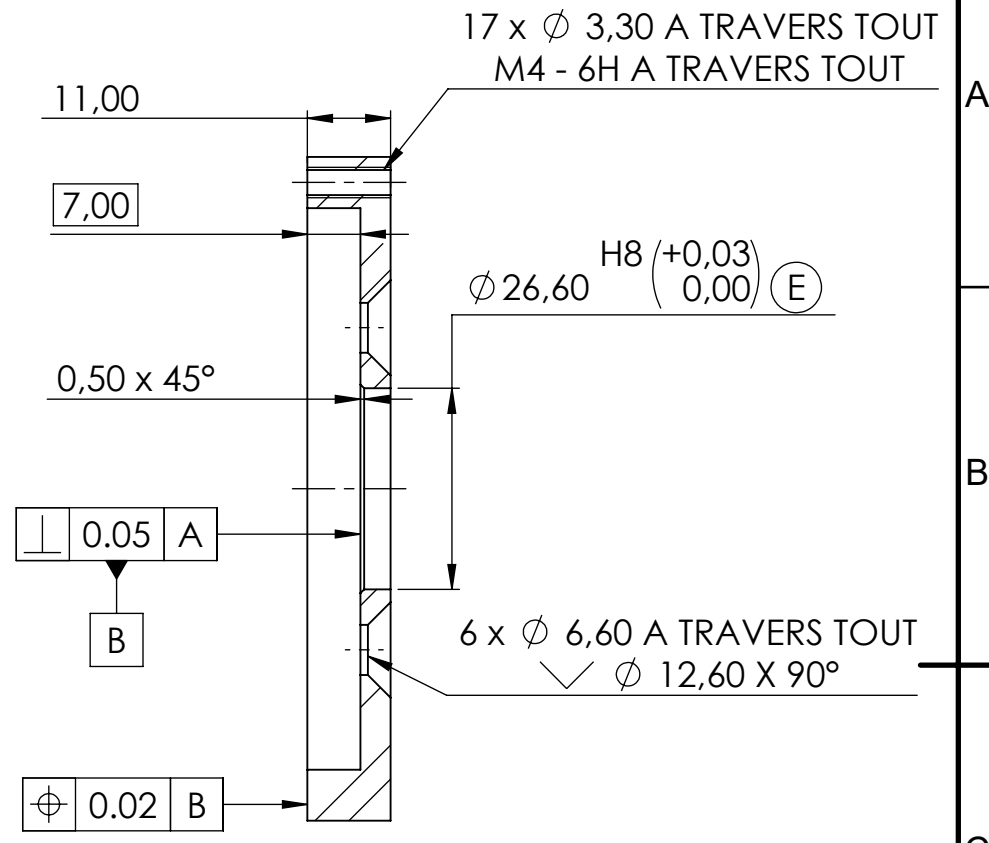
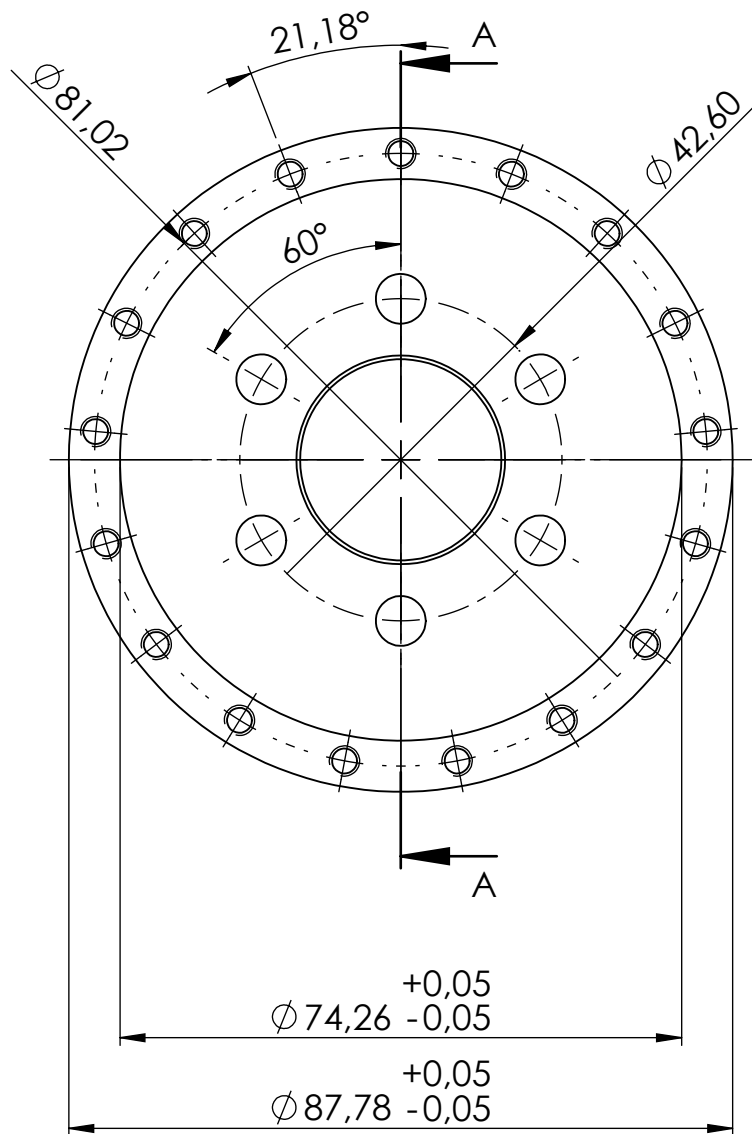
4 x  $\phi$  4,50 A TRAVERS TOUT  
 $\sphericalangle$   $\phi$  9,40 X 90°

COUPE A-A

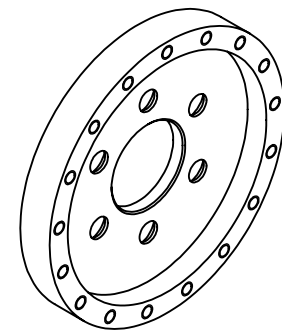
Description :	
Jante du rotor haute vitesse	
Dessiné par :	Date de dessin :
<b>Nicolas Colsoul</b>	11/06/2020
Echelle de dessin :	Matériau :
<b>1:1</b>	Aluminium
Tolérances générales ISO2768 f K	
Méthode de projection:	Taille de feuille:
<b>PREMIER ANGLE</b>	<b>A4</b>

Chanfreins non cotés : 0,5mm à 45°



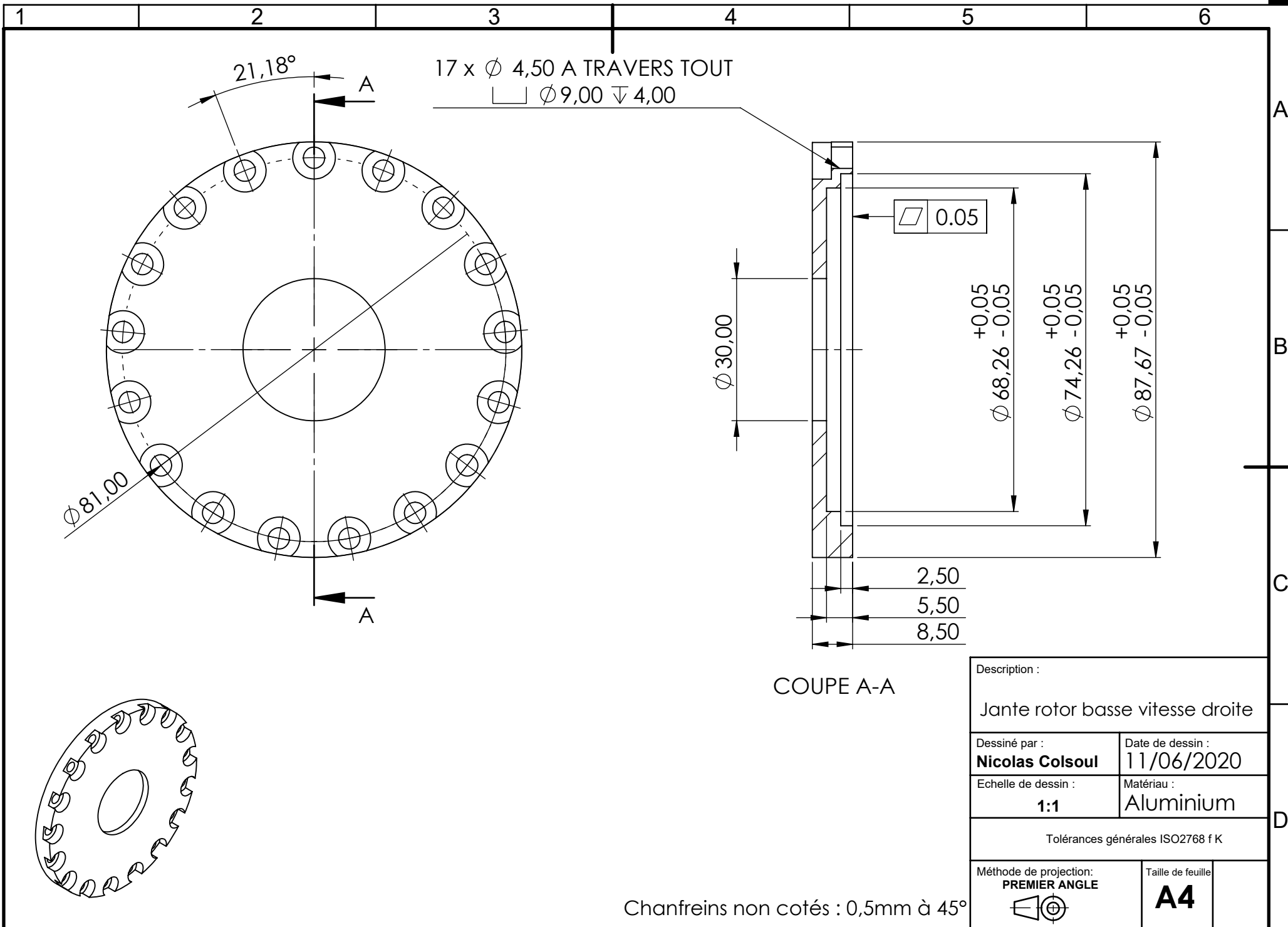


COUPE A-A



Chanfreins non cotés : 0,5mm à 45°

Description :	
Jante rotor basse vitesse gauche	
Dessiné par :	Date de dessin :
<b>Nicolas Colsou</b>	11/06/2020
Echelle de dessin :	Matériau :
<b>1:1</b>	Aluminium
Tolérances générales ISO2768 f K	
Méthode de projection:	Taille de feuille
<b>PREMIER ANGLE</b>	<b>A4</b>



17 x  $\phi$  4,50 A TRAVERS TOUT  
 $\square$   $\phi$  9,00  $\nabla$  4,00

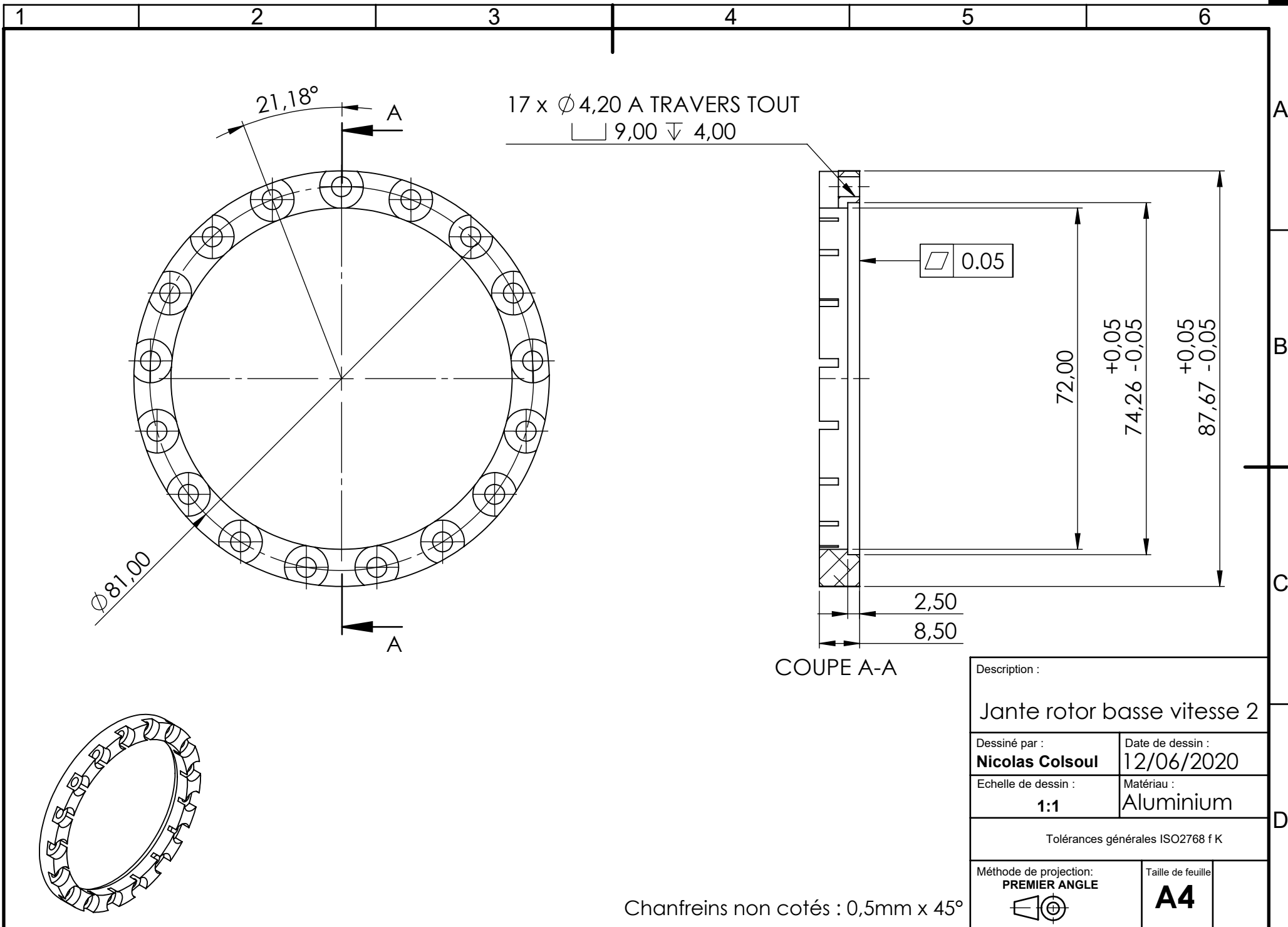
$\square$  0.05

COUPE A-A

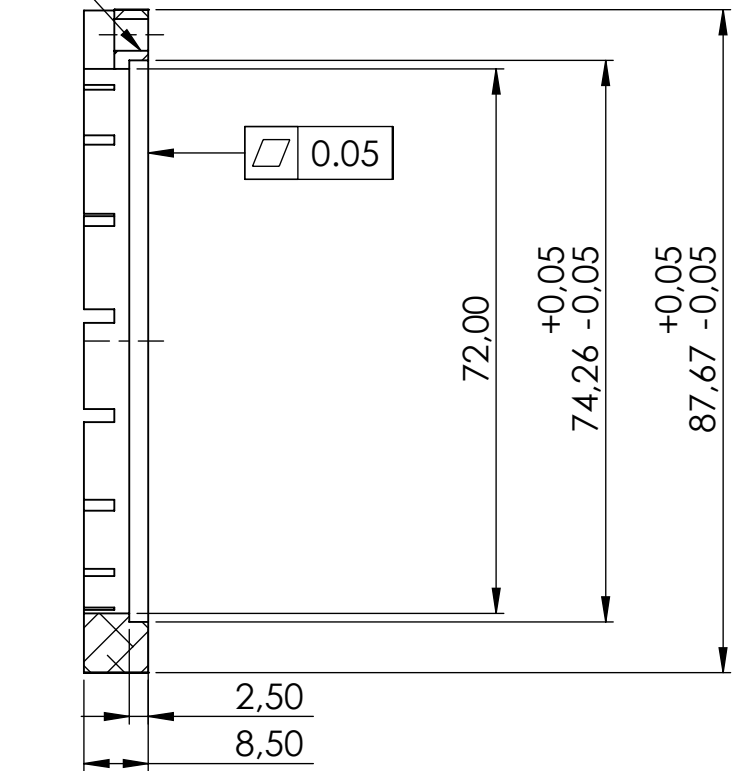
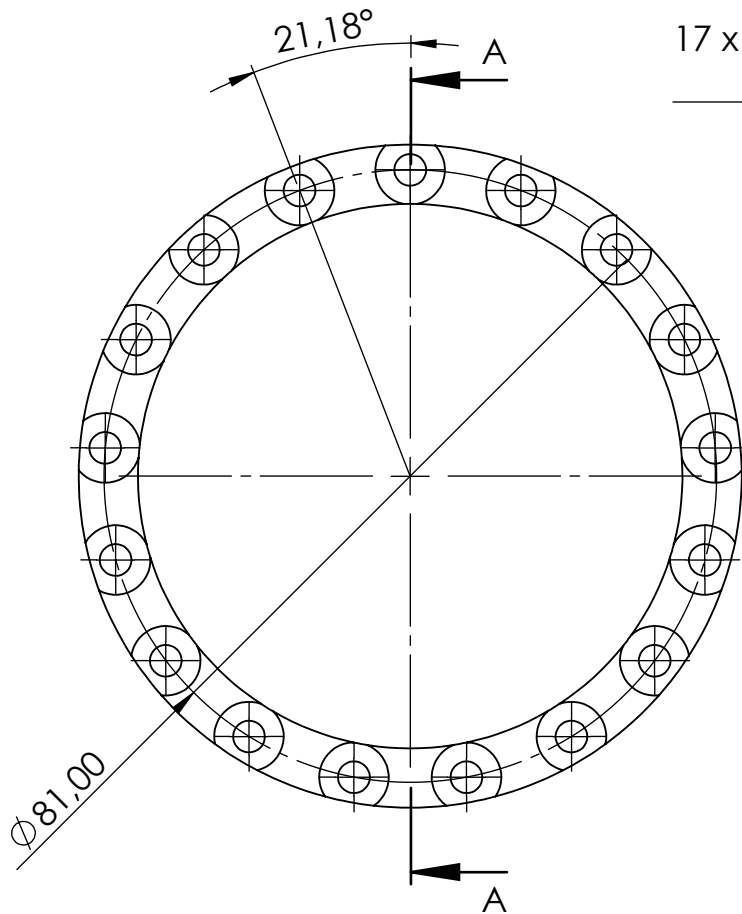
Description :	
Jante rotor basse vitesse droite	
Dessiné par :	Date de dessin :
<b>Nicolas Colsou</b>	11/06/2020
Echelle de dessin :	Matériau :
<b>1:1</b>	Aluminium
Tolérances générales ISO2768 f K	
Méthode de projection:	Taille de feuille
<b>PREMIER ANGLE</b>	<b>A4</b>

Chanfreins non cotés : 0,5mm à 45°

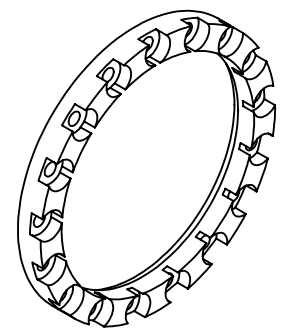




17 x  $\varnothing 4,20$  A TRAVERS TOUT  
 $\square 9,00 \nabla 4,00$



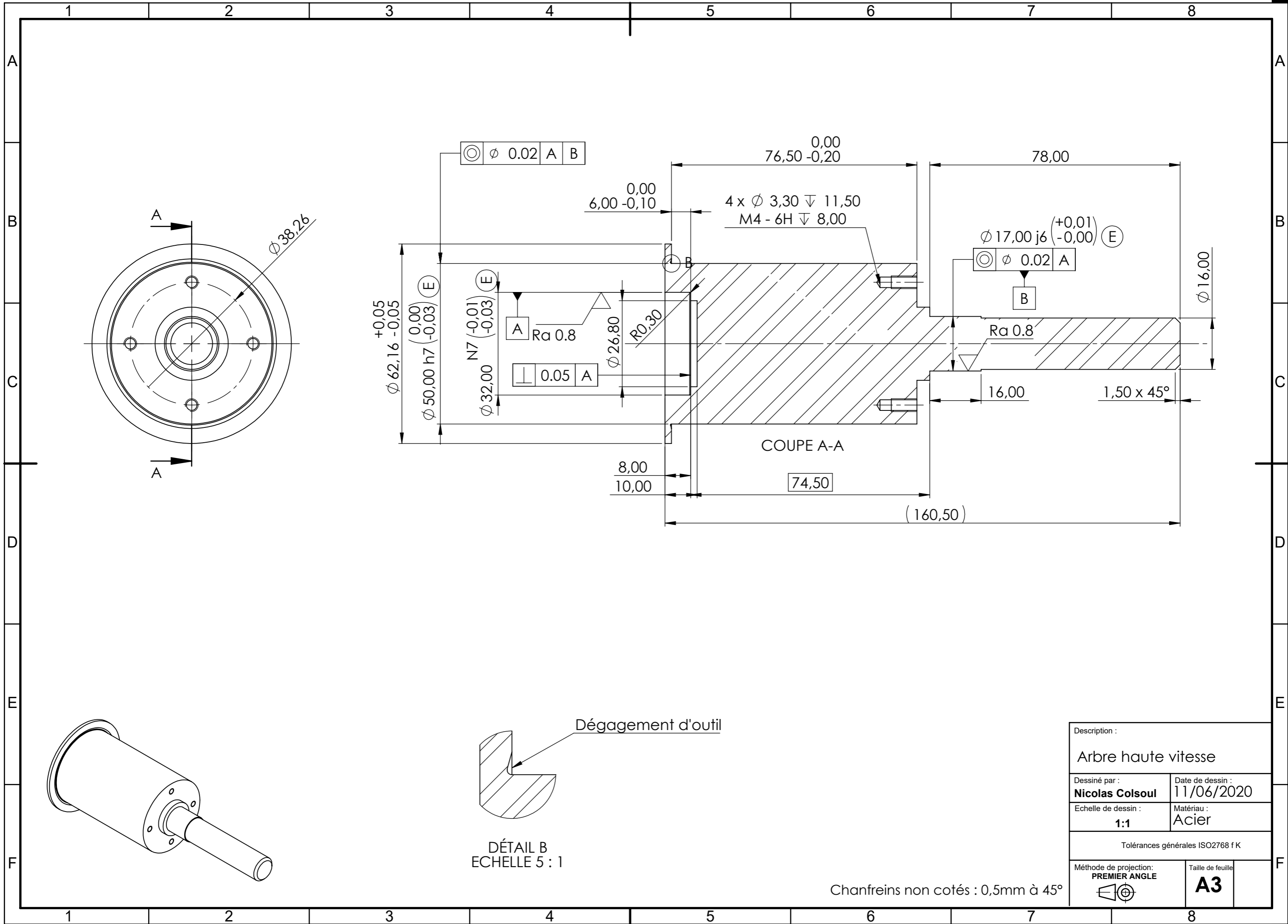
COUPE A-A



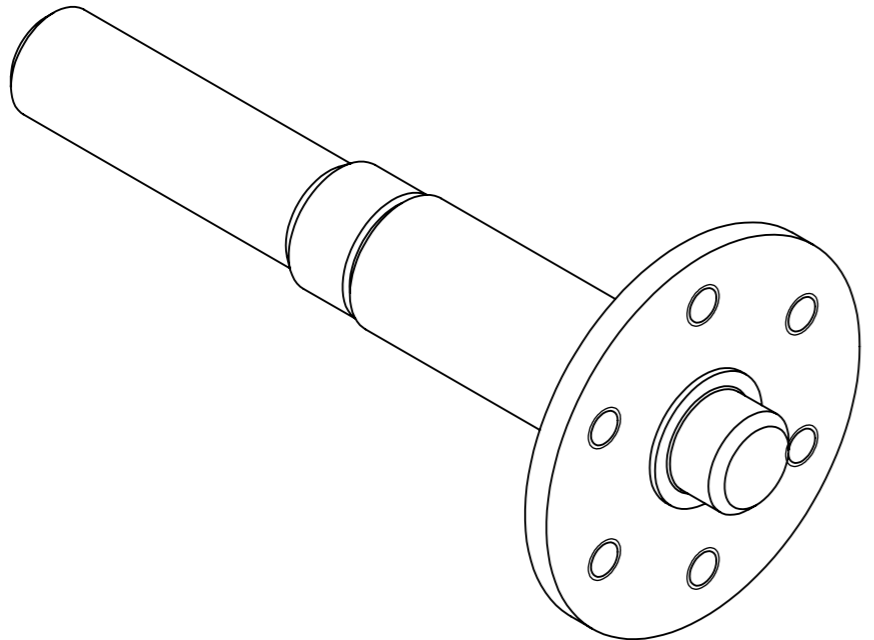
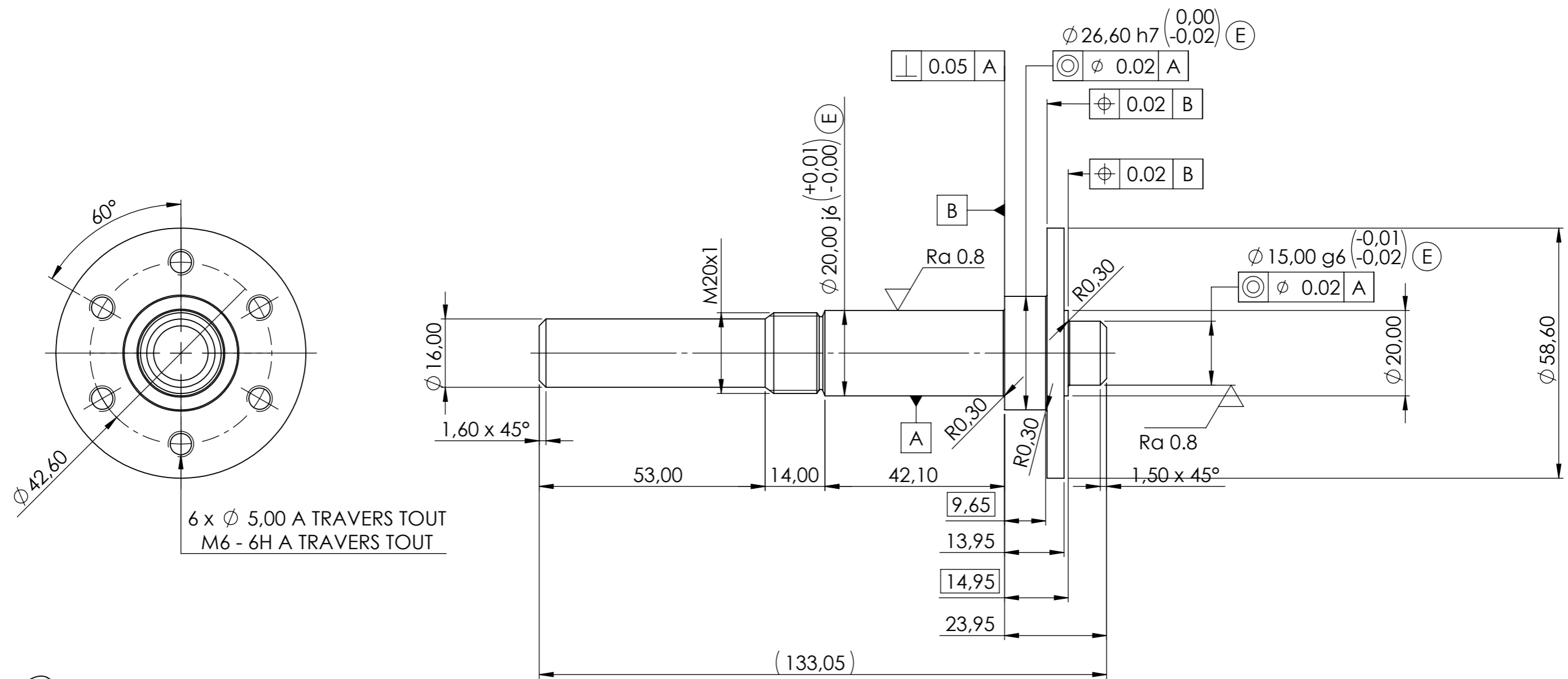
Description :	
Jante rotor basse vitesse 2	
Dessiné par :	Date de dessin :
<b>Nicolas Colsoul</b>	12/06/2020
Echelle de dessin :	Matériau :
<b>1:1</b>	Aluminium
Tolérances générales ISO2768 f K	
Méthode de projection:	Taille de feuille:
<b>PREMIER ANGLE</b>	<b>A4</b>

Chanfreins non cotés : 0,5mm x 45°





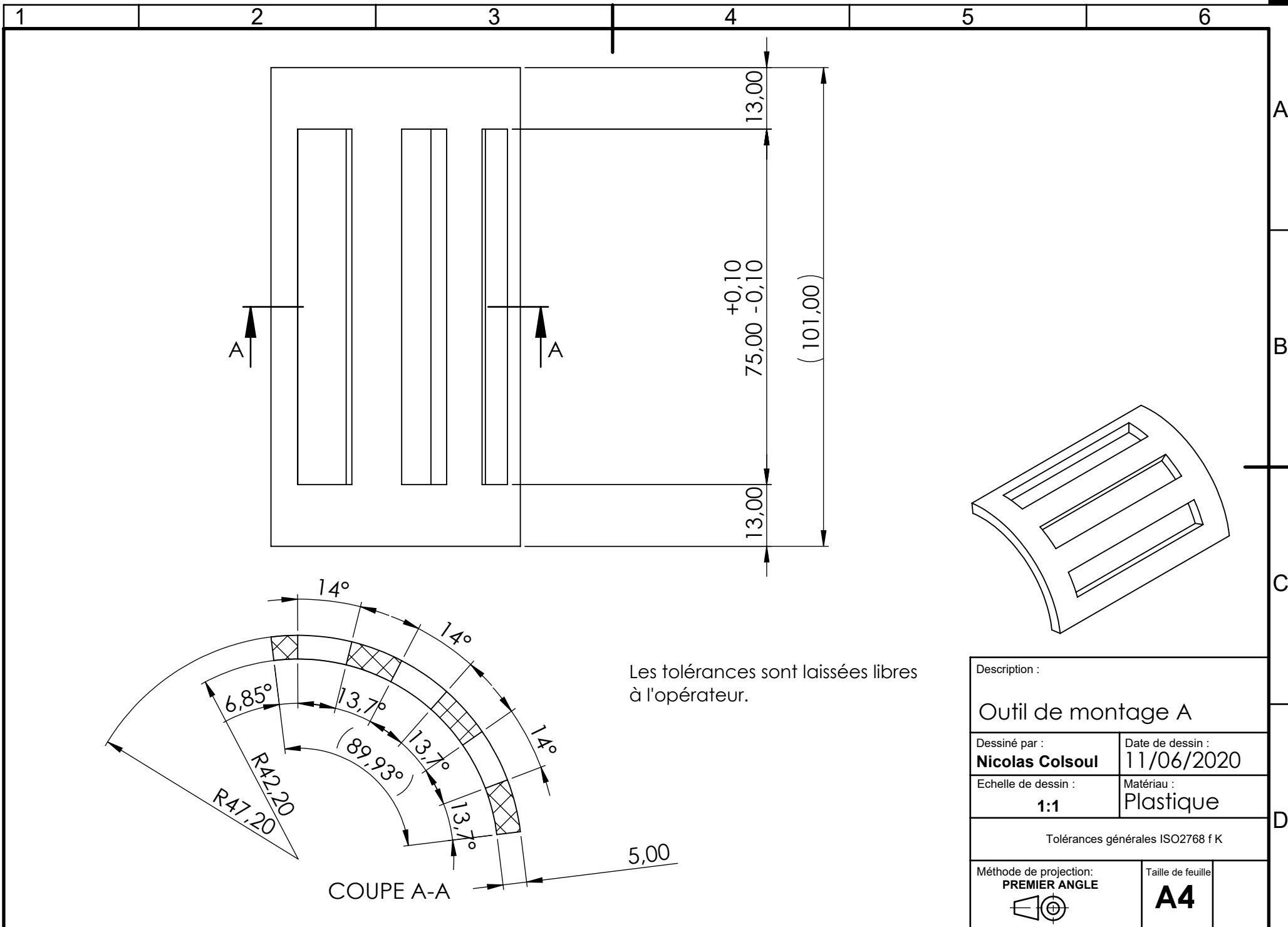
Description :	
Arbre haute vitesse	
Dessiné par :	Date de dessin :
Nicolas Colsoul	11/06/2020
Echelle de dessin :	Matériau :
1:1	Acier
Tolérances générales ISO2768 f K	
Méthode de projection:	Taille de feuille:
PREMIER ANGLE	A3



Description :	
Arbre basse vitesse	
Dessiné par :	Date de dessin :
<b>Nicolas Col soul</b>	11/06/2020
Echelle de dessin :	Matériau :
<b>1:1</b>	Acier
Tolérances générales ISO2768 f K	
Méthode de projection:	Taille de feuille:
<b>PREMIER ANGLE</b>	<b>A3</b>

Chanfreins non cotés : 0,5mm à 45°

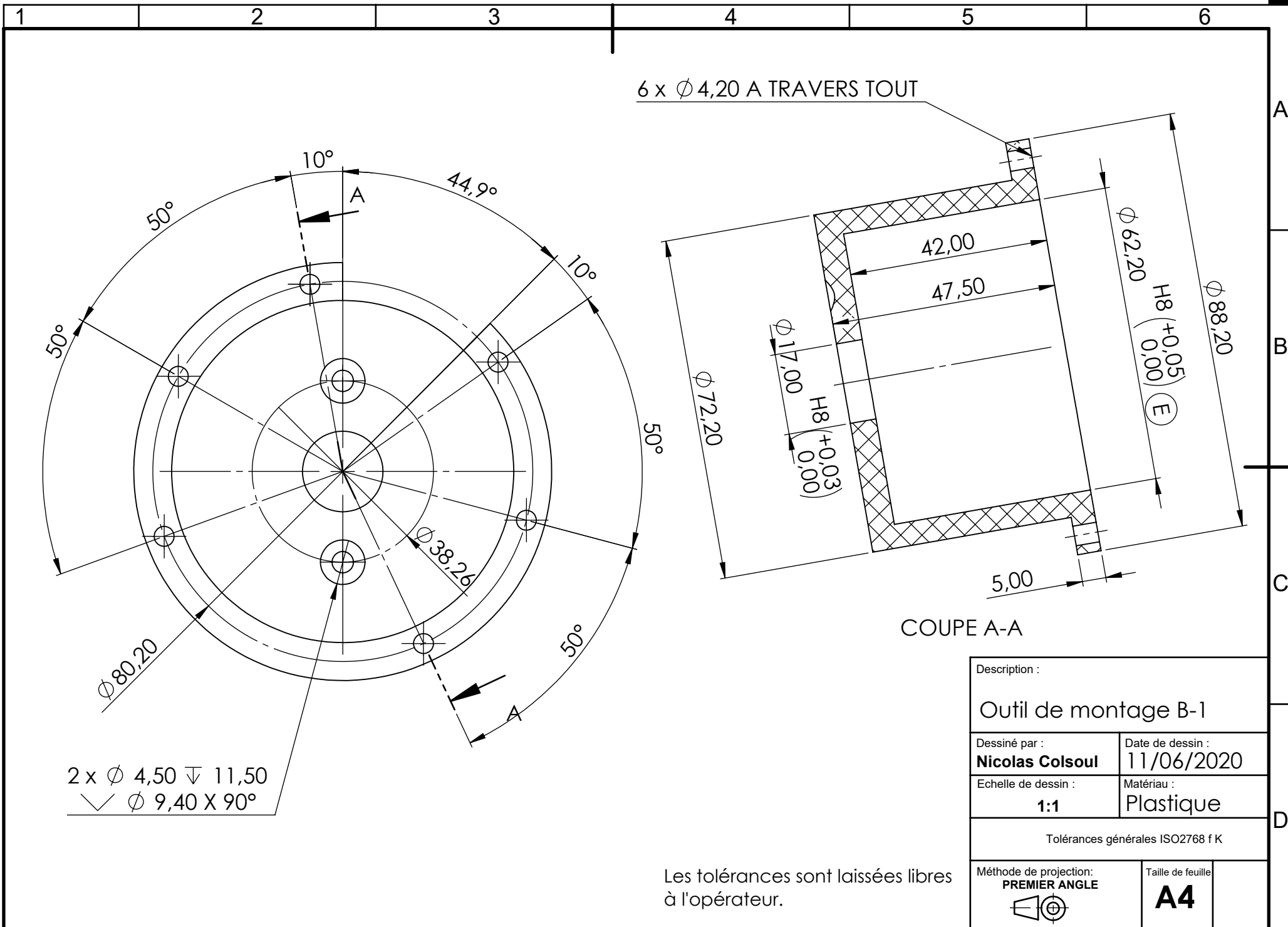




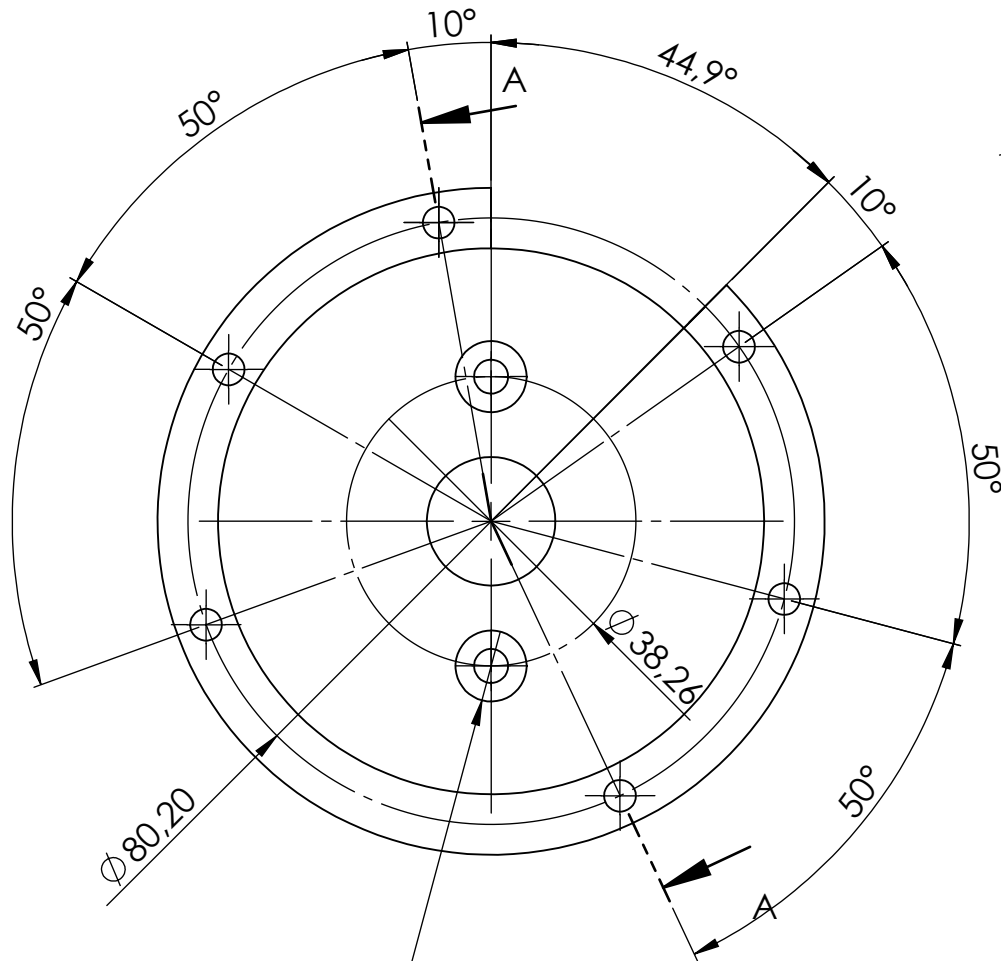
Les tolérances sont laissées libres à l'opérateur.

Description :	
Outil de montage A	
Dessiné par :	Date de dessin :
<b>Nicolas Colsou</b>	11/06/2020
Echelle de dessin :	Matériau :
<b>1:1</b>	Plastique
Tolérances générales ISO2768 f K	
Méthode de projection:	Taille de feuille
<b>PREMIER ANGLE</b>	<b>A4</b>

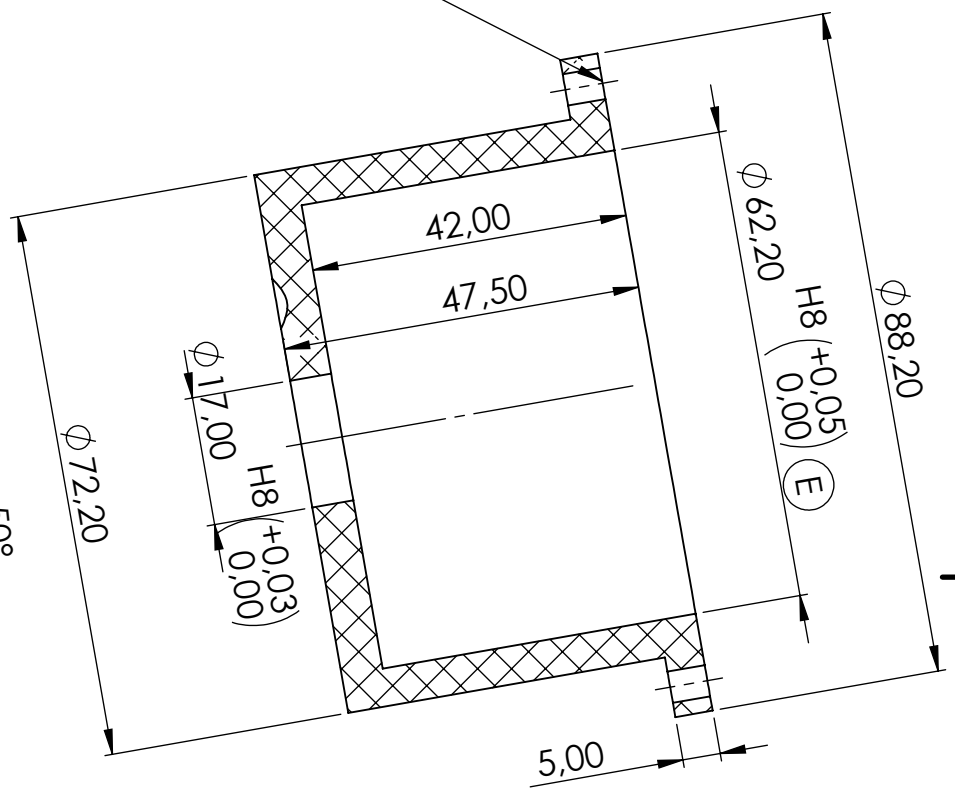
A  
B  
C  
D



6 x  $\varnothing 4,20$  A TRAVERS TOUT



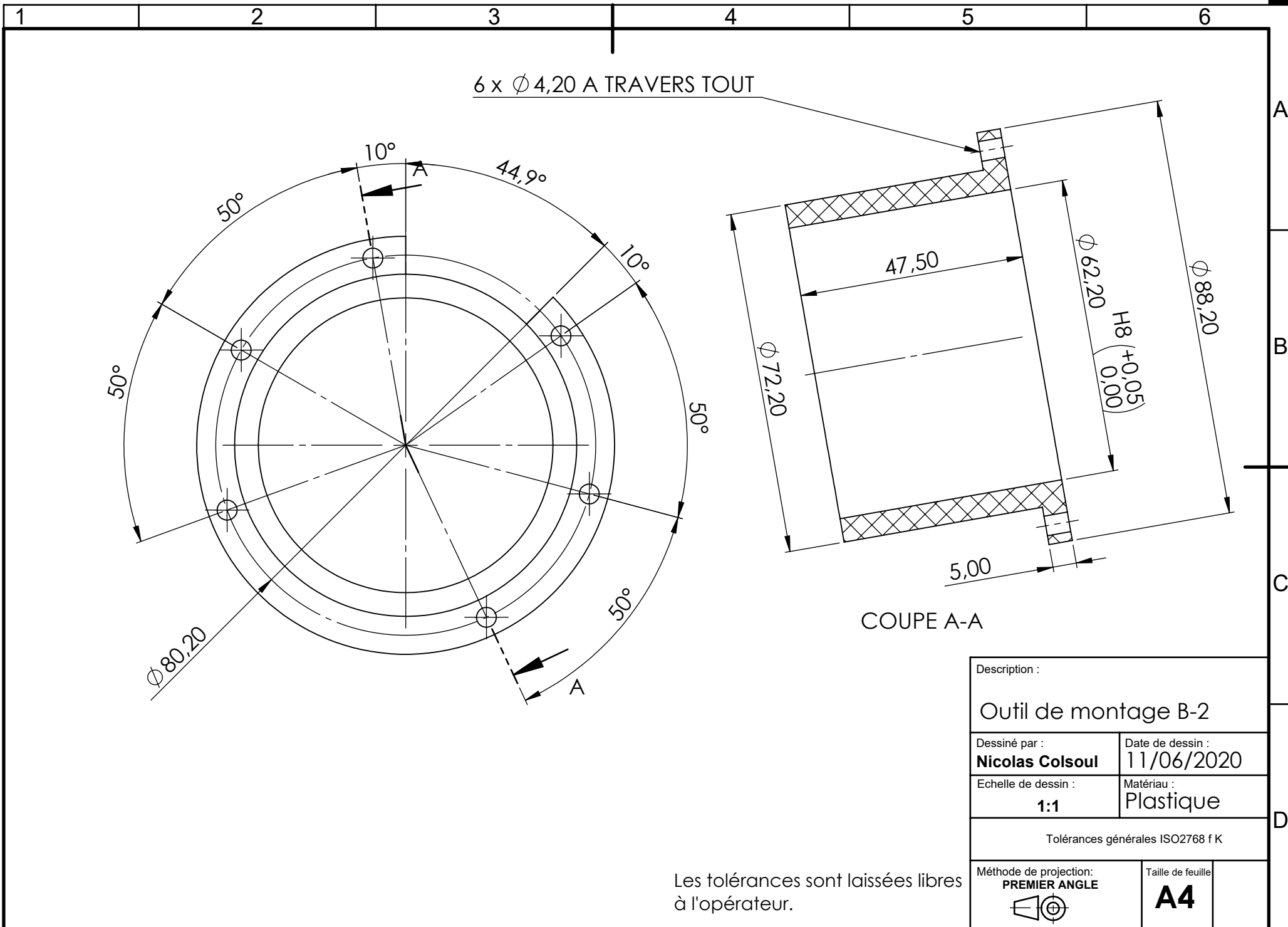
2 x  $\varnothing 4,50 \nabla 11,50$   
 $\surd \varnothing 9,40 \times 90^\circ$



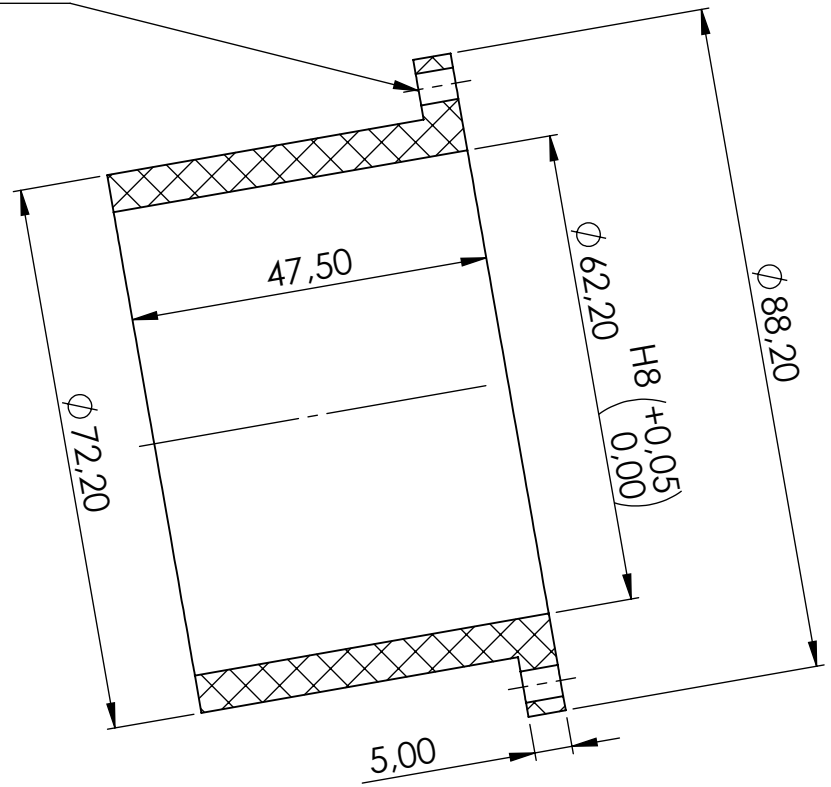
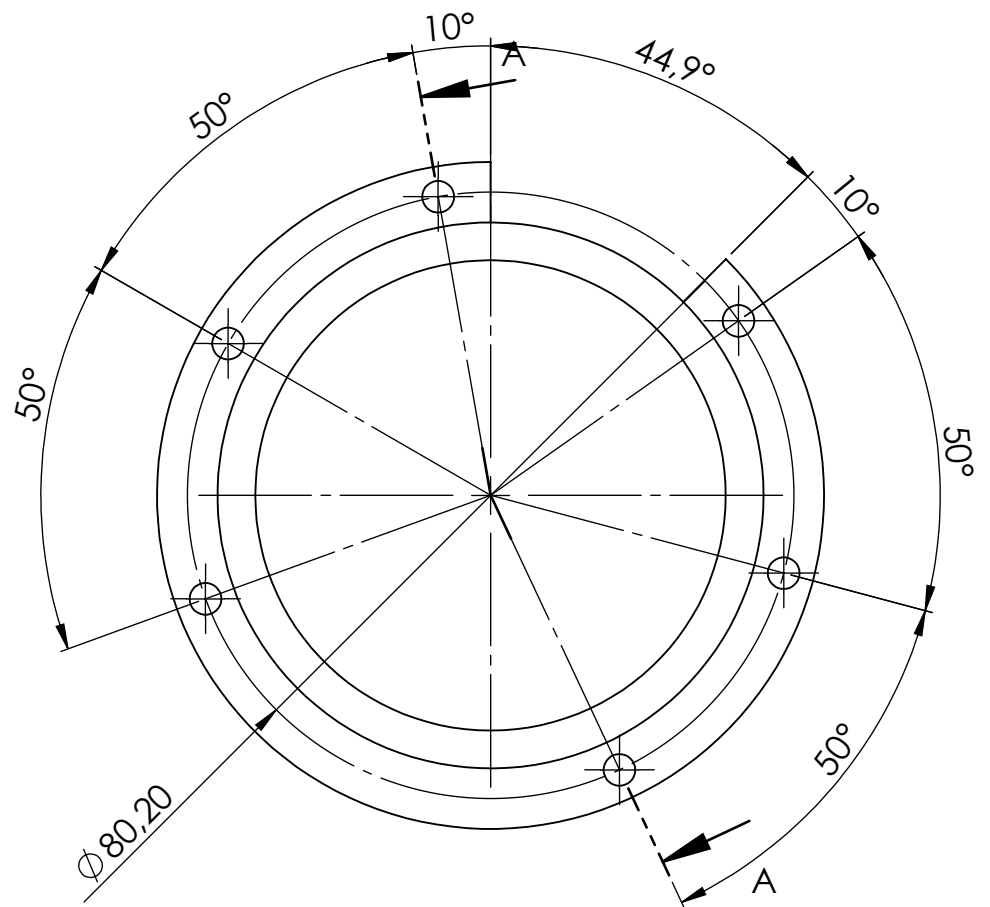
COUPE A-A

Description :	
Outil de montage B-1	
Dessiné par :	Date de dessin :
<b>Nicolas Colsou</b>	11/06/2020
Echelle de dessin :	Matériau :
<b>1:1</b>	Plastique
Tolérances générales ISO2768 f K	
Méthode de projection :	Taille de feuille :
<b>PREMIER ANGLE</b>	<b>A4</b>

Les tolérances sont laissées libres à l'opérateur.



6 x  $\varnothing 4,20$  A TRAVERS TOUT



COUPE A-A

Description :	
Outil de montage B-2	
Dessiné par :	Date de dessin :
<b>Nicolas Colsou</b>	11/06/2020
Echelle de dessin :	Matériau :
<b>1:1</b>	Plastique
Tolérances générales ISO2768 f K	
Méthode de projection:	Taille de feuille
<b>PREMIER ANGLE</b>	<b>A4</b>

Les tolérances sont laissées libres à l'opérateur.

1

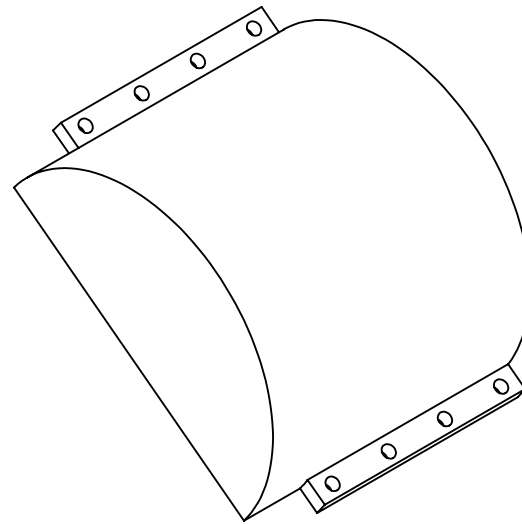
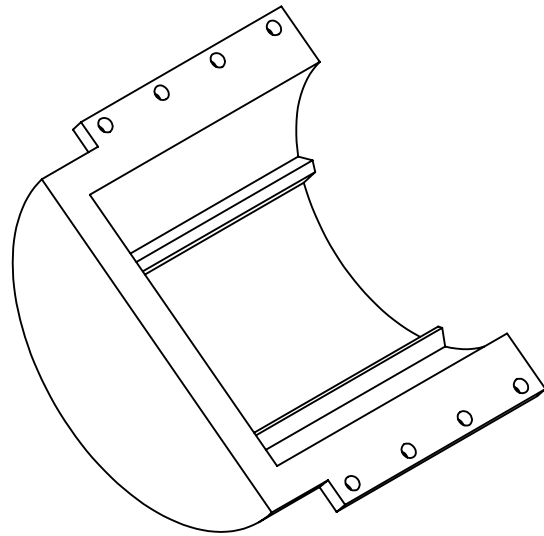
2

3

4

5

6



### Impression 3D

Description :

Outil de montage C-1 et C-2

Dessiné par :

**Nicolas Colsou**

Date de dessin :

11/06/2020

Echelle de dessin :

**1:2**

Matériau :

**ABS**

Tolérances générales ISO2768 f K

Méthode de projection:

**PREMIER ANGLE**



Taille de feuille

**A4**

A

B

C

D

## D Photos du réducteur imprimé en 3D

L'imprimante utilisée est une Anet A8 modifiée : buse 0,4 mm avec une hauteur de couche de 0,2 mm ou 0,1 mm et un remplissage entre 20% et 50% selon les pièces. Il a fallu environ 200 heures pour imprimer le tout.

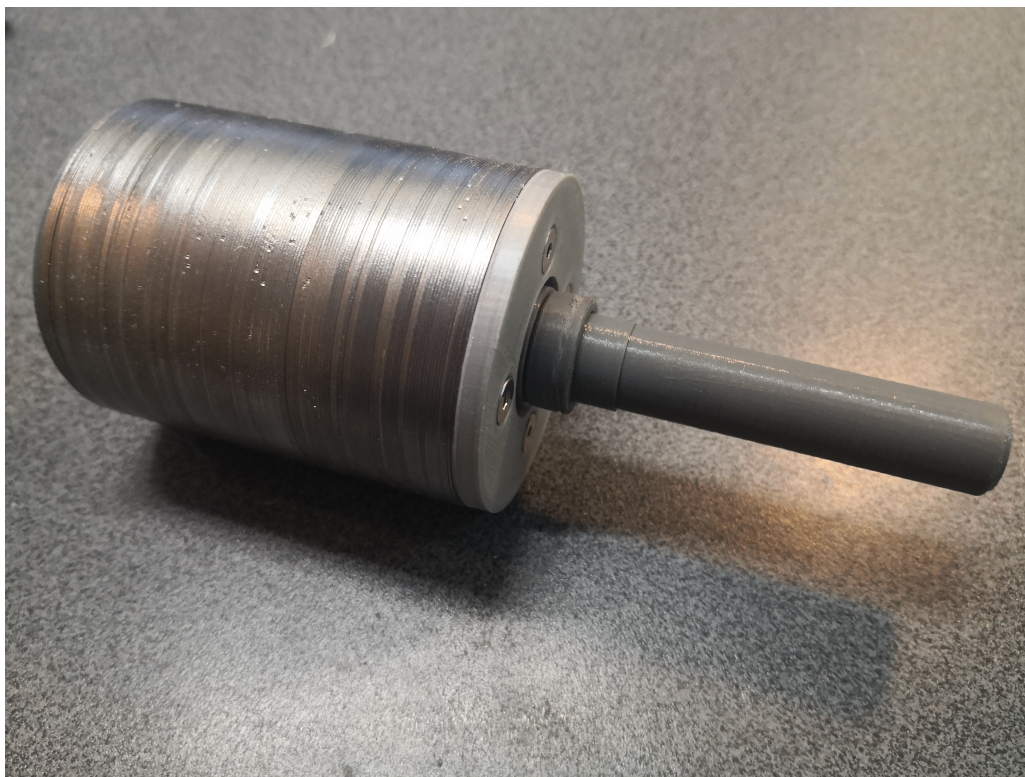


FIGURE D.4 – Rotor haute vitesse

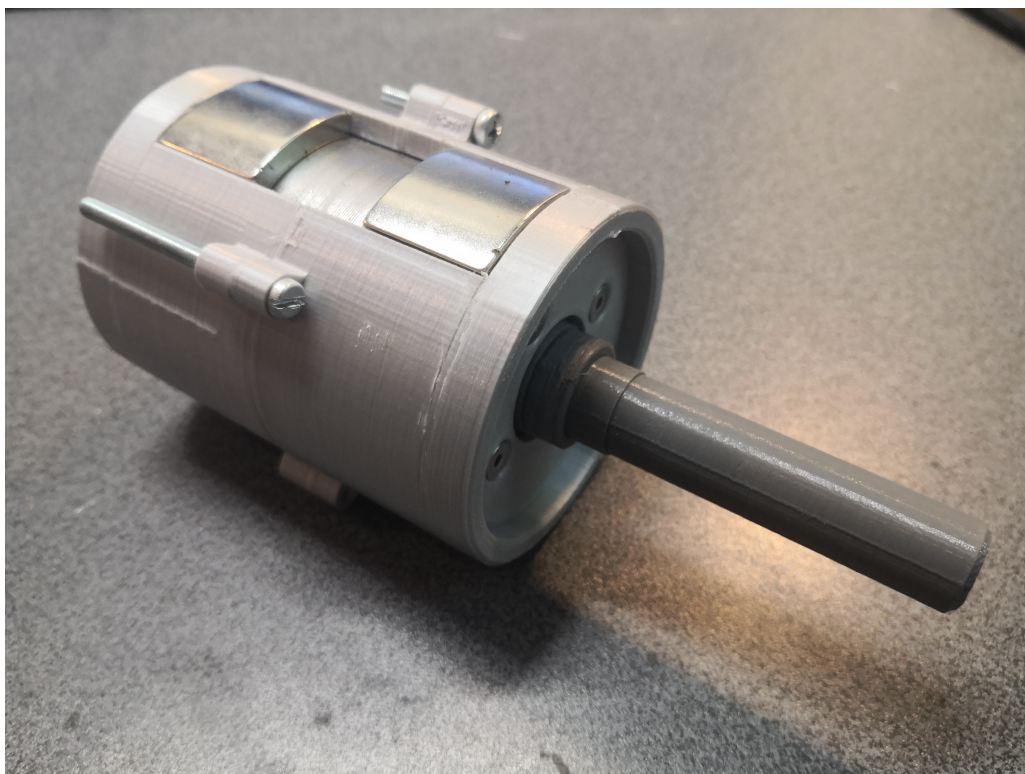


FIGURE D.5 – Rotor haute vitesse et son outil d'assemblage

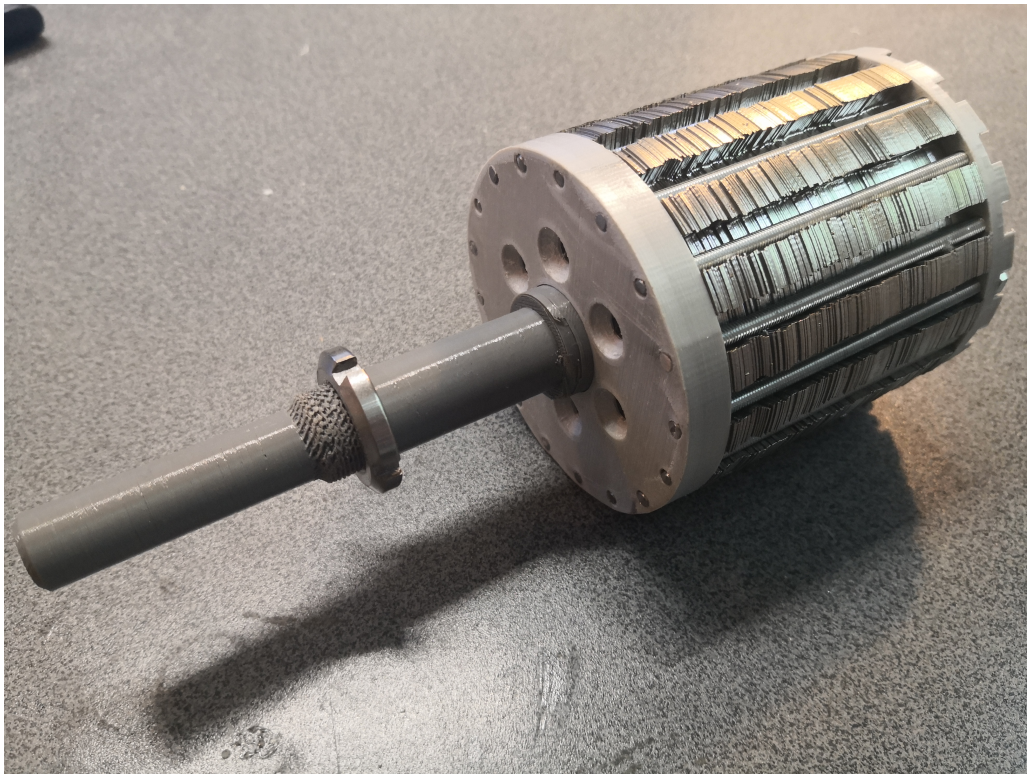


FIGURE D.6 – Rotor basse vitesse, pièces polaires

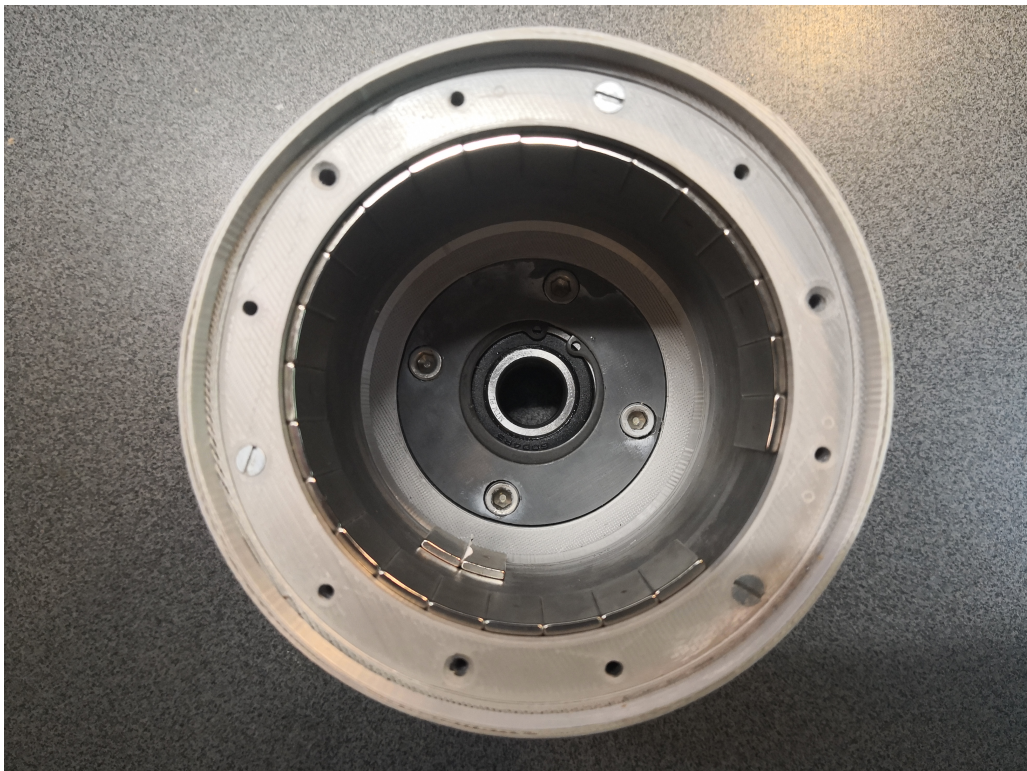


FIGURE D.7 – Vue intérieure du carter avec quelques aimants

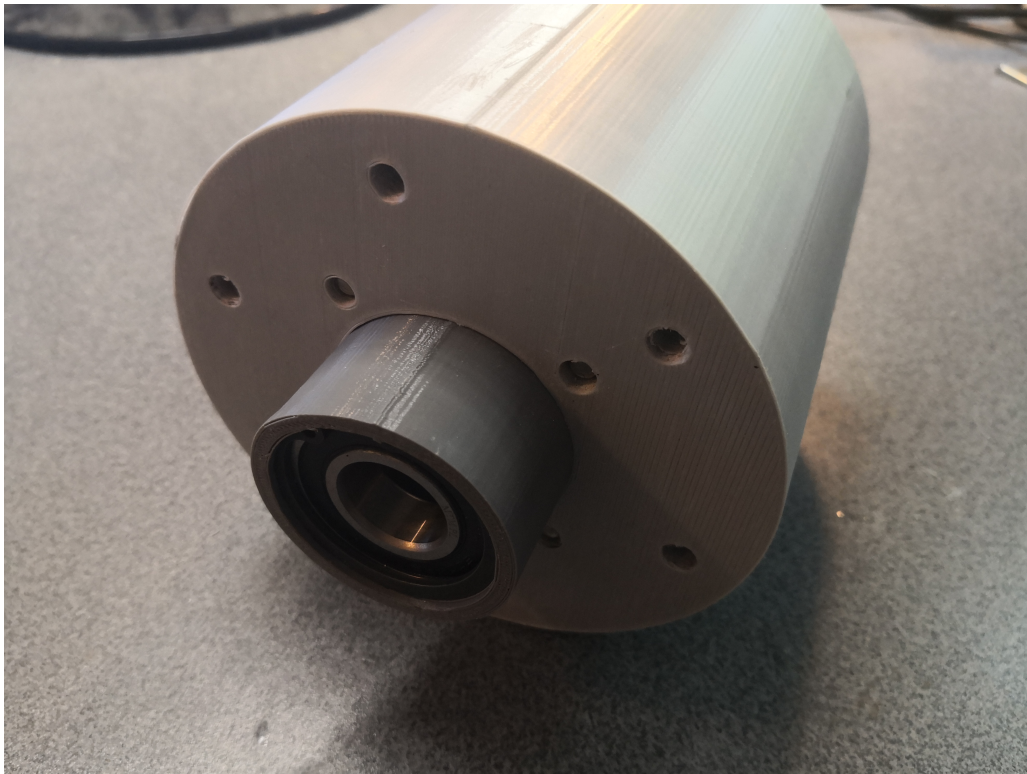


FIGURE D.8 – Boîtier Misumi dans le carter

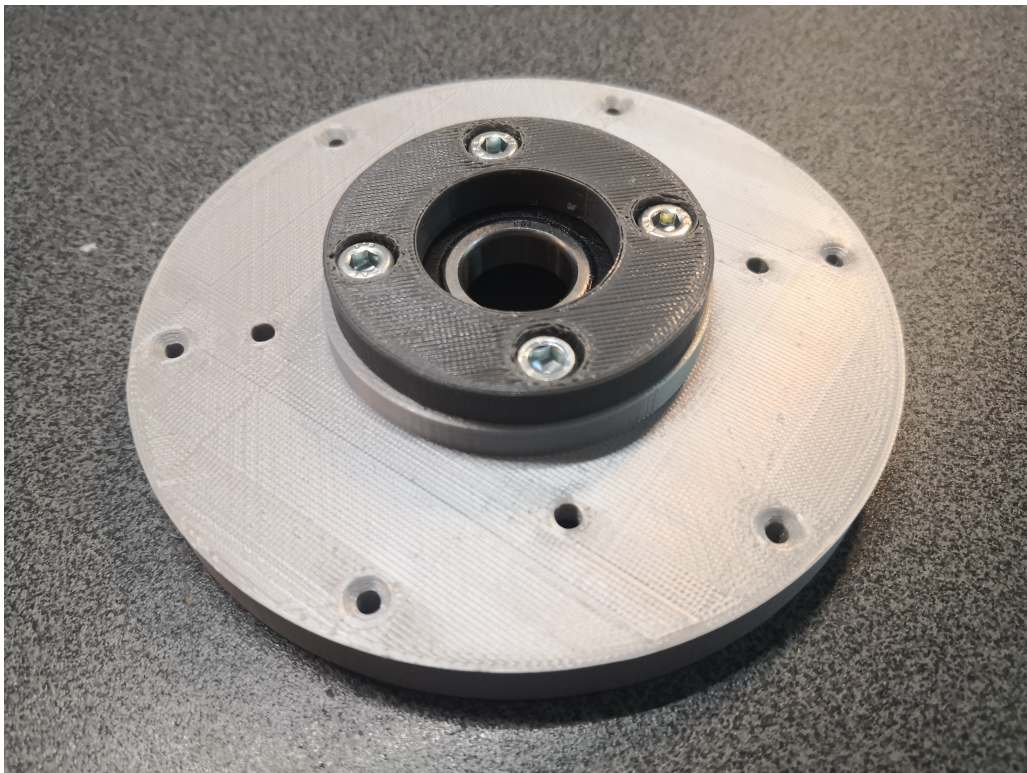


FIGURE D.9 – Flasque du carter et couvercle de roulement

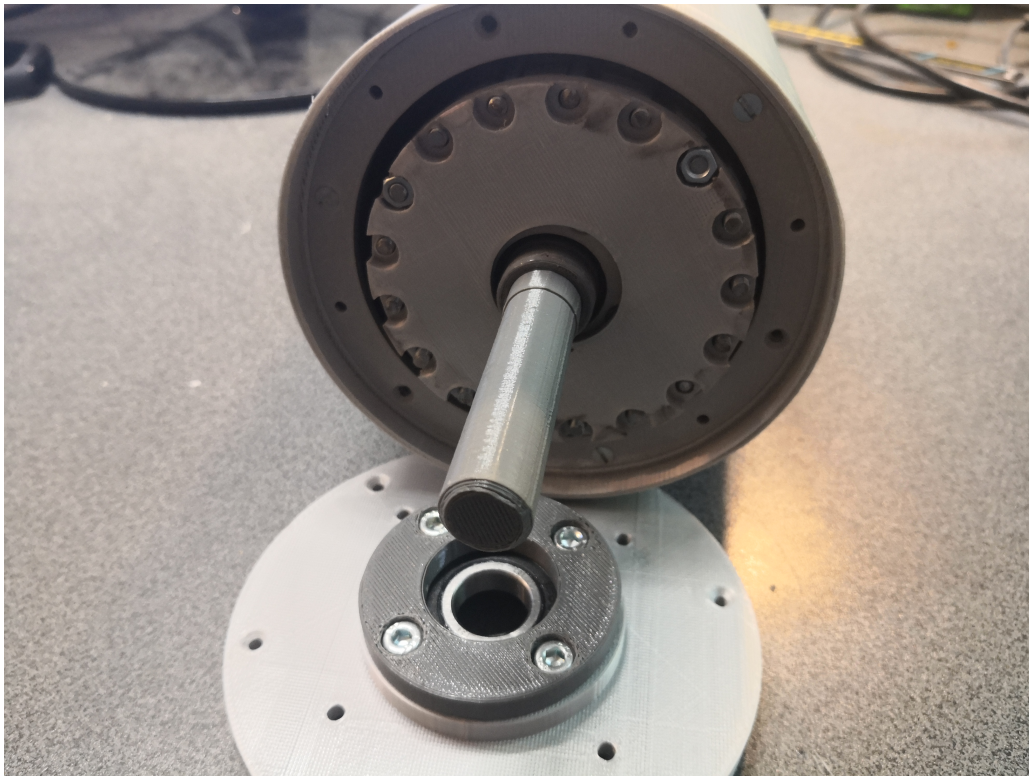


FIGURE D.10 – Montage des rotors

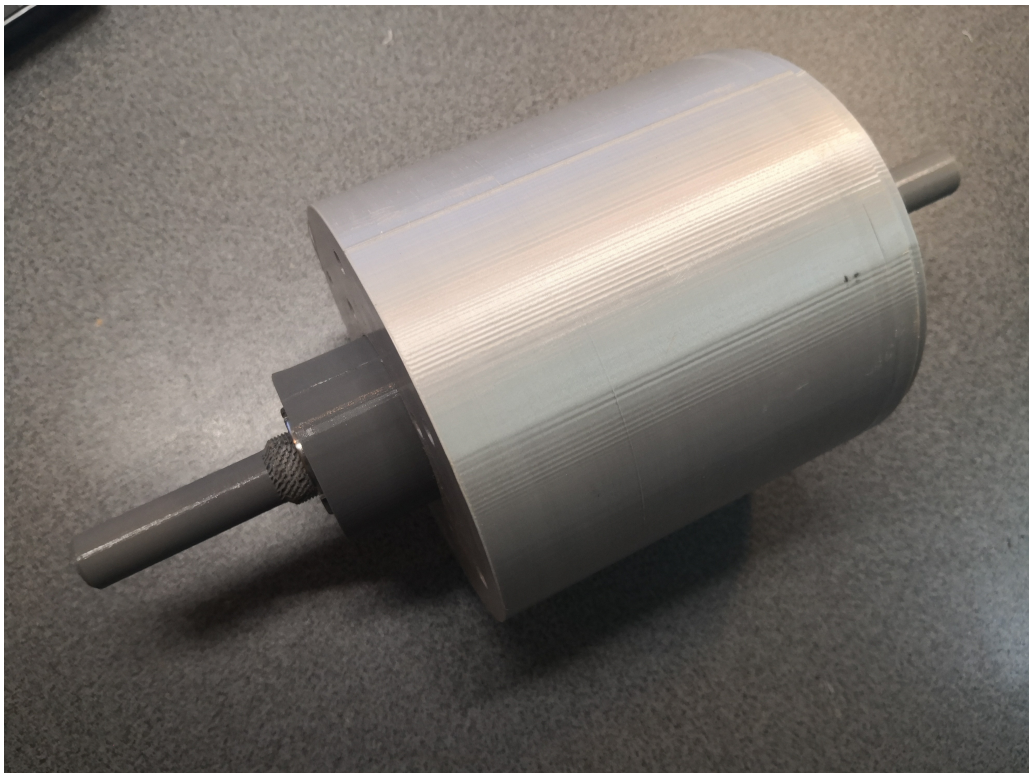


FIGURE D.11 – Assemblage complet (sans aimants)

## E Vues 3D du banc de test

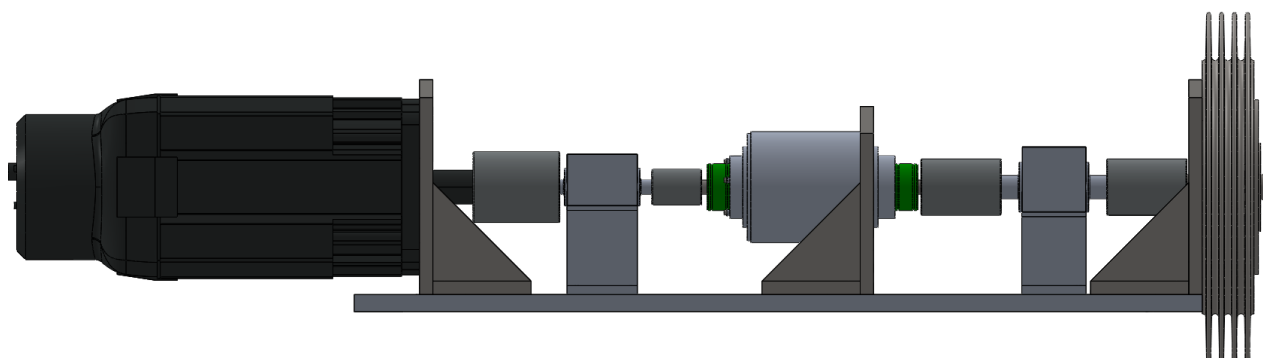


FIGURE E.12 – Vue de coté

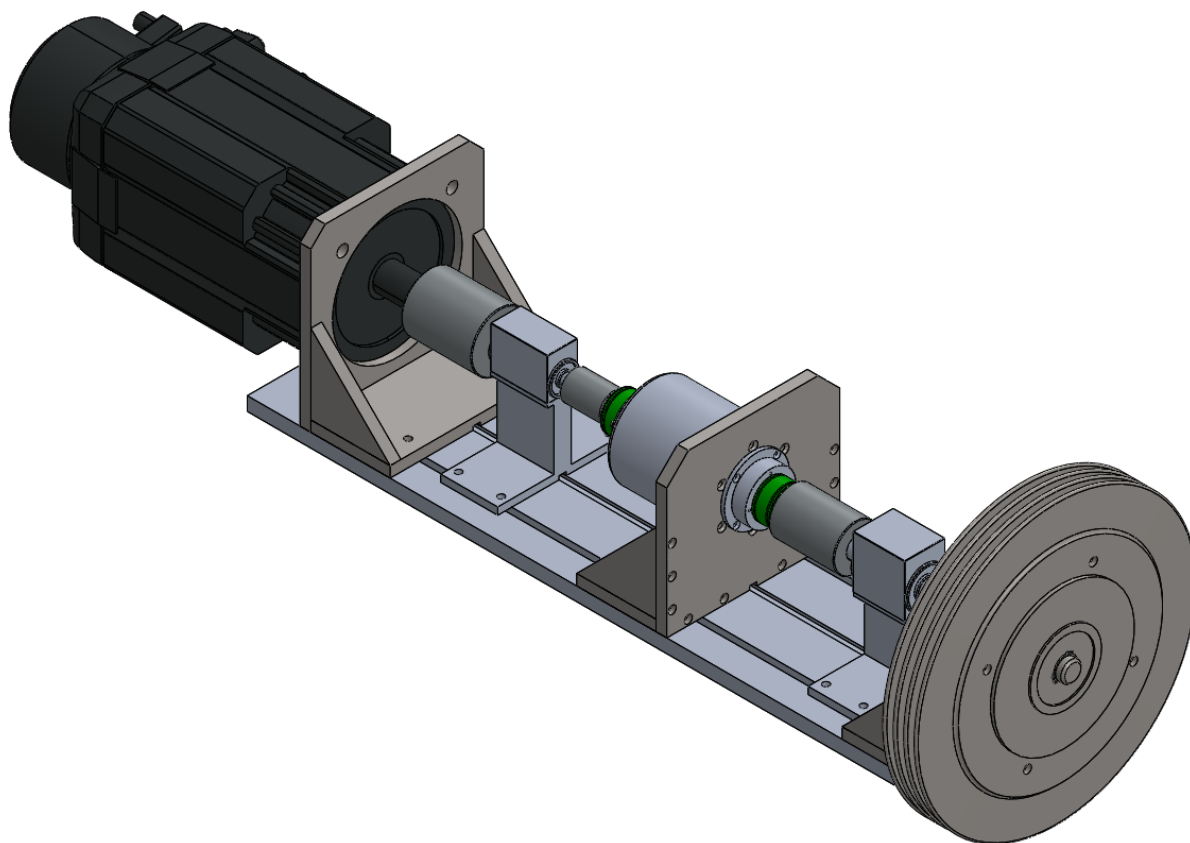


FIGURE E.13 – Vue isométrique vers le moteur

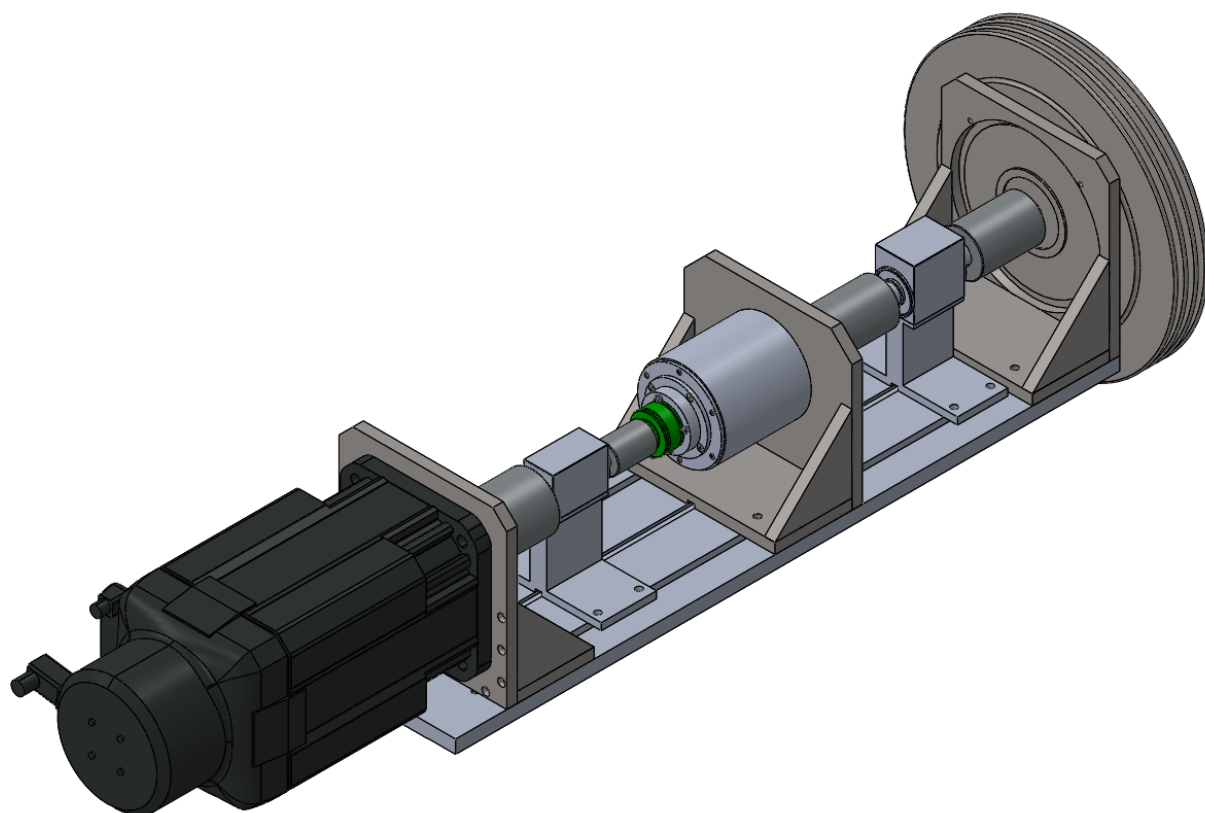
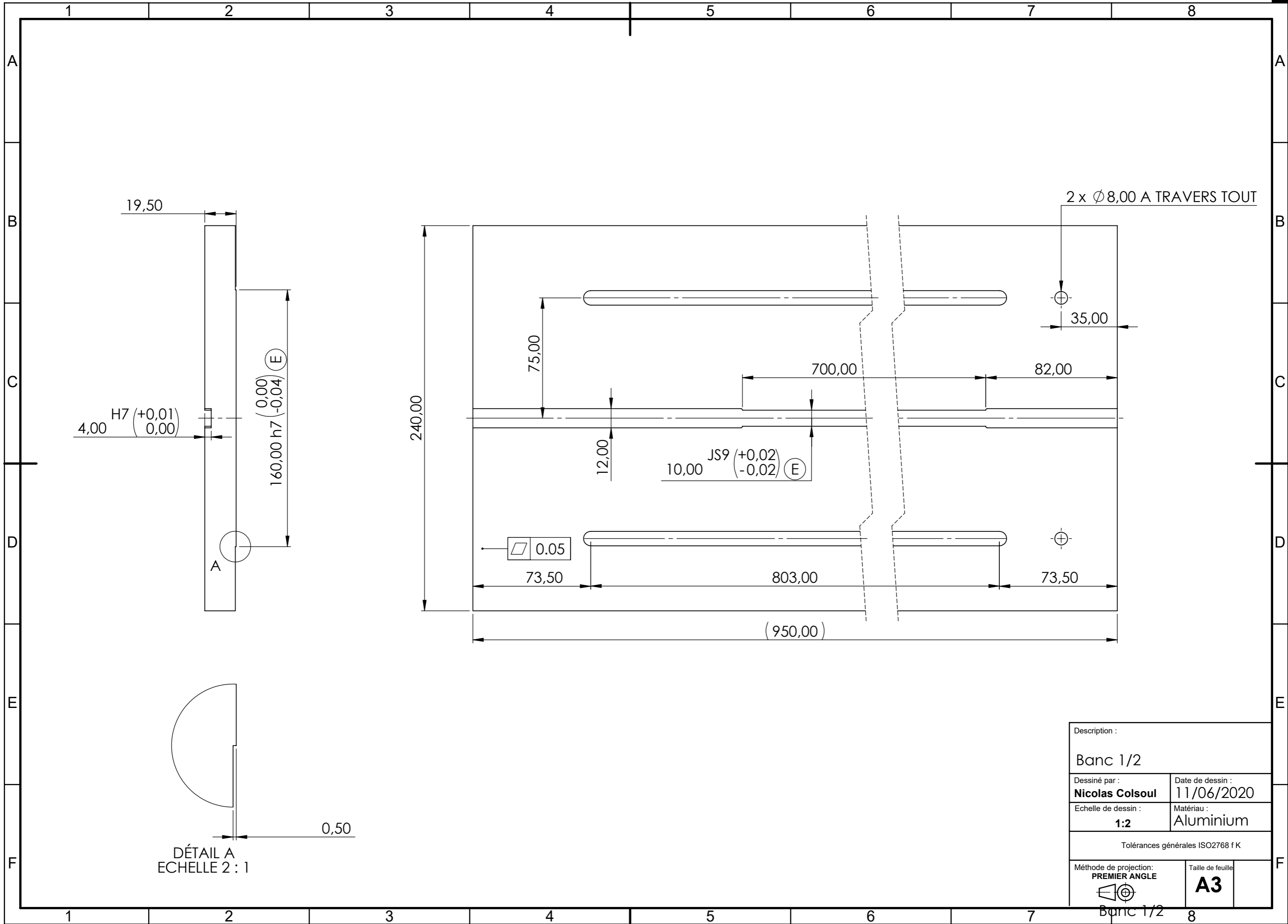


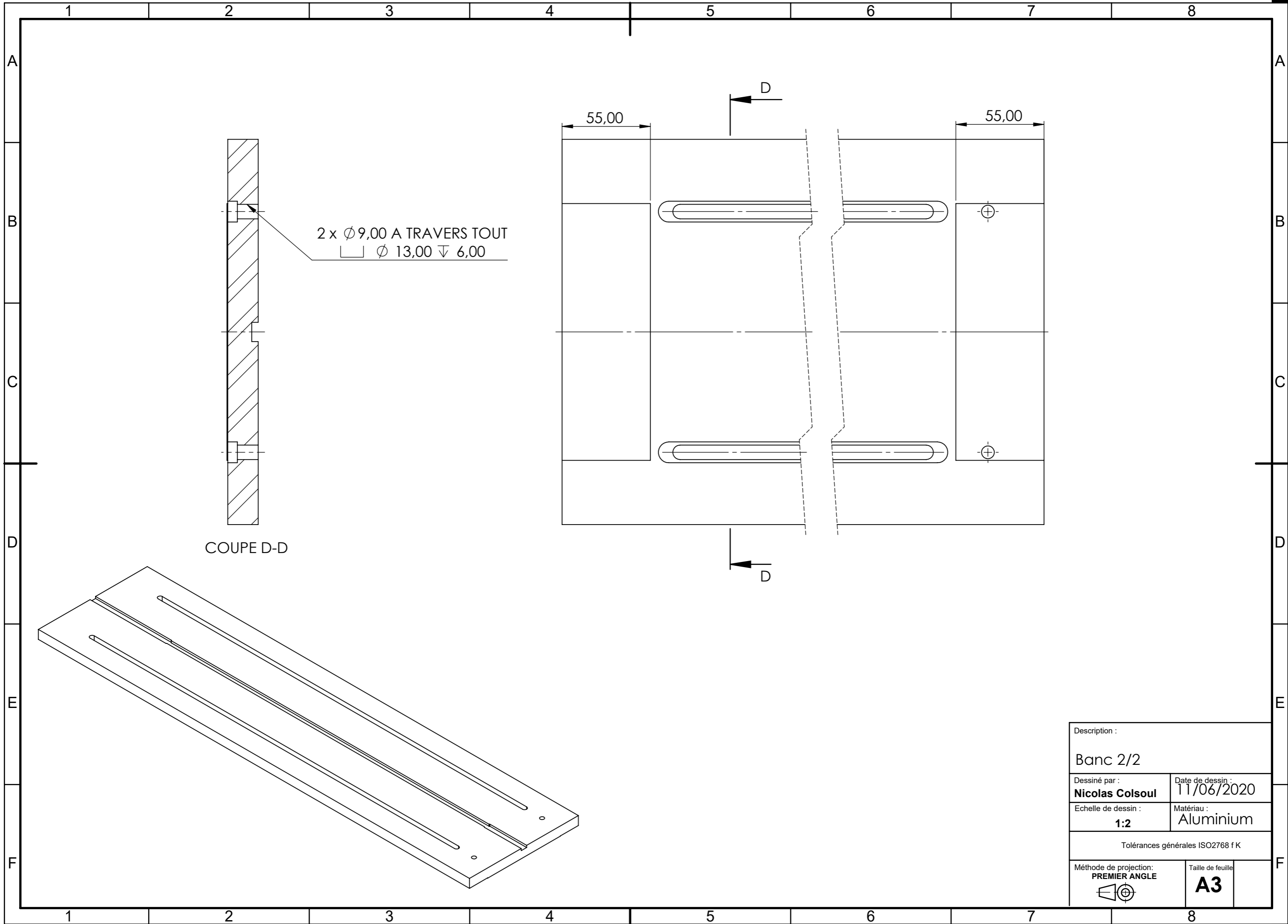
FIGURE E.14 – Vue isométrique vers le frein

## F Plans du banc de test

Pièce	Matériau	Quantité
Banc	Aluminium	1
Base, support commun	Acier	3
Équerre de renfort	Acier	6
Support du prototype	Acier	1
Support de frein	Acier	1
Support du moteur	Acier	1
Support du capteur de couple 20 Nm	Aluminium	1
Support du capteur de couple 50 Nm	Aluminium	1
Support LTN RE21 HS	Aluminium	1
Support LTN RE21 LS	Aluminium	1
Arbre pour le frein	Acier	1

TABLE 3.9 – Pièces du banc de test

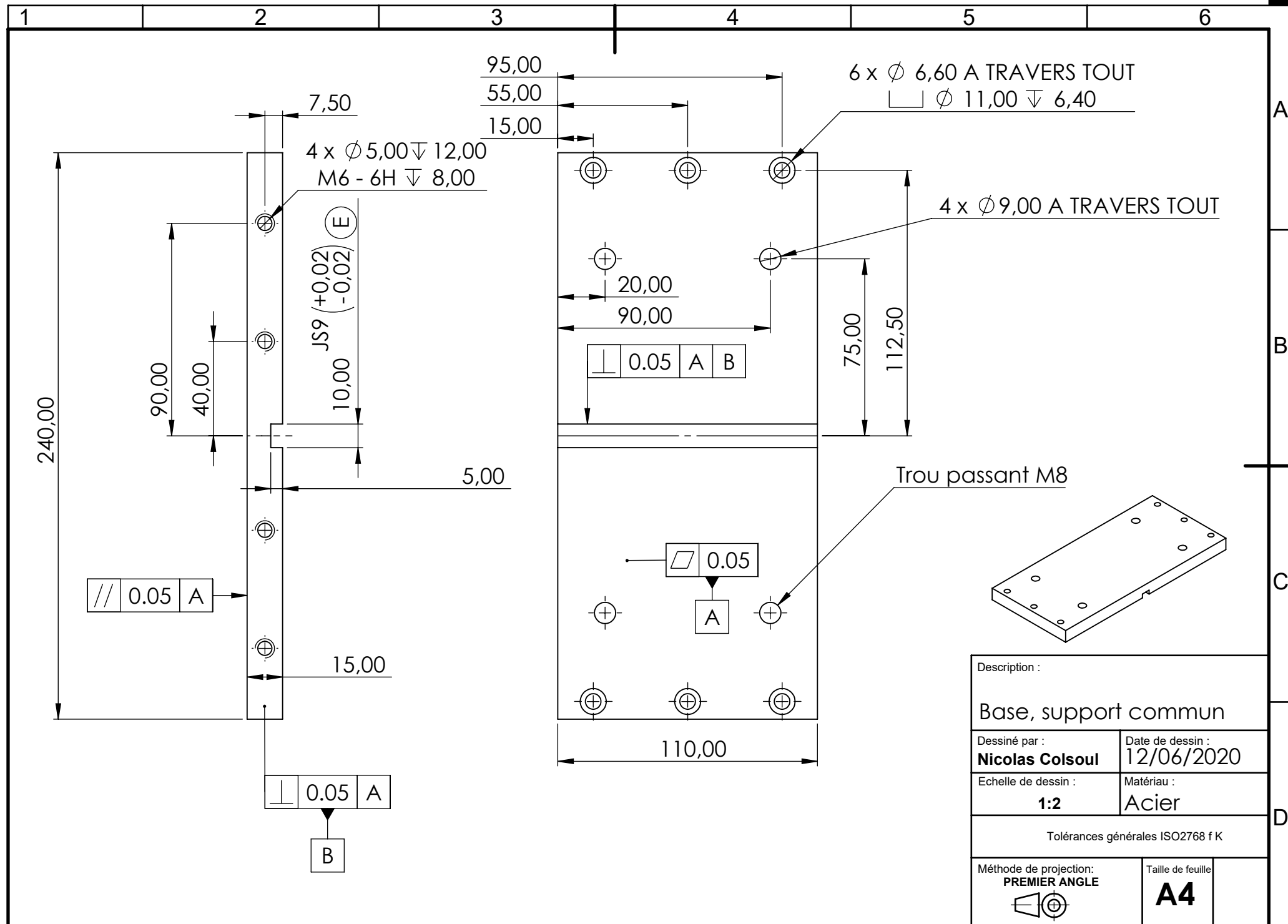




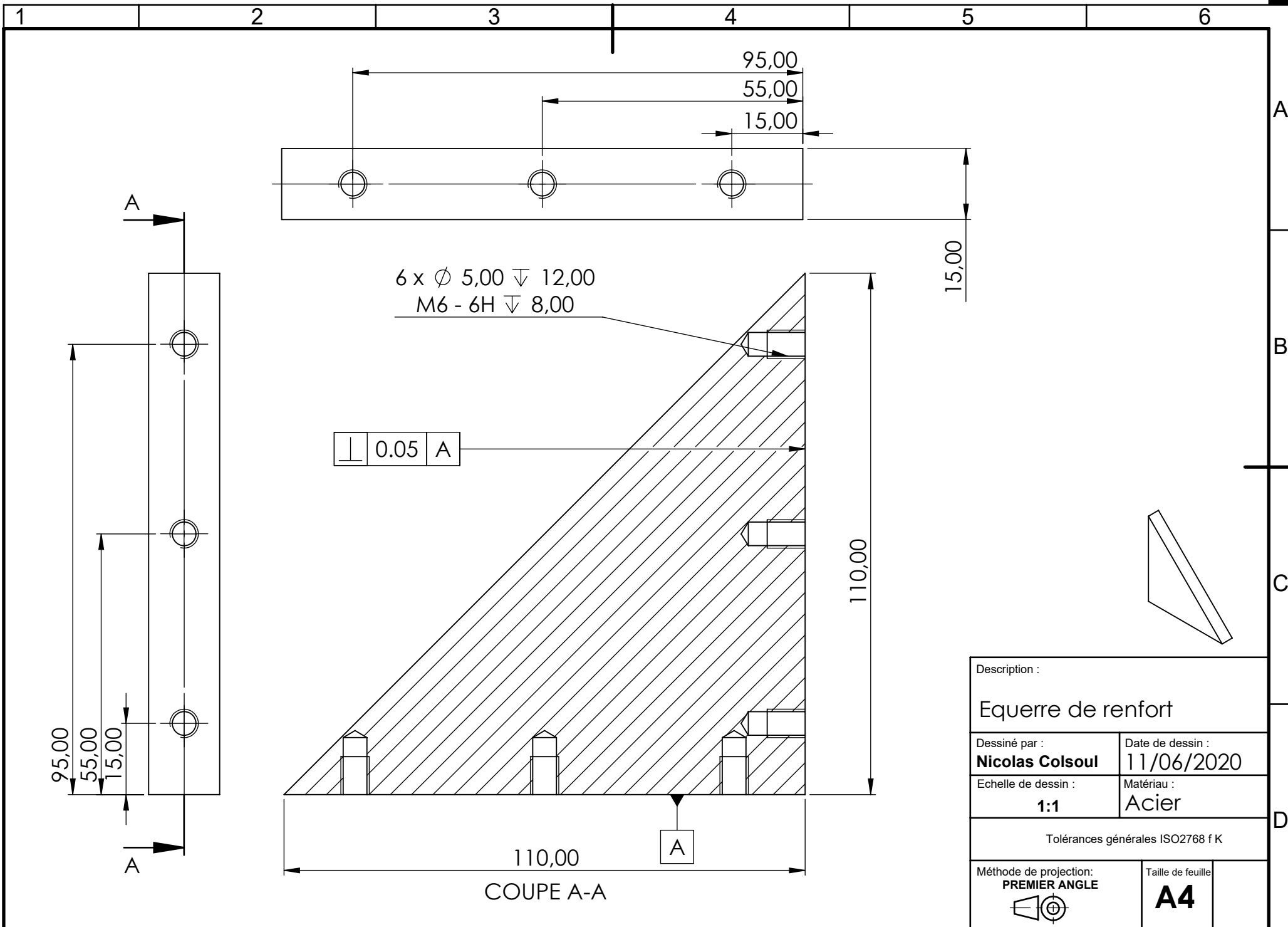
2 x  $\phi 9,00$  A TRAVERS TOUT  
 $\square \phi 13,00 \nabla 6,00$

COUPE D-D

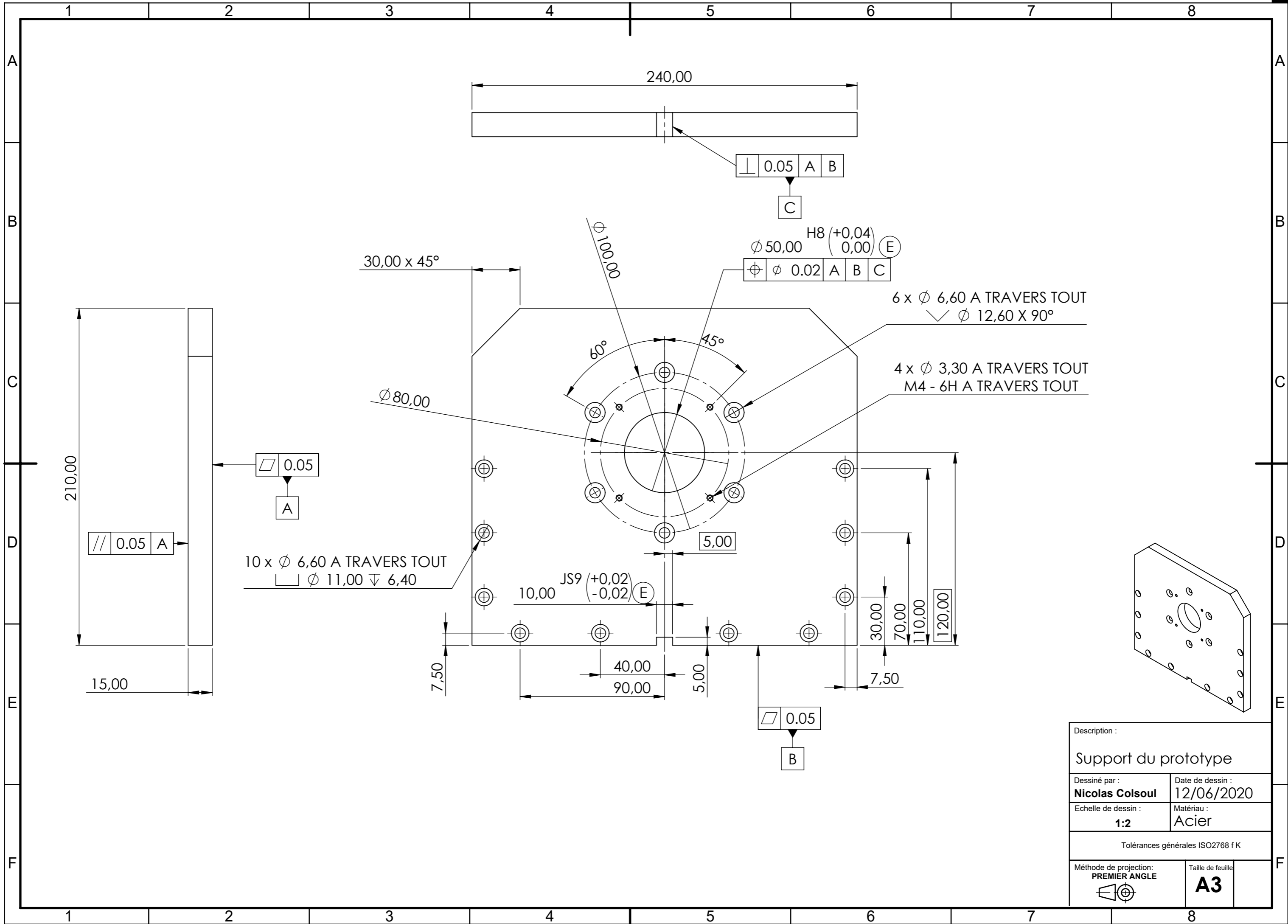
Description :	
Banc 2/2	
Dessiné par :	Date de dessin :
<b>Nicolas Colsoul</b>	11/06/2020
Echelle de dessin :	Matériau :
<b>1:2</b>	Aluminium
Tolérances générales ISO2768 f K	
Méthode de projection:	Taille de feuille:
<b>PREMIER ANGLE</b>	<b>A3</b>



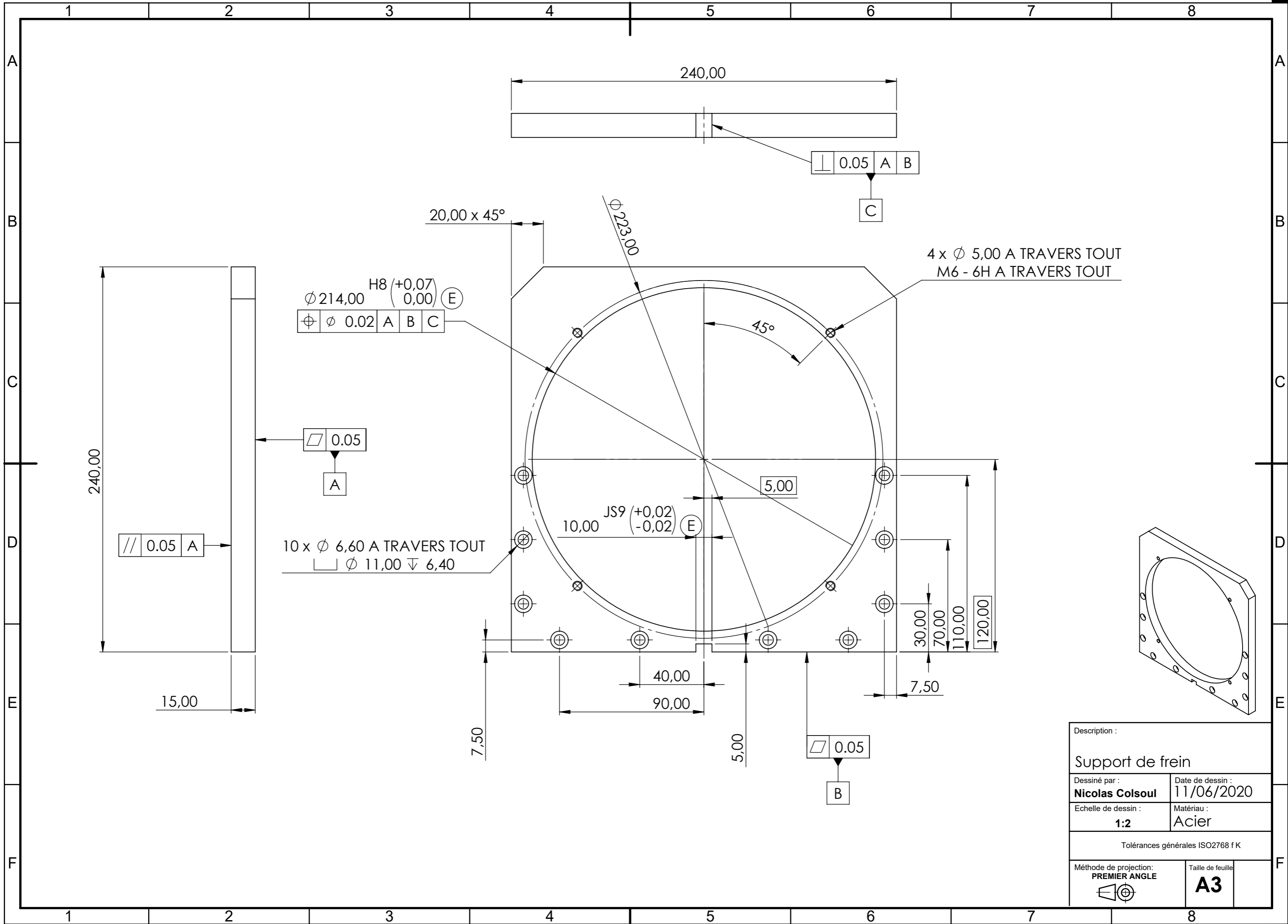
Description :	
Base, support commun	
Dessiné par :	Date de dessin :
<b>Nicolas Colsou</b>	12/06/2020
Echelle de dessin :	Matériau :
<b>1:2</b>	Acier
Tolérances générales ISO2768 f K	
Méthode de projection:	Taille de feuille
<b>PREMIER ANGLE</b>	<b>A4</b>

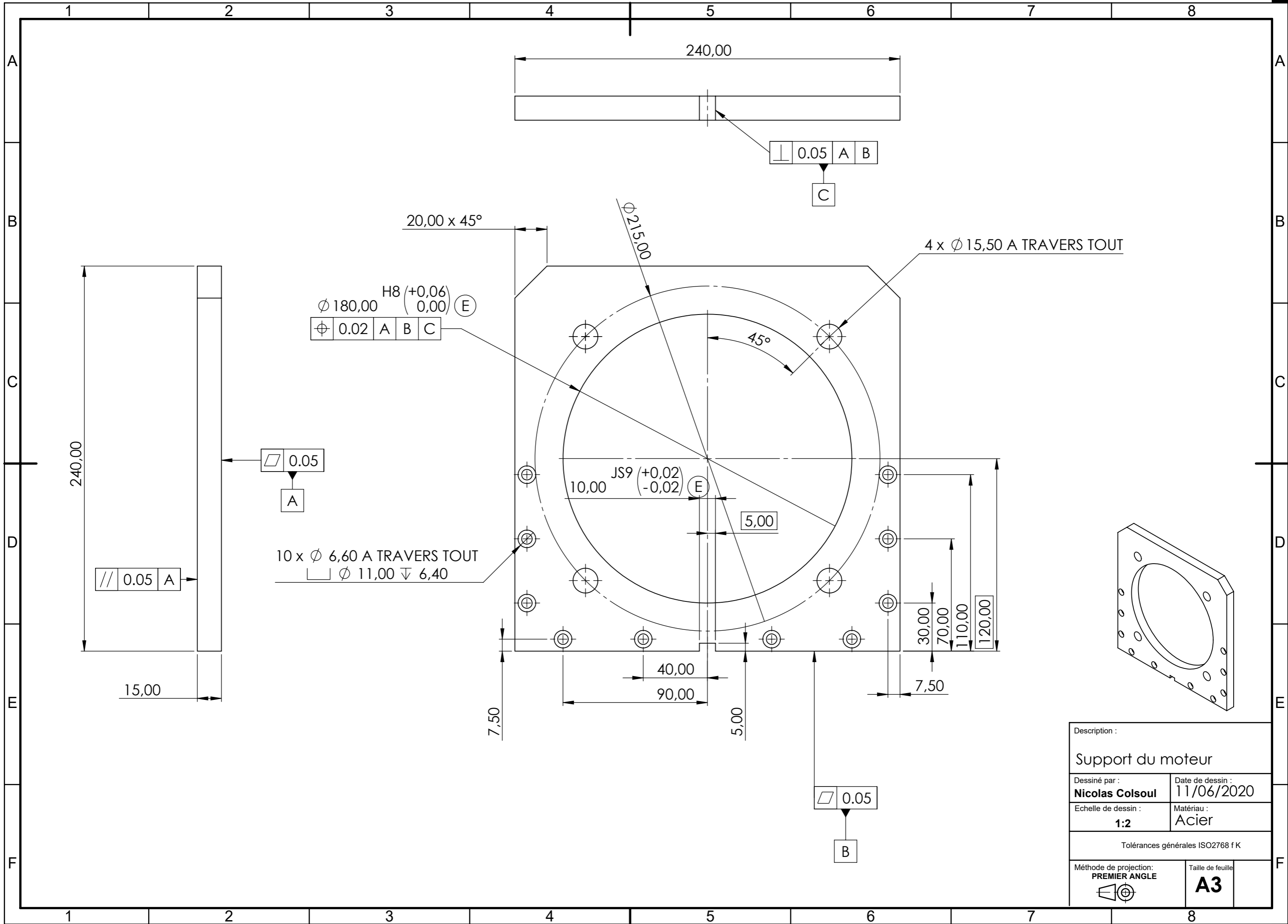


Description :	
Equerre de renfort	
Dessiné par :	Date de dessin :
<b>Nicolas Colsou</b>	11/06/2020
Echelle de dessin :	Matériau :
<b>1:1</b>	Acier
Tolérances générales ISO2768 f K	
Méthode de projection:	Taille de feuille:
<b>PREMIER ANGLE</b>	<b>A4</b>

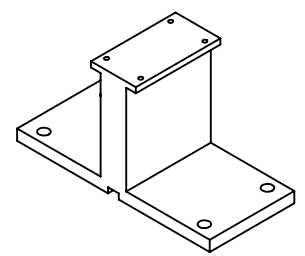
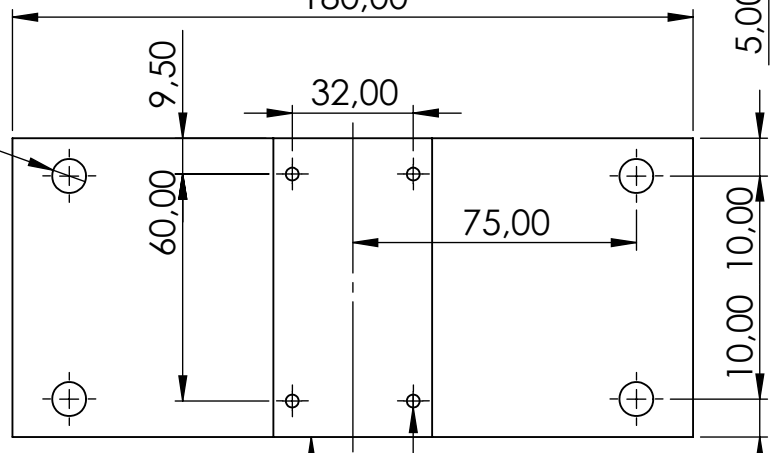
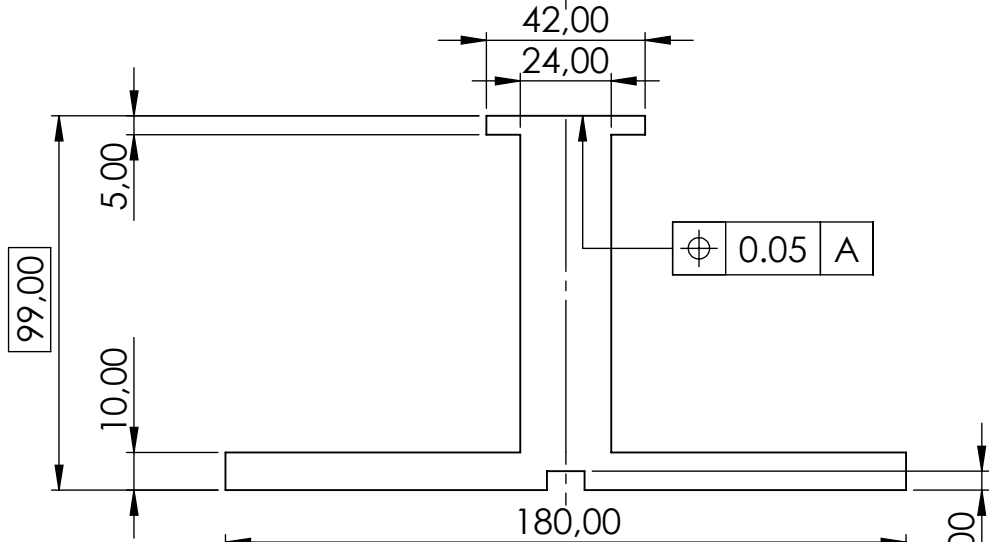
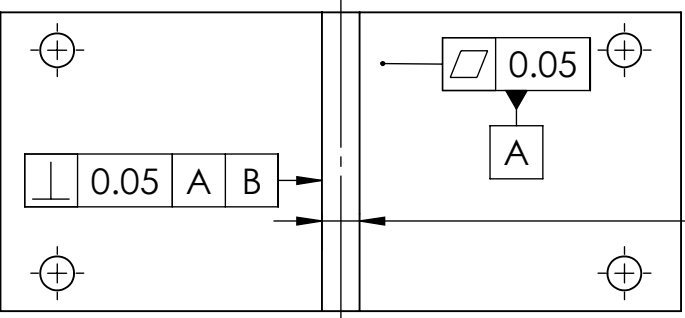
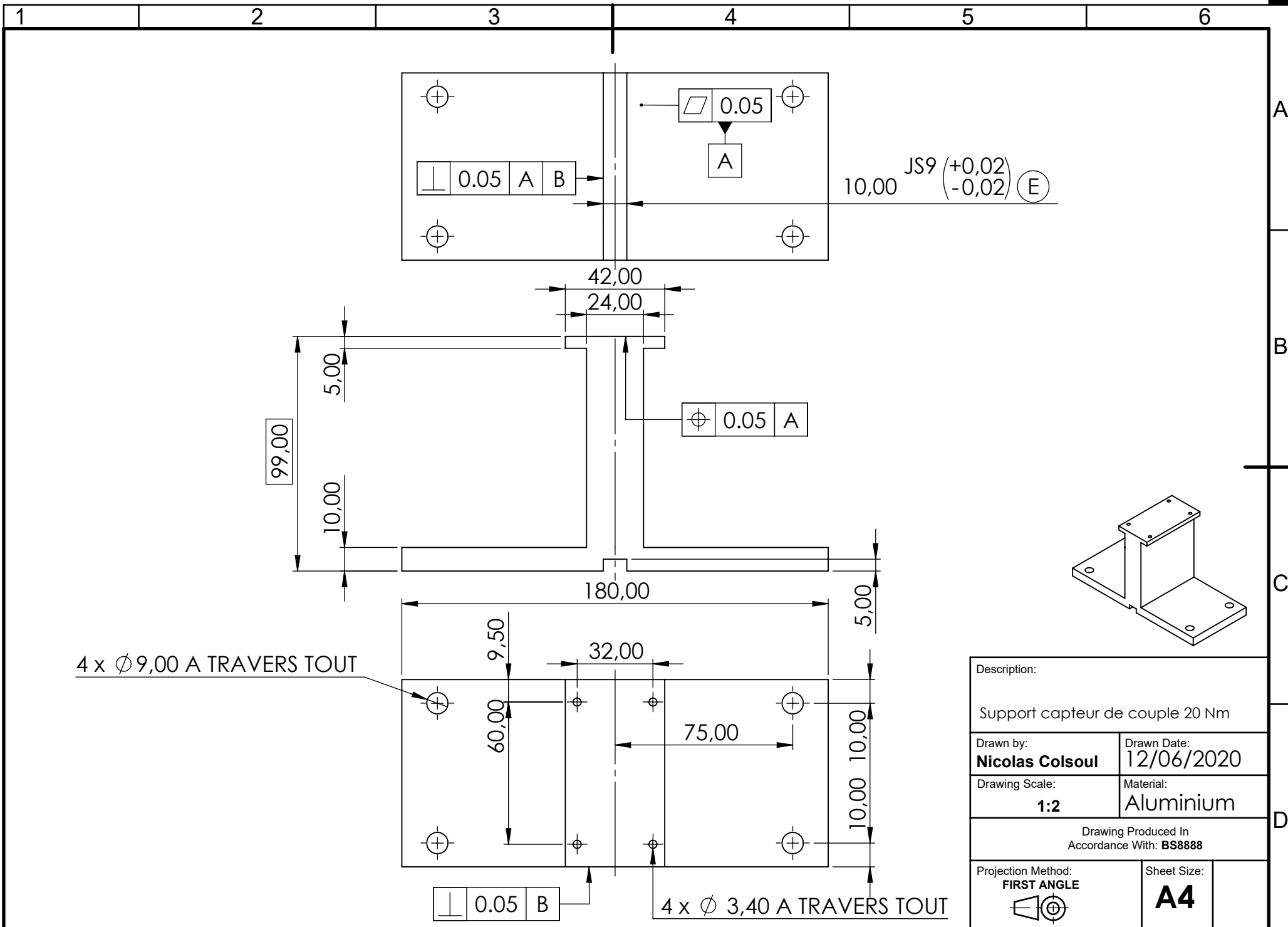


Description :	
Support du prototype	
Dessiné par :	Date de dessin :
Nicolas Colsoul	12/06/2020
Echelle de dessin :	Matériau :
1:2	Acier
Tolérances générales ISO2768 f K	
Méthode de projection:	Taille de feuille:
PREMIER ANGLE	A3





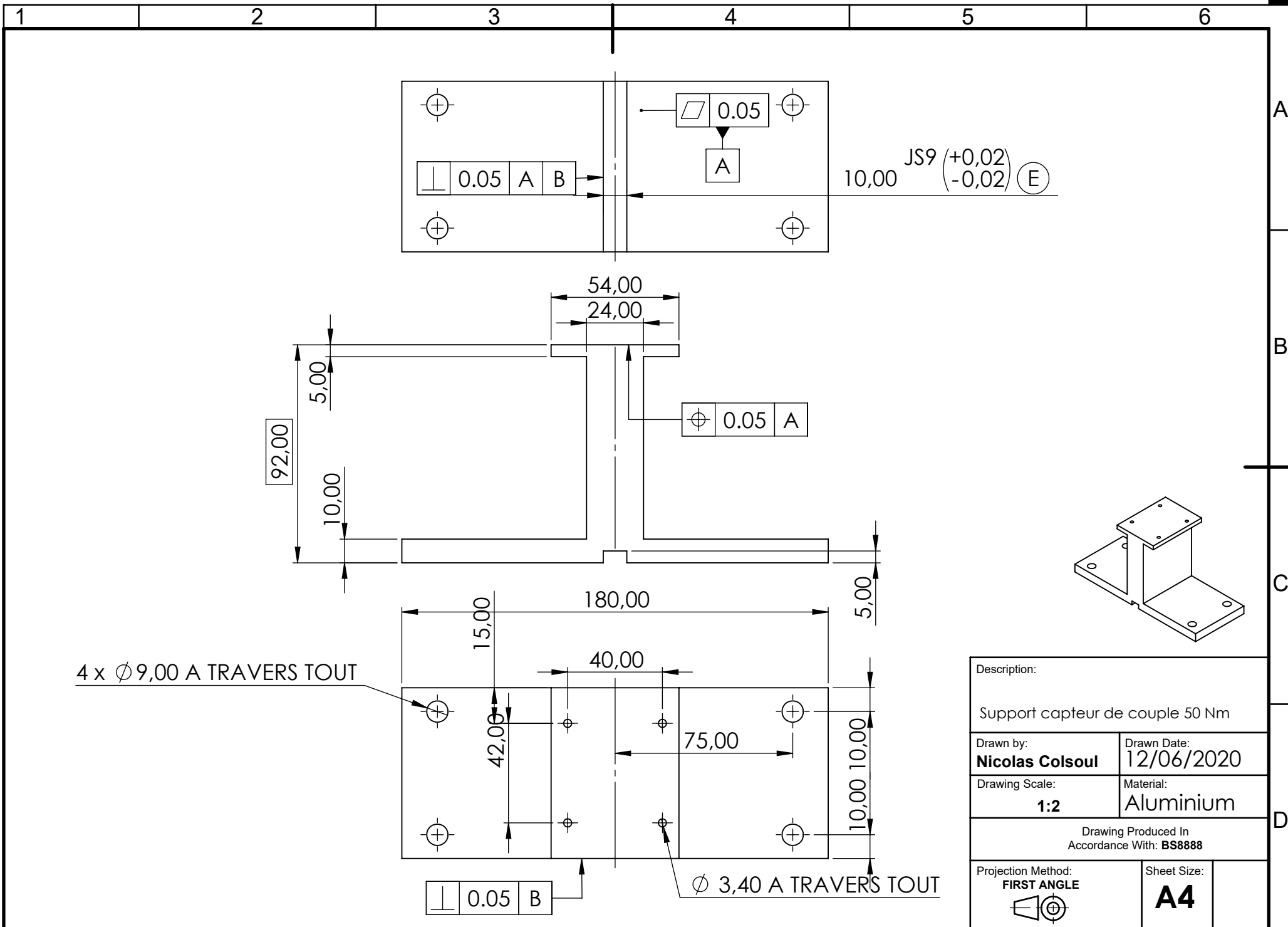
Description :	
Support du moteur	
Dessiné par :	Date de dessin :
<b>Nicolas Colsoul</b>	11/06/2020
Echelle de dessin :	Matériau :
<b>1:2</b>	Acier
Tolérances générales ISO2768 f K	
Méthode de projection:	Taille de feuille:
<b>PREMIER ANGLE</b>	<b>A3</b>



4 x  $\phi$  9,00 A TRAVERS TOUT

4 x  $\phi$  3,40 A TRAVERS TOUT

Description:	
Support capteur de couple 20 Nm	
Drawn by: <b>Nicolas Colsoul</b>	Drawn Date: <b>12/06/2020</b>
Drawing Scale: <b>1:2</b>	Material: <b>Aluminium</b>
Drawing Produced In Accordance With: <b>BS8888</b>	
Projection Method: <b>FIRST ANGLE</b>	Sheet Size: <b>A4</b>

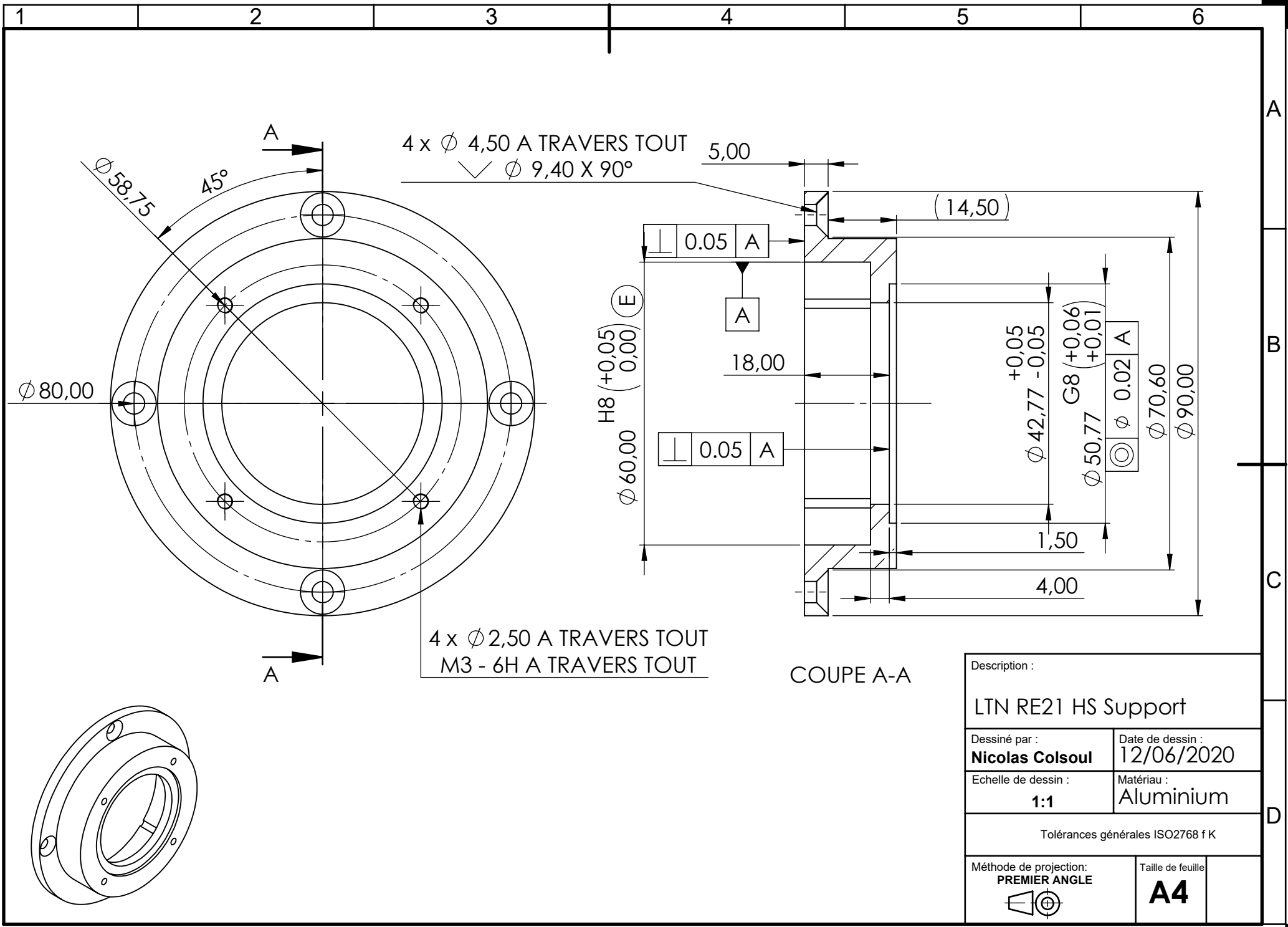


4 x  $\varnothing 9,00$  A TRAVERS TOUT

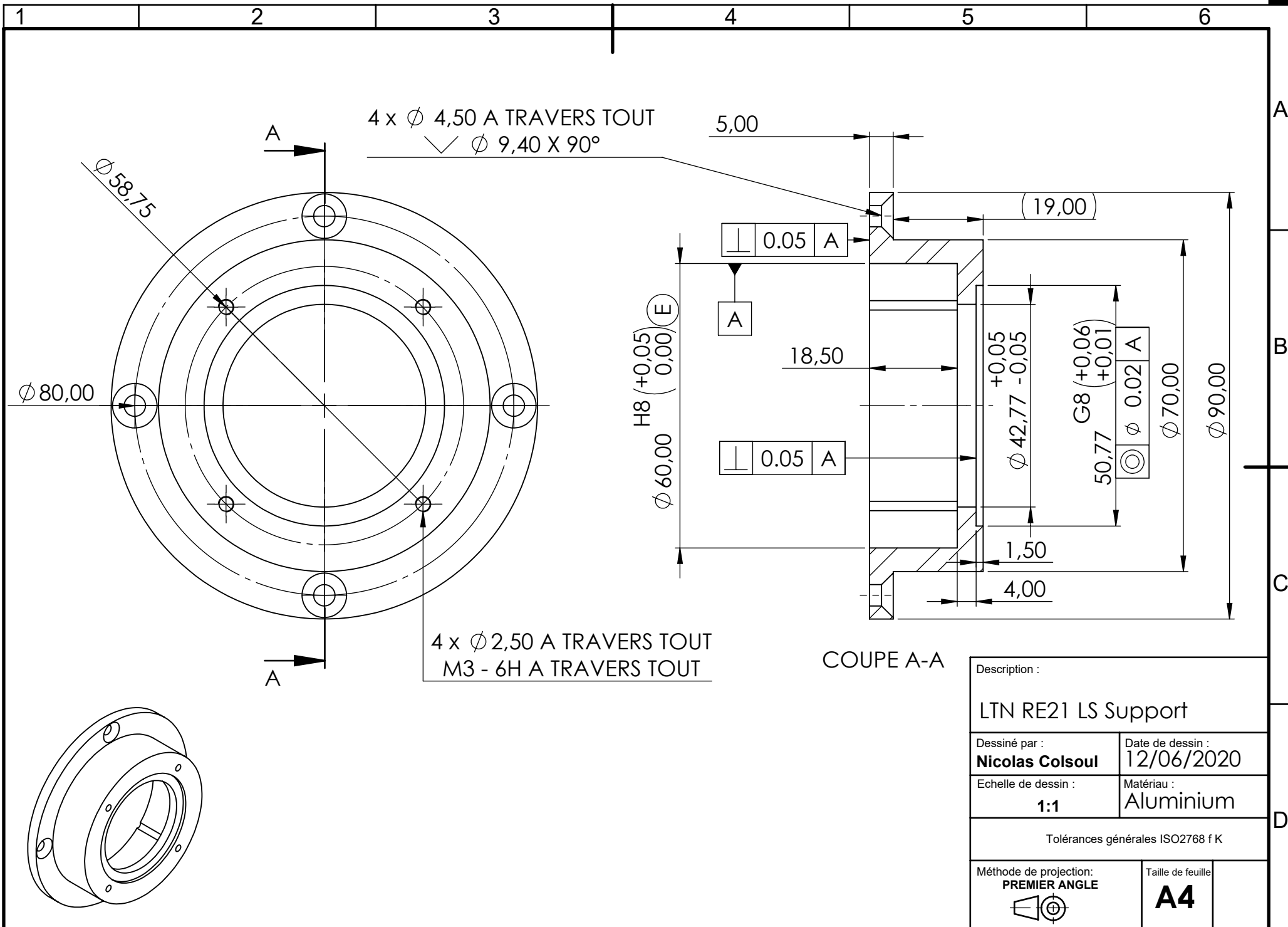
$\varnothing 3,40$  A TRAVERS TOUT

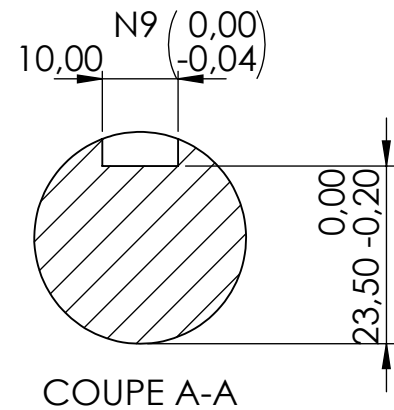
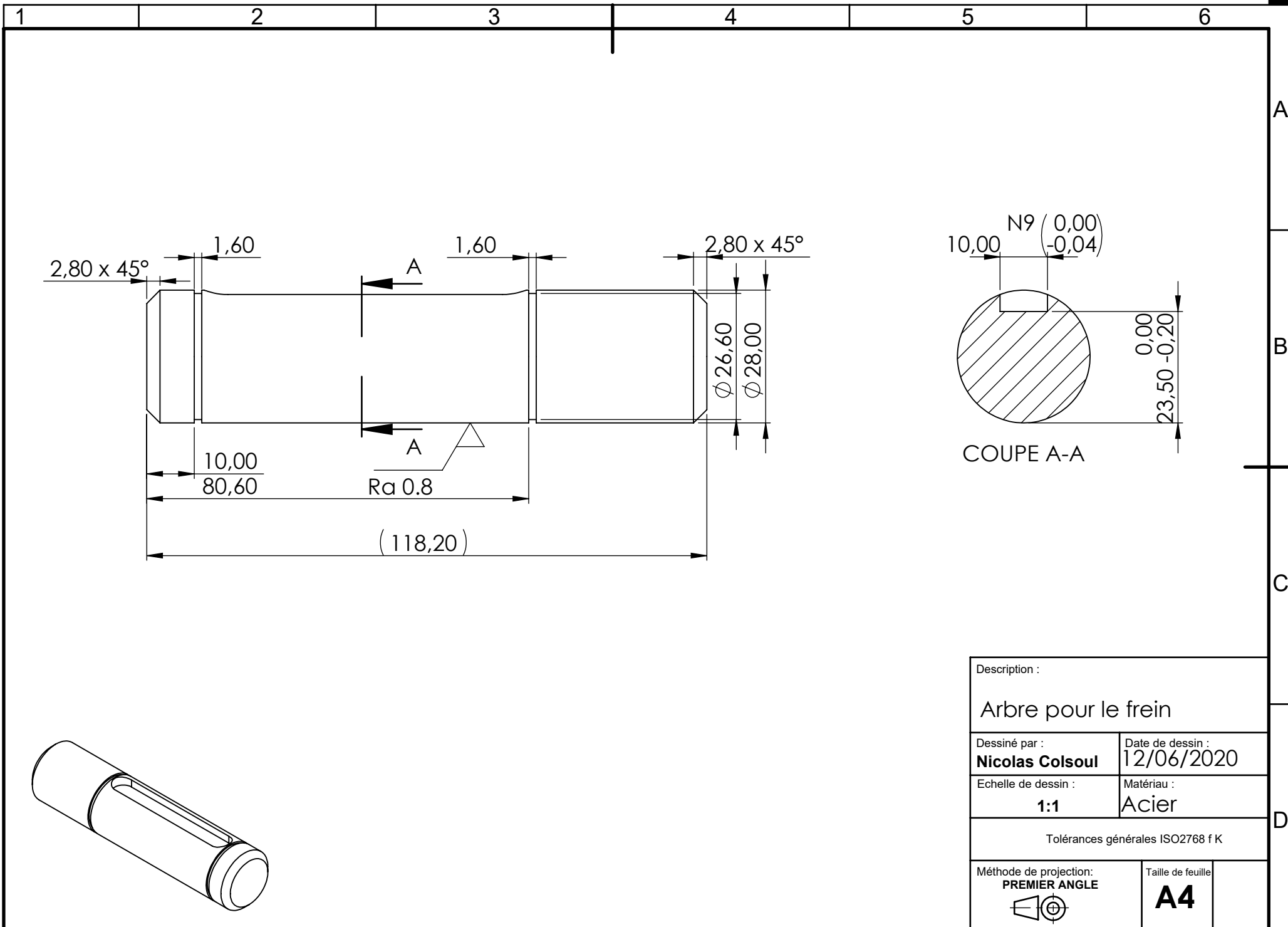
10,00 JS9  $\begin{pmatrix} +0,02 \\ -0,02 \end{pmatrix}$  (E)

Description:	
Support capteur de couple 50 Nm	
Drawn by: <b>Nicolas Colsoul</b>	Drawn Date: <b>12/06/2020</b>
Drawing Scale: <b>1:2</b>	Material: <b>Aluminium</b>
Drawing Produced In Accordance With: <b>BS8888</b>	
Projection Method: <b>FIRST ANGLE</b>	Sheet Size: <b>A4</b>



Description :	
LTN RE21 HS Support	
Dessiné par :	Date de dessin :
<b>Nicolas Colsou</b>	12/06/2020
Echelle de dessin :	Matériau :
<b>1:1</b>	Aluminium
Tolérances générales ISO2768 f K	
Méthode de projection:	Taille de feuille:
<b>PREMIER ANGLE</b>	<b>A4</b>





Description :	
Arbre pour le frein	
Dessiné par :	Date de dessin :
<b>Nicolas Colsou</b>	12/06/2020
Echelle de dessin :	Matériau :
<b>1:1</b>	Acier
Tolérances générales ISO2768 f K	
Méthode de projection:	Taille de feuille:
<b>PREMIER ANGLE</b>	<b>A4</b>

# G Interface utilisateur

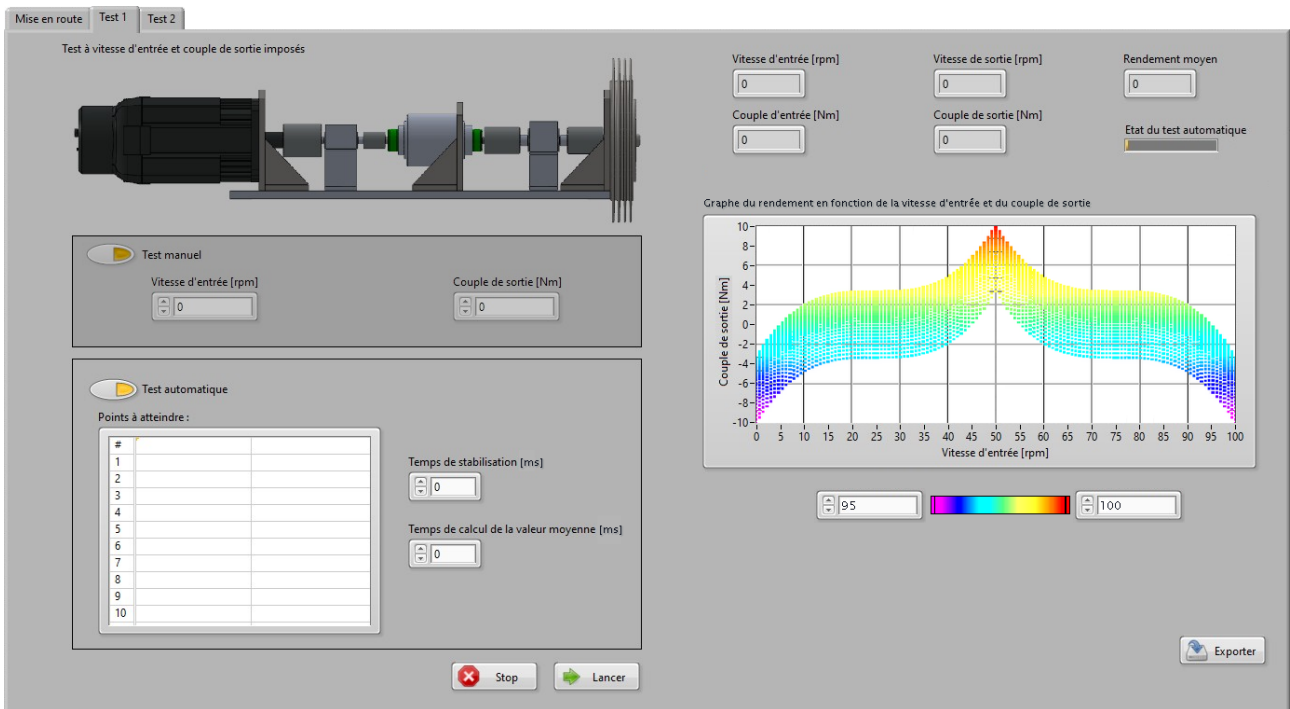


FIGURE G.15 – Interface utilisateur : FP2

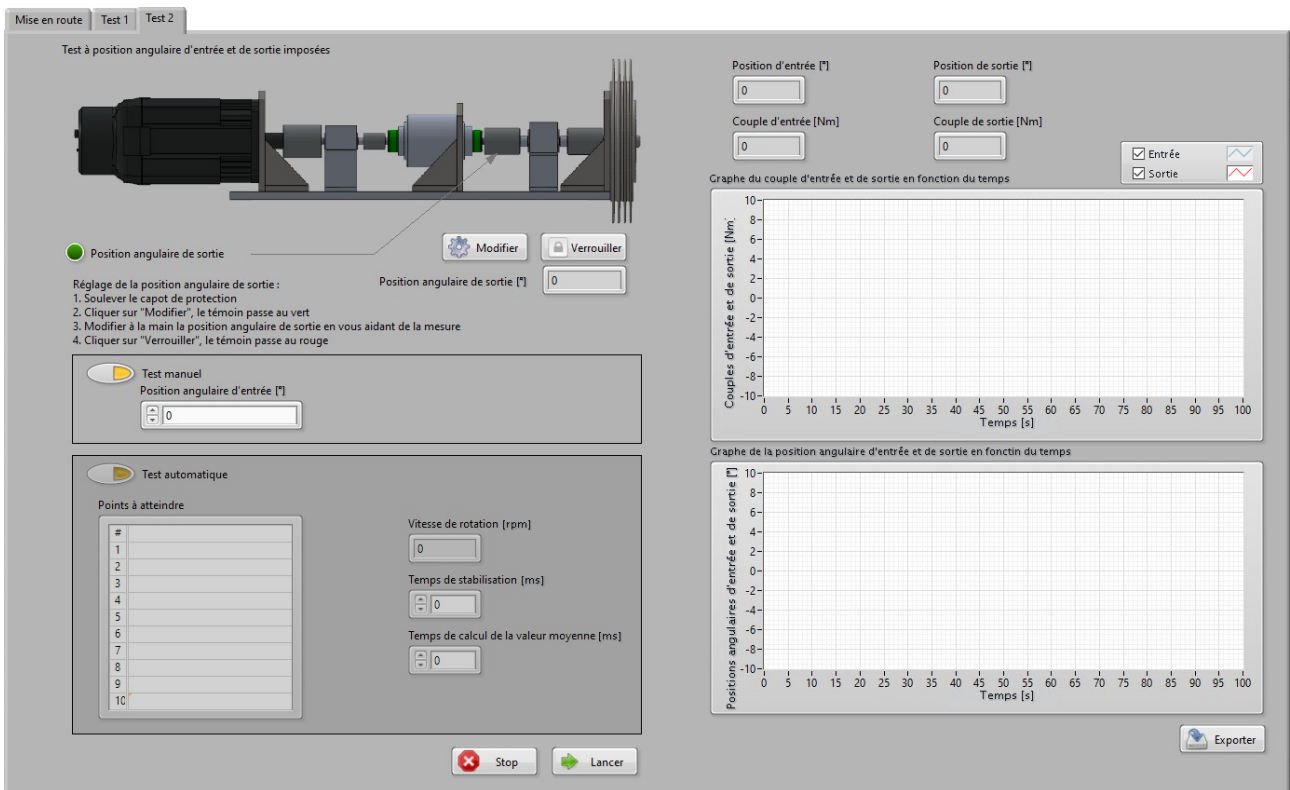


FIGURE G.16 – Interface utilisateur : FP3

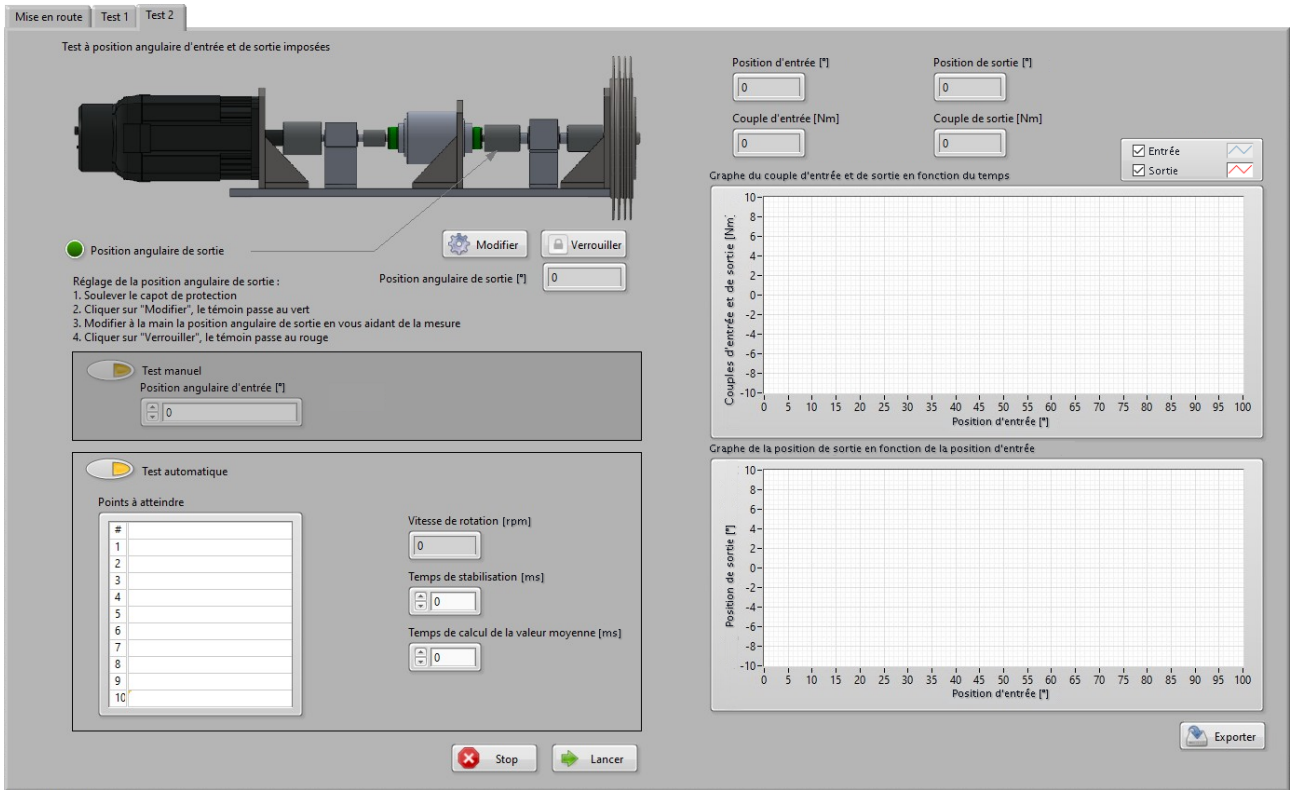


FIGURE G.17 – Interface utilisateur : FP4

**UNIVERSITÉ CATHOLIQUE DE LOUVAIN**  
École polytechnique de Louvain

Rue Archimède, 1 bte L6.11.01, 1348 Louvain-la-Neuve, Belgique | [www.uclouvain.be/epl](http://www.uclouvain.be/epl)