



Université du Québec à Chicoutimi

**MODULE D'INGÉNIERIE
PROGRAMME (Génie mécanique et Génie métallurgie)
6GIN555 PROJET DE SYNTHÈSE EN INGÉNIERIE**

Assemblage de roue pour la Formule SAE
Rapport final

Préparé par

Xavier BALAYER
Victor BOTCHWAY
Simon BRUNETTE

Pour

(PROMOTEUR)
Formule SAE

DATE
05/07/2010

CONSEILLER : Gilles Bouchard, ing
COORDONNATEUR : Jacques Paradis, ing

Approbation du plan de cours pour diffusion	
Nom du conseiller	Gilles Bouchard
Date	
Signature	

i. Remerciements

Remerciement tout spécial à M. Gilles Bouchard, professeur au Département des Sciences Appliquées de l'UQAC, pour ses nombreux conseils et sa grande expertise qu'il a su très bien nous transmettre tout au long de la réalisation du projet. Agissant comme conseiller, M. Gilles Bouchard fut d'une grande aide et d'un grand support dans la réalisation de ce projet synthèse.

Nous tenons aussi à remercier M. Gilles Lemire pour les conseils sur les procédés de fabrication et les expérimentations. M. Lemire nous a permis d'approfondir nos connaissances en métallurgie et de faciliter la réalisation des essais.

Finalement, nous remercions M. Denis Tremblay pour avoir fabriqué les pièces que nous avons utilisées dans les expériences.

ii. Résumé

0.1. La problématique

SAE organise une compétition internationale étudiante de conception de voiture à chaque année à Détroit dans l'état du Michigan.

L'assemblage de chaque moyeu/porte-moyeu actuel pèse dix livres à l'avant et huit livres en arrière. Le promoteur souhaite que le poids global de cet assemblage soit réduit. Le coût de fabrication de 12 000\$ pour les quatre assemblages est trop élevé. Nous devons donc trouver des moyens de le réduire. De plus, le promoteur veut que le disque de frein puisse être enlevé sans démonter l'assemblage et qu'il ait une capacité de freinage plus élevée.

0.2. Objectifs du projet

L'objectif principal du projet est la diminution du coût de fabrication tant au niveau de la fabrication dans les industries régionales qu'au niveau du rapport de description des coûts soumis au jury de la compétition.

Deuxièmement, les porte-moyeux, moyeux et disques de frein devront être fiables, ils devront être en mesure de résister au-delà des contraintes auxquelles ils seront exposés durant la compétition. La durée de vie des pièces devra être comparable à celle des voitures que nous retrouvons présentement sur le marché.

Finalement, l'allègement ainsi que l'augmentation des performances de cet équipement est le dernier objectif à atteindre pour notre équipe.

0.3. Conception

Afin d'obtenir un assemblage répondant aux critères de conception énumérés ci-dessus, cinq grandes étapes ont été réalisées :

1. Des recherches bibliographiques ont été effectuées afin de prendre connaissance des travaux sur les mêmes pièces fait dans le passé, de ce qui se fait présentement et par conséquent de ce qui pourrait être fait pour améliorer le porte-moyeu, le moyeu et le système de freinage.
2. Des analyses détaillées ont ensuite permis de déterminer les méthodes de fabrication et les matériaux qui seront utilisés afin d'atteindre les objectifs.
3. Des calculs de résistance des matériaux et des études à l'aide du logiciel Solidworks ont permis de concevoir le disque de frein, le porte-moyeu et le moyeu.
4. Afin de valider les informations obtenues théoriquement concernant le soudage et le traitement thermique, des essais de traction et de dureté ont été effectués sur des pièces soudées et traitées thermiquement de façons semblables aux porte-moyeux et aux moyeux à fabriquer.
5. Les plans de toutes les pièces et de l'assemblage permettront la fabrication éventuelle.

0.4. Conclusion

Le changement de la méthode de fabrication du machinage au soudage nous a permis de réduire de beaucoup le coût de fabrication. Les nouvelles conceptions répondent aux critères de fiabilité et de sécurité. Ces pièces sont également plus légères que les anciennes.

Table des matières

i. Remerciements.....	iii
ii. Résumé.....	iv
0.1.La problématique.....	iv
0.2.Objectifs du projet.....	iv
0.3.Conception.....	iv
0.4.Conclusion.....	iv
1.Introduction.....	10
1.1.Contexte.....	10
1.2.Problématique.....	10
1.3.Objectifs du projet.....	10
2.Détermination des procédés de fabrication et des matériaux.....	11
2.1.Porte-moyeux.....	11
2.2.Moyeu.....	17
2.3.Disque de frein :	18
3.Soudure.....	22
3.2.La fissuration.....	23
3.3.Réduction de résistance à proximité de la soudure	23
3.4.Sélection du métal d'apport.....	24
3.5.Nettoyage et dégraissage.....	25
4.Experimentations.....	29
4.1.Préparation des échantillons à l'atelier mécanique:.....	29
4.2.Préparation des échantillons au laboratoire :	31
4.3.Essais :	31
4.4.Spécifications des 4 échantillons utilisés :	32
4.5.Traitement thermique :	33
4.6.Présentation et analyse des résultats :	35
4.7.Conclusion des résultats des expérimentations.....	39
5.Éléments de conception.....	43
5.1.Conception du système.....	43
5.2.Disque de frein.....	43
5.3.Porte-moyeu et moyeu.....	44
6.Calcul des forces sur la voiture.....	45
6.1.Calcul des réactions aux roues.....	46
6.2.Calcul des réactions aux roues en freinage.....	48
6.3.Calcul des fréquences.....	49
7.Calcul des roulements.....	50
8.Analyse des forces sur le porte-moyeu.....	53
9.Système de freinage : disque de freins.....	56
9.1.Système de freinage présentement en place.....	56
9.2.Calcul des torques appliqués sur les roues.....	56
9.3.Calcul de la force de freinage du système hydraulique.....	59
9.4.Analyse du frein.....	60
9.5.Calculs combinés.....	61
9.6.Calcul thermique des disques de freins.....	63
9.7.Système de freinage suggéré.....	67
10.Conception du porte-moyeu.....	70

10.1.Simulation numérique du porte-moyeu.....	70
10.2.Études sur le premier modèle.....	75
10.3.Études sur le deuxième design.....	78
10.4.Études sur le troisième design.....	80
10.5.Études sur le design final.....	82
10.6.Résumé des études.....	84
11.Conception du moyeu.....	85
11.1.La partie centrale.....	85
11.2.L'attache moyeu-mag.....	87
11.3.L'attache moyeu-frein.....	87
11.4.Conception finale.....	88
12.Échéanciers.....	89
13.Discusion.....	91
14.Conclusion.....	92
15.Recherche bibliographique.....	93
Annexe A	95
Annexe B	96
B.1.Aluminium machiné.....	96
B.2.Aluminium coulé.....	96
B.3.Aluminium soudé.....	97
B.4.Acier machiné.....	98
B.5.Acier coulé.....	98
B.6.Acier soudé.....	99
B.7.Titanium machiné.....	100
B.8.Titanium coulé.....	100
B.9.Titanium soudé.....	101
B.10.Frein à disque en acier.....	102
Annexe C Détermination de la méthode de fabrication et du matériau du porte-moyeu et du moyeu	103
Annexe D Détermination de la méthode de fabrication et du matériau du disque de frein.....	104
Annexe E	105

Index de figures

Figure 3.1: Sensibilité des alliages.....	23
Figure 3.2: Fissure.....	23
Figure 3.3: Contraintes de cisaillement des métaux d'apport.....	24
Figure 3.4: Propriétés avant et après soudage des métaux de base.....	24
Figure 3.5: Paramètres de la géométrie du cordon.....	26
Figure 3.6: Limite de fatigue en fonction du rayon du cordon.....	27
Figure 4.1: Chanfreins aux extémités des tiges.....	30
Figure 4.2: Attaque chimique sur les échantillons.....	31
Figure 4.3: Presse de traction.....	32
Figure 4.4: Graphique de dureté sur l'échantillon A.....	35
Figure 4.5: Graphique de dureté sur l'échantillon B avant et après traitement thermique.....	36
Figure 4.6: Graphique de dureté sur l'échantillon B avant et après traitement thermique.....	37
Figure 4.7: Graphique de dureté sur l'échantillon D du côté 1 et 2.....	38
Figure 4.8: Zones de rupture sur l'échantillon A et B.....	39
Figure 4.9: Zones de rupture de l'échantillon C et D.....	40
Figure 4.10: Relation entre la dureté et la limite ultime de certains alliages d'aluminium.....	40
Figure 4.11: Défauts dans les soudures.....	42
Figure 4.12: Microstrucure des échantillons.....	42
Figure 6.1: Répartition de masse	45
Figure 6.2: Calcul des réactions aux roues.....	47
Figure 7.1: Roulements en X.....	50
Figure 7.2: Roulements en O.....	50
Figure 7.3: Coupe A-A du moyeu.....	51
Figure 8.1: Distribution des forces sur le porte-moyeu.....	53
Figure 8.2: DCL du porte-moyeu.....	54
Figure 8.3: Torque lors du freinage.....	55
Figure 9.1: Dimensions du caliper Wilwood GP320.....	56
Figure 9.2: Caliper Wilwood GP320.....	56
Figure 9.3: Dimensions des pads 6208.....	56
Figure 9.4: Friction de la roue où $N = mg$	57
Figure 9.5: DCL des forces agissant sur la voiture.....	57
Figure 9.6: Système hydraulique des freins.....	59
Figure 9.7: Analyse du frein.....	60
Figure 9.8: Évolution de la température sur le disque.....	66
Figure 9.9: Profil de température à l'intérieur du disque.....	66
Figure 9.10: Disque de frein.....	68
Figure 9.11: Forces appliquées sur le frein pour l'analyse.....	68
Figure 9.12: Facteur de sécurité du frein.....	69
Figure 10.1: Chargements sur l'ancien porte-moyeu.....	70
Figure 10.2: Chargements sur l'ancien porte-moyeu.....	71
Figure 10.3: FS en freinage sur l'ancien porte-moyeu.....	72
Figure 10.4: FS en virage sur l'ancien porte-moyeu.....	73
Figure 10.5:Étude de convergence virage	74
Figure 10.6:Étude de convergence freinage	74
figure 10.7: Premier design.....	75

Figure 10.8: Fixations des bras de suspension.....	75
Figure 10.9: FS en virage sur le premier modèle.....	76
Figure 10.10: FS en freinage sur le premier modèle.....	77
Figure 10.11: FS en virage sur le deuxième modèle.....	78
Figure 10.12: FS en freinage sur le deuxième modèle.....	79
Figure 10.13: FS en virage sur le troisième modèle.....	80
Figure 10.14: FS en freinage sur le troisième modèle.....	81
Figure 10.15: FS en virage sur le modèle final.....	82
Figure 10.16: FS en freinage du modèle final.....	83
Figure 10.17: Évolution des modèles.....	84
Figure 11.1: Moyeu : partie centrale.....	85
Figure 11.2: Rapport de forces.....	86
Figure 11.3: Les splines du moyeu.....	86
Figure 11.4: Moyeu : attache-mag	87
Figure 11.5: Moyeu : attache-frein.....	87
Figure 11.6: Moyeu : conception finale.....	88
Figure 12.1: Échéancier de Janvier à Mars.....	89
Figure 12.2: Échéancier de Avril à Mai.....	90
Figure A.1: Types de roulements - conception et caractéristiques.....	95
Figure E.1:Plan du disque de frein	105
Figure E.2: Plan de l'attach moyeu-roue.....	106
Figure E.3: Plan de l'attach moyeu-disque.....	107
Figure E.4: Plan de la partie centrale du moyeu.....	108
Figure E.5: Bras 1 du Porte-moyeu.....	109
Figure E.6: Bras 2 du porte-moyeu.....	110
Figure E.7: Bras 3 du porte-moyeu.....	111
Figure E.8: Point d'attache porte-moyeu et disque de frein.....	112
Figure E.9: Corps central du porte-moyeu.....	113
Figure E.10: Assemblage du porte-moyeu.....	114

Index de tableaux

Tableau 2.1: Pondération des cotes d'évaluation	11
Tableau 2.2: Pondération des critères d'évaluation pour le porte-moyeu	12
Tableau 2.3: Coûts de fabrication du porte-moyeu qui apparaîtront dans le rapport des coûts présenté au jury	13
Tableau 2.4: Pointage des 12 méthodes de fabrication évaluées.....	14
Tableau 2.5: Pointage des 8 alliages d'aluminium évalués.....	15
Tableau 2.6: Propriétés de l'alliage d'aluminium 6061-T6.....	15
Tableau 2.7: Composition de l'alliage d'aluminium 6061-T6.....	16
Tableau 2.8: Propriétés du frêne	17
Tableau 2.9: Coût de fabrication du moyeu qui apparaîtra dans le rapport des coûts présenté au jury de la compétition.....	18
Tableau 2.10: Pondération des critères d'évaluation pour le disque de frein.....	19
Tableau 2.11: Pointage des 7 méthodes de fabrication évaluées	19
Tableau 2.12: Pointage des 9 aciers évalués.....	20
Tableau 2.13: Propriétés des différents types d'acier 1144.....	21
Tableau 2.14: Composition de l'acier 1144.....	21

Tableau 4.1: Dureté de la tige originale d'aluminium 6061-T6 utilisée pour les essais.....	30
Tableau 4.2: Dimensions exactes de la zone soudée de l'échantillon A.....	32
Tableau 4.3: Dimensions exactes de la zone soudée de l'échantillon B.....	33
Tableau 4.4: Dimensions exactes de la zone soudée de l'échantillon C.....	33
Tableau 4.5: Dimensions exactes de la zone soudée de l'échantillon D.....	33
Tableau 4.6: Duretés mesurées sur l'échantillon A.....	35
Tableau 4.7: Duretés mesurées sur l'échantillon B.....	36
Tableau 4.8: Duretés mesurées sur l'échantillon C.....	37
Tableau 4.9: Duretés mesurées sur l'échantillon D.....	38
Tableau 4.10: Tableau comparatif des résultats	39
Tableau 6.1: Données expérimentales.....	45
Tableau 6.2: Données initiales en x.....	46
Tableau 6.3: Données initiales en y.....	46
Tableau 6.4: Données du centre de masse.....	47
Tableau 6.5: Données du centre de masse.....	48
Tableau 7.1: Propriétés du roulement.....	51
Tableau 7.2: Dimensions du roulement.....	51
Tableau 7.3: Variables des propriétés des roulements SKF.....	52
Tableau 7.4: Variables des dimensions du roulement choisi	52
Tableau 8.1: Résultats des calculs.....	55
Tableau 9.1: Variables du calcul des freins.....	62
Tableau 9.2: Calcule du diamètre minimum et FS.....	62
Tableau 9.3: Variables pour le calcul de distance de freinage.....	63
Tableau 10.1: Forces agissant sur le porte-moyeu.....	71
Tableau 10.2: Résumé des résultats d'études.....	84

1. Introduction

SAE organise une compétition internationale étudiante de conception de voiture à chaque année à Détroit dans l'état du Michigan.

Le concept de la formule SAE est une compagnie virtuelle qui soumissionne un contrat à un concepteur dans le but de développer une petite voiture de style Formule. Le déroulement de la compétition comporte diverses étapes où le véhicule sera évalué. Le freinage, l'accélération, l'auto cross, l'endurance du véhicule sur une distance de 30 miles, l'économie d'essence et le design font partie intégrante de la compétition.

1.1. Contexte

Dans le cadre de notre projet, il faudra développer l'assemblage de roue de la voiture 2011 de l'équipe de formule SAE de l'UQAC. Cet assemblage est constitué d'un porte-moyeu, d'un moyeu, d'un disque de frein ainsi que de son étrier.

1.2. Problématique

L'assemblage de chaque moyeu/porte-moyeu actuel pèse dix livres à l'avant et huit livres en arrière. Le promoteur souhaitera que le poids global de cet assemblage soit réduit au maximum. La méthode de fabrication par usinage à partir de bloc d'aluminium est beaucoup trop compliquée et engendre des coûts très élevés soit 12 000\$ pour les quatre portes-moyeux. De plus, le promoteur veut que le disque de frein puisse être enlevé sans démonter l'assemblage et qu'il ait une capacité de freinage plus élevée.

1.3. Objectifs du projet

L'objectif premier de tout l'assemblage devra être son faible coût de fabrication tant au niveau de la fabrication dans les industries régionales qu'au niveau du rapport de description des coûts devant être soumis au jury de la compétition [Annexe B].

De plus, les porte-moyeux, moyeux et disques de frein devront être fiables, ils devront être en mesure de résister au-delà des contraintes auxquelles ils seront exposés durant l'année 2010-2011. La durée de vie des pièces de l'assemblage devra être comparable à celle des voitures que nous retrouvons présentement sur le marché.

L'allègement ainsi que l'augmentation des performances de cet équipement sont le dernier objectif à atteindre pour notre équipe.

Un objectif, unique aux porte-moyeux, devra être atteint, c'est-à-dire que les points d'attache de suspension devront être ajustables.

En ce qui concerne les disques de frein, nous devrons augmenter la capacité de freinage tout en gardant une dissipation thermique élevée.

Tout en respectant les objectifs ci-dessus, nous devrons tenir compte des règlements régitant la compétition, comme par exemple l'obligation que les roues se bloquent lors du test de freinage [10].

2. Détermination des procédés de fabrication et des matériaux

Afin de déterminer objectivement les procédés de fabrication et les matériaux qui répondent le mieux aux objectifs du projet, des grilles de décision ont été créées. Ces dernières ont été construites à partir de l'information recueillie lors des recherches bibliographiques et des objectifs fixés en début de projet.

Les cotes présentées dans le tableau 2.1 ont été utilisées afin d'effectuer toutes les évaluations dont nous avions besoin pour arrêter notre choix sur les procédés de fabrication et les matériaux optimaux.

Non recommandé/non applicable	0
Médiocre	1
Passable	2
Bon	3
Très bon	4
Excellent	5

Tableau 2.1: Pondération des cotes d'évaluation

Ces cotes fixes ont été multipliées avec le facteur multiplicatif de chaque critère d'évaluation. Les facteurs multiplicatifs ont été déterminés selon la priorité des objectifs. L'objectif principal étant de réduire les coûts de fabrication des différentes composantes, tant au niveau du rapport des coûts qu'au niveau du coût réel de fabrication dans les industries régionales. Le second objectif en importance est la fiabilité de l'assemblage. Toutes les pièces devront être en mesure de résister aux contraintes auxquelles elles seront soumises. Finalement, l'objectif le moins important, mais que nous devions quand même tenir compte est l'augmentation des performances de l'assemblage. Cette dernière passe par la réduction du poids. Les critères d'évaluation ainsi que les facteurs multiplicatifs seront expliqués pour chacune des prochaines sections.

2.1. Porte-moyeux

a) Méthode de fabrication :

À la suite de discussions avec le promoteur et le conseiller ainsi qu'à la suite de recherches bibliographiques, plusieurs techniques de fabrication de porte-moyeux ont été identifiées. L'usinage du bois, le moulage de fibre de verre, le moulage de fibre de carbone, l'usinage de l'aluminium, le moulage de l'aluminium, le soudage de l'aluminium, l'usinage de l'acier, le moulage de l'acier, le soudage de l'acier, l'usinage du titane, le moulage du titane et le soudage du titane sont les procédés évalués. Afin de déterminer objectivement le meilleur procédé de fabrication et de s'assurer que ce dernier réponde aux critères de conception fixés initialement, une matrice de décision a été créée. Ensuite, une analyse plus détaillée a été effectuée sur les procédés qui offrent les meilleurs résultats.

Afin d'éclaircir les techniques priorisées, voici une brève description de chacune des méthodes de fabrication évaluées. L'usinage du bois ou d'un métal d'usage courant (acier, aluminium ou titane) se comporte d'une seule étape qui est le machinage. À partir d'un bloc

de matériel, la matière excédentaire est enlevée à l'aide de machine-outil afin d'obtenir la pièce finale. Bien que peu compliquée, cette technique demande beaucoup de temps d'usinage.

Le moulage de fibre de verre et de fibre de carbone se fait de la même façon. À partir d'un modèle rigide de la pièce à fabriquer, un moule est construit. Ensuite, la fibre de verre ou de carbone et la résine époxy sont appliquées sur le moule afin d'obtenir la pièce finale dans le matériau désiré. Une cuisson assure un séchage rapide et efficace. Finalement, la pièce est retirée du moule où sa surface, ses tolérances et ses points d'attache peuvent être travaillés [26].

Le moulage de l'acier, de l'aluminium ou du titane se ferait par le procédé de fonderie de moulage au sable. Ce procédé est très utilisé pour le moulage de petites quantités et permet la fabrication de géométrie assez complexe. Une fois les pièces obtenues par cette méthode, du machinage et des traitements devront être effectués afin d'obtenir les propriétés désirées.

Le soudage des métaux à l'étude comporte les étapes suivantes. Les différentes composantes (tubes, tiges, plaques) formant la pièce finale sont coupées et machinées. Elles sont ensuite assemblées entre elles par soudage. Finalement, l'usinage de la pièce finale assure des tolérances serrées aux endroits requis.

Le tableau 2.2 montre le poids qu'a chacun des critères d'évaluation sur les pointages des procédés de fabrication évalués.

	facteur multiplicatif
Prix	5
Facilité de fabrication	4
Résistance et fiabilité	3
Densité	2
Disponibilité	1

Tableau 2.2: Pondération des critères d'évaluation pour le porte-moyeu et le moyeu

Le prix se rapporte aux coûts de fabrication. Les calculs détaillés se sont fait à partir des tables de prix fournies par FSAE disponibles sur le site internet fsaeonline.com [10]. Ces tables standardisées permettent aux équipes qui participent à la compétition de présenter des rapports de coût facilement comparables. Les chiffres qu'on y retrouve sont calculés en tenant compte d'une production de 1000 véhicules identiques par année. De façon générale, les prix qui apparaissent dans les tables de prix représentent environ la moitié du prix au détail. Ces tables permettent donc d'annuler l'effet des variations de prix d'un endroit à l'autre et à minimiser l'effet des commandites. Le coût des pièces calculé à l'aide des prix des tables peut donc être considéré proportionnel au coût de fabrication réel. Pour cette raison, en comparant les prix obtenus dans le tableau 2.3, nous pouvons affirmer que le procédé le plus économique sera le moins dispendieux lorsque viendra le temps de la fabrication. Ce critère d'évaluation est multiplié par 5, car il fait directement référence à l'objectif principal du projet.

	Coût de fabrication du porte-moyeu
Bois	93 \$
Fibre de verre	290 \$
Fibre de carbone	461 \$
Aluminium machiné	242 \$
Aluminium coulé	116 \$
Aluminium soudé	120 \$
Acier machiné	440 \$
Acier coulé	163 \$
Acier soudé	149 \$
Titanium machiné	572 \$
Titanium coulé	257 \$
Titanium soudé	239 \$

Tableau 2.3: Coûts de fabrication du porte-moyeu qui apparaîtront dans le rapport des coûts présenté au jury

La facilité de fabrication englobe la soudabilité, l'usinabilité, la moulabilité et la capacité à être traitable (traitement thermique ou traitement de surface) pour les procédés semblables, mais pour des matériaux différents. Un facteur multiplicatif de 4 a été apposé à ce point d'évaluation, car la facilité de fabrication est directement lié au coût de fabrication.

La résistance et la fiabilité ont été évaluées en comparant les résistances ultimes et élastiques des différents matériaux. Nous avons multiplié par 3 les résultats obtenus, car cette partie de l'évaluation fait référence à l'objectif secondaire de ce projet.

La densité a été évaluée en comparant les masses volumiques du bois, de la fibre de carbone, de la fibre de verre, de l'aluminium, de l'acier et du titane.

Finalement, afin d'évaluer la disponibilité des méthodes de fabrication, nous avons regardé la facilité d'approvisionnement des matériaux et nous avons regardé les endroits et les quantités des ressources pouvant combler les méthodes de fabrication.

À la suite de l'évaluation objective à l'aide des critères d'évaluation détaillés ci-dessus, les résultats présentés dans le tableau 2.4 ont été obtenus.

Méthodes de fabrication	Pointage
Aluminium soudé	56
Bois usiné	51
Fibre de verre moulé	49
Aluminium coulé	48
Acier soudé	47
Aluminium usiné	46
Titanium soudé	43
Fibre de carbone moulé	40
Acier coulé	39
Titanium coulé	35
Titanium usiné	34
Acier usiné	29

Tableau 2.4: Pointage des 12 méthodes de fabrication évaluées

Le détail des résultats obtenus est présenté à l'Annexe C

Étant donné que des chiffres entiers positifs ont été utilisés pour les cotes d'évaluation et les facteurs multiplicatifs des critères d'évaluation, **plus le pointage obtenu est élevé plus le procédé de fabrication répond adéquatement aux objectifs du projet** (cette logique sera observée pour le choix des matériaux et le choix des autres procédés de fabrication).

L'aluminium soudé ayant obtenu le meilleur résultat, c'est cette méthode de fabrication qui a été mise de l'avant pour la réalisation de ce projet de fin d'études.

b) Matériel

Afin de déterminer le meilleur matériel, c'est-à-dire le meilleur alliage d'aluminium, la même grille de décision que pour la méthode de fabrication a été utilisée. En effet, les mêmes cotes et les mêmes critères d'évaluation présentés précédemment ont été utilisés. Les pointages finaux obtenus sont présentés dans le tableau 2.5, tandis que les résultats détaillés sont disponibles à l'Annexe C

Alliages d'aluminium	Pointage
6061-T6	57
6351-T6	56
6063-T5	49
5083-H116	42
5454-H34	42
2011-T3	39
2024-T4	38
7075-T6	35

Tableau 2.5: Pointage des 8 alliages d'aluminium évalués

Comme illustré dans les tableau 2.4 et 2.5, le choix final pour la réalisation des 4 porte-moyeux de la voiture Formule SAE se fera à l'aide de pièces d'aluminium 6061-T6 soudées entre elles. Cet alliage déjà fort utilisé dans différentes industries se distingue par son faible coût, sa très grande soudabilité, sa résistance élevée, sa légèreté et sa disponibilité sur le marché. Ces caractéristiques lui permettent de très bien répondre à tous les objectifs du projet et d'avoir une très bonne compatibilité avec le procédé de fabrication retenu. Le tableau 2.6 illustre les propriétés de l'alliage d'aluminium sélectionné, tandis que le tableau 2.7 donne la composition de l'alliage.

Propriété	Valeur
Densité (g/cc)	2.7
Dureté Brinell	95
S _u (MPa)	310
σ (MPa)	276
Module d'élasticité (GPa)	68.9
Coefficient de poisson ν	0.33
Endurance en fatigue (MPa)	96.5
Machinabilité (comparée avec les autres alliages d'aluminium)	50%
Module de cisaillement (GPa)	26
Résistance en cisaillement (MPa)	207
Conductivité thermique (W/mK)	167
Point de fusion (°C)	582-652

Tableau 2.6: Propriétés de l'alliage d'aluminium 6061-T6

Élément	Pourcentage massique
Aluminium, Al	95.8 - 98.6 %
Chrome, Cr	0.040 - 0.35 %
Copper, Cu	0.15 - 0.40 %
Fer, Fe	<= 0.70 %
Magnésium, Mg	0.80 - 1.20 %
Manganèse, Mn	<= 0.15 %
Autre, chacun	<= 0.050 %
Autre, total	<= 0.15 %
Silicone, Si	0.40 - 0.80 %
Titanium, Ti	<= 0.15 %
Zinc, Zn	<= 0.25 %

Tableau 2.7: Composition de l'alliage d'aluminium 6061-T6

À cause de la fusion et de l'atteinte de très hautes températures lors du soudage, le traitement thermique T6 des pièces soudées n'est plus valide à 100%. Ce traitement thermique qui est très important dans l'obtention des propriétés mécaniques élevées devra donc être refait sur les pièces finales. Nous discuterons plus en détail de ce phénomène dans la partie expérimentation.

c) Analyse des autres méthodes de fabrication

Afin de s'assurer que le choix que nous avions fait était le meilleur, une analyse plus poussée a quand même été faite sur les procédés de fabrication qui avaient obtenu les meilleurs pointages lors de l'évaluation. Ces analyses pourraient être utiles dans le cas du changement des méthodes de fabrication dans l'éventualité de la réorientation des objectifs à moyen ou long terme.

Les principaux avantages de l'utilisation du bois, du frêne plus précisément, sont sa légèreté et sa facilité d'usinage. Son rapport limite ultime/densité de 361798MPa/kg/m³ prouve que ce matériau est un des meilleurs dans l'optimisation de la masse par rapport à la résistance. Cependant, le bois est un matériau anisotrope, c'est-à-dire que ses propriétés mécaniques changent selon la direction des efforts auxquels il est soumis. Lorsque le bois est soumis à des efforts parallèles aux fibres, sa résistance est environ 20 fois plus élevée. Pour cette raison il devient bien trop compliqué de l'utiliser pour une pièce soumise à des efforts dans toutes les directions comme un porte-moyeu. De plus, le bois est un matériau qui n'est pas parfaitement homogène. La présence de noeuds, de fissures ou de moisissure peut affecter la structure en la rendant plus fragile. Pour ces raisons, il serait néanmoins intéressant de regarder du côté d'un matériau composite à base de bois ou d'utiliser le bois pour seulement faire les modèles rigides pour la confection de moules. Le tableau 2.8 montre certaines propriétés intéressantes du bois, du frêne plus précisément [6].

Propriétés du frêne	
Densité bois vert	<u>0.720 - 0.800</u> g/cc
Densité bois sec	<u>0.380 - 0.510</u> g/cc
Limite ultime perpendiculaire aux fibres	<u>6.90</u> MPa
Limite ultime parallèle aux fibres	<u>161</u> MPa
Limite élastique en compression perpendiculaire aux fibres	<u>10.8</u> MPa
Limite élastique en compression parallèle aux fibres	<u>51.0</u> MPa
Machinabilité	100%

Tableau 2.8: Propriétés du frêne

Pour ce qui de la fabrication du porte-moyeu en fibre de verre ou en fibre de carbone, l'entreprise Devco Inc a été contactée. Cette entreprise qui se spécialise dans la fabrication de pièces en fibre de verre et en fibre de carbone a déjà travaillé en collaboration avec l'équipe de la formule SAE de l'UQAC. Pour notre projet, elle offrait la possibilité d'un partenariat et de commandites pour la réalisation de quatre porte-moyeux. Cette option était très intéressante à court terme, mais à moyen terme les coûts de main d'œuvre et de fabrication auraient dû être assumer par le budget de la formule SAE et auraient été beaucoup trop élevés. En effet, le prix élevé des matériaux de base et le grand nombre d'étapes rendent le coût de fabrication très élevé.

Bien que la fabrication des porte-moyeux à partir d'un processus de fonderie pourrait se faire en partenariat avec le Cégep de Chicoutimi qui offre la technique en métallurgie ou encore avec le Centre de formation Professionnel de La Baie qui offre le diplôme d'études secondaires en fonderie, certains autres facteurs rendent cette idée moins intéressante. Une pièce brute de fonderie peut contenir divers défauts. Par conséquent, une très grande panoplie d'essais devrait être effectuée sur les pièces coulées afin de s'assurer qu'elles répondent aux propriétés auxquelles nous nous attendons. De plus, la confection du moule en sable et le travail mécanique qui sera nécessaire sur la pièce brute, à quoi s'ajoutent les essais, la caractérisation et le traitement thermique, sont tous des étapes qui peuvent faire augmenter les délais et les coûts.

La dernière méthode de fabrication évaluée est de réaliser le porte-moyeu à l'aide de pièces d'acier soudées entre elles, suivi d'un usinage minimal pour assurer la finition et les tolérances désirées. Bien que le prix de cette technique de fabrication est plus élevé qu'un porte-moyeu en aluminium fabriqué de façon mécano soudé au niveau du rapport des coûts présenté au jury de la compétition, nous savons très bien que ce n'est pas le cas au niveau de la fabrication dans les industries régionales. Pour cette raison, la confection des porte-moyeux en acier par assemblage mécano-soudé pourrait s'avérer une bonne alternative.

2.2. Moyeu

a) Méthode de fabrication et matériel :

Les objectifs de conception pour le moyeu sont les mêmes que pour le porte-moyeu. De plus, la technique de fabrication et les efforts à supporter du moyeu sont très semblables à ceux du porte-moyeu. Pour ces raisons, la même évaluation régit les deux méthodes de fabrication et les

deux matériaux. C'est donc dire que la technique de fabrication privilégiée pour le moyeu est la même que pour le porte-moyeu, c'est-à-dire souder les points d'attache et machiner les endroits demandant des tolérances serrées.

	Moyeu
Aluminium machiné	96 \$
Aluminium coulé	58 \$
Aluminium soudé	64 \$
Acier machiné	241 \$
Acier coulé	113 \$
Acier soudé	119 \$
Titanium machiné	317 \$
Titanium coulé	108 \$
Titanium soudé	165 \$

Tableau 2.9: Coût de fabrication du moyeu qui apparaîtra dans le rapport des coûts présenté au jury de la compétition

Bien que les coûts de fabrication du moyeu présentés dans le tableau 2.9 soient plus faibles que ceux du porte-moyeu présenté dans le tableau 2.3, c'est encore les pièces coulées en aluminium qui arrive en première place suivi de près par les pièces fabriquées par une combinaison de soudage et de machinage.

Pour les mêmes raisons que pour le porte-moyeu, le moyeu sera fabriqué par assemblage mécano-soudé à l'aide d'un alliage d'aluminium 6061-T6. Les détails de cette décision sont présentés à l'Annexe C.

2.3. Disque de frein :

Le système de freinage de la voiture doit permettre le blocage des quatre roues. Afin de pouvoir participer aux différentes épreuves de la compétition, la voiture est soumise à un test de freinage. Pour ce faire, une inspection dynamique est effectuée. À la suite d'une accélération, le pilote appuie sur la pédale de frein et un juge vérifie si toutes les roues ont bloqué. La conception du système de freinage est donc très importante, car elle peut engendrer une disqualification hâtive.

De plus, le disque de frein étant une pièce en rotation, son poids doit être le plus faible possible afin de minimiser l'énergie nécessaire pour le faire tourner. En effet, les poids éloignés du centre de rotation demandent des quantités d'énergie extrêmement plus grande pour être mis en mouvement.

Afin de conceptualiser le disque de frein, nous avons procédé de la même façon que pour le porte-moyeu et le moyeu. La détermination de la méthode de fabrication a été suivie par la détermination du matériau. Cependant, suite aux recherches bibliographiques et aux différentes discussions, la méthode actuellement utilisée s'est avérée la seule pouvant répondre adéquatement aux critères de conception fixés initialement. L'usinage d'une plaque d'un

matériaux quelconques a donc été retenu. Il fallait ensuite vérifier si l'acier 1018 présentement utilisé est le meilleur matériau pour cette application.

Les recherches bibliographiques ont permis de cibler 7 matériaux utilisés dans différents secteurs afin de fabriquer des disques de frein. À l'aide des cotes d'évaluation du tableau 2.1 et des critères d'évaluation du tableau 2.10, la grille de décision présentée à l'Annexe D a été complétée et les résultats présentés dans le tableau 2.11 ont été obtenus.

	facteur multiplicatif
Prix	5
Résistance, fiabilité et performance	4
Facilité de fabrication	3
Densité	2
Disponibilité	1

Tableau 2.10: Pondération des critères d'évaluation pour le disque de frein

Le prix est basé sur le coût de fabrication et fait directement référence à l'objectif principal du projet qui est de concevoir un assemblage le moins dispendieux possible tant au niveau du rapport de coût qu'au niveau de la fabrication réelle.

La résistance, la fiabilité et la performance font référence aux propriétés mécaniques, à la conductivité thermique et à la capacité de freinage.

Dans la facilité de fabrication, nous avons seulement tenu compte de la machinabilité, car c'est cette technique de fabrication qui est suggérée.

Pour ce qui est de la densité, nous avons comparé les masses volumiques moyennes des différents matériaux étudiés.

Finalement, la disponibilité est déterminée par la facilité à se procurer le matériau et est quantifiable par le temps que ça prend avant d'avoir le matériau en main et les démarches qui ont dû être faites afin de se le procurer. Est-il directement disponible dans les industries régionales? Ces dernières peuvent-elles le commander? Est-ce qu'il faut se déplacer ou faire affaire à l'extérieur de la région? Pouvons nous commander ce matériau sur internet? Toutes ces questions ont permis d'évaluer la disponibilité des matériaux.

Le tableau 2.11 présente les résultats des 7 types de matériau évalués objectivement.

Méthode de fabrication	Pointage
acier	52
fonte	48
aluminium	45
acier inoxydable	42
titanium	41
carbone	40
céramique	34

Tableau 2.11: Pointage des 7 méthodes de fabrication évaluées

Selon les résultats obtenus, ce sera l'acier qui composera les disques de frein. Le même processus de sélection a ensuite été appliqué afin de déterminer quel type d'acier répondrait le mieux aux objectifs. Le tableau 2.12 présente les résultats des aciers au carbone (la matrice de décision est présentée à l'Annexe D).

Type d'acier	Pointage
1144	53
1141	47
A36	45
1215	45
1117	43
1045	41
1018	39
12L14	37
8620	37

Tableau 2.12: Pointage des 9 aciers évalués

L'acier 1144 est donc le matériau qui offre le meilleur compromis de coût, de résistance, de capacité de freinage, de conductivité thermique et de machinabilité. De cette façon, les propriétés désirées que doit avoir un disque de frein sont comblées. Les propriétés et la composition de cet alliage sont détaillées dans les tableaux 2.13 et 2.14.

Propriété	1144 laminé à chaud (19-32mm rond)	1144 extrudé à froid (19-32mm rond)
Densité (g/cc)	7.85	7.85
Dureté Brinell	197	217
S _U (MPa)	670	745
σ (MPa)	365	620
Module d'élasticité (GPa)	205	205
Coefficient de poisson ν	0.29	0.29
Module de cisaillement (GPa)	80	80
Conductivité thermique (W/mK)	49.8	49.8

Tableau 2.13: Propriétés des différents types d'acier 1144

Élément	Pourcentage massique
Carbone, C	0.40 - 0.480 %
Fer, Fe	97.50 - 98.01 %
Manganèse, Mn	1.35 - 1.65 %
Phosphore, P	<= 0.040 %
Soufre, S	0.240 - 0.330 %

Tableau 2.14: Composition de l'acier 1144

3. Soudure

Plusieurs considérations doivent être prises lors de la soudure de l'aluminium puisqu'elle diffère de la soudure de l'acier qui est le métal avec lequel les ingénieurs sont le plus familiers. Voici quelques différences entre les deux métaux qui peuvent affecter la manière dont les deux métaux se soudent.

1. Contrairement à l'acier, l'oxyde de l'aluminium a un point d'ébullition beaucoup plus élevé que celui du métal.

2. L'expansion thermique de l'aluminium est deux fois plus élevée que celui de l'acier, ce qui peut créer un flambement et une déformation inacceptable lors de la soudure.

3. La couleur de l'aluminium ne change pas lorsqu'elle est chauffée, il devient donc difficile pour le soudeur de déterminer quand la fusion du métal a lieu.

En prenant en considération les caractéristiques de ce métal, la technique de soudure devra être adaptée à celui-ci. Plusieurs décisions seront prises afin d'éviter les différents défauts qui pourraient subvenir lors de la soudure soit,

- La porosité dûe au gaz.
- L'inclusion d'oxyde.
- La fissuration.
- La réduction de résistance près de la soudure.
- L'absence de fusion.

Nous allons maintenant parler des différentes méthodes pour réduire ou tout simplement éliminer les problèmes qui pourront subvenir lors de la soudure de l'aluminium.

Premièrement la porosité :

La porosité subvient lorsque le gaz dissout dans le métal fondu est emprisonné lorsque ce dernier se solidifie, formant ainsi des bulles dans la soudure.

Parmi les méthodes conventionnelles de soudage, le TIG engendre moins de porosité que le MIG dû à la contamination de l'hydrogène du fil. Augmenter le voltage ou augmenter la durée d'exposition du métal fusionné au contaminant augmente du fait même la porosité.

Utiliser un métal d'apport composé de magnésium peut aussi réduire le problème en augmentant la solubilité du métal et du même coup réduire l'absorption d'hydrogène.

Nettoyer le métal est d'une importance capitale pour réduire le problème de porosité au maximum. La soudure devra avoir lieu dans les 4 heures suivant le nettoyage du métal.

a) L'inclusion d'oxyde :

Comme il fut dit précédemment, l'oxyde de l'aluminium nuit à sa soudure puisque son point d'ébullition (2060°C) est beaucoup plus élevé que celui de son métal (660°C). L'inclusion d'oxyde peut rendre la pièce sensible à la corrosion en plus de rendre la soudure poreuse.

Heureusement pour nous, il y a un phénomène connu sous le nom de nettoyage cathodique qui permet de se débarrasser de l'oxyde du métal. Ce phénomène se produit lorsque l'électrode est

connectée à la borne positive de la source de courant et qu'un courant électrique traverse la pièce à souder jusqu'à l'électrode avec des ions traversant dans la direction inverse. Ces derniers rompent et dispersent l'oxyde permettant aux deux pièces de métal d'être soudées.

3.2. La fissuration

Il est à noter que la fissuration n'intervient pas lorsque le métal est pur, mais que ce phénomène intervient avec ses alliages. La sensibilité des alliages dépend du pourcentage des différents éléments qui composent l'alliage comme nous pouvons l'apercevoir sur le tableau suivant.

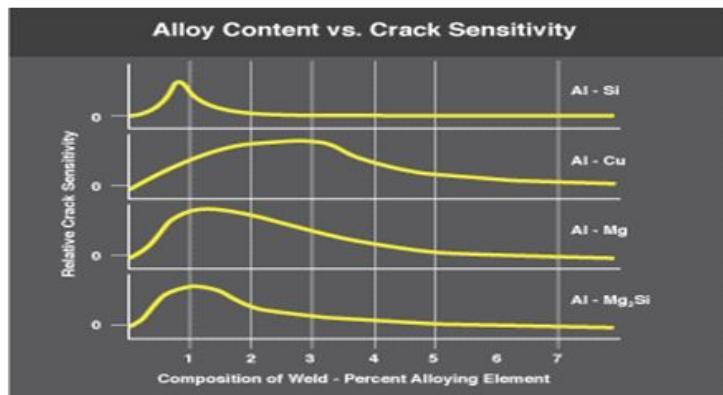


Figure 3.1: Sensibilité des alliages

Si jamais il y a apparition de fissures lors de la soudure, comme sur la figure 3.2, différents moyens peuvent être utilisés afin d'éliminer le problème.

- Souder avec un métal d'apport composé de titane et/ou de zirconium. Cette méthode devra être écartée vu son coût élevé, mais devra être considérée si le problème persiste.
- Changer la composition du bain de fusion en augmentant la quantité de métal d'apport, afin de changer la composition de l'alliage et de diminuer la sensibilité au craquement de ce dernier.

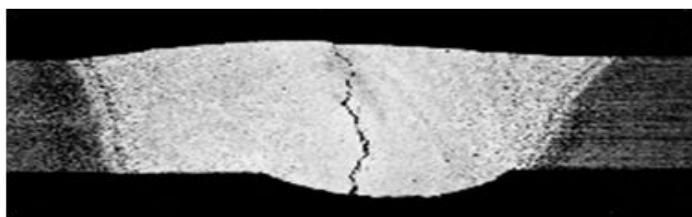


Figure 3.2: Fissure

3.3. Réduction de résistance à proximité de la soudure

Il y a très peu de méthodes qui peuvent être effectuées afin de réduire au maximum la perte de résistance due à la soudure. Par contre, le choix du métal d'apport utilisé a une grande incidence sur l'efficacité du traitement thermique.

L'efficacité du traitement thermique dépend de la composition et de la dilution du métal d'apport. Par exemple, une soudure simple au TIG, effectuée avec un courant alternatif sur de l'aluminium 6061 et avec un métal d'apport 4043, donnera une résistance ultime de 300 N/mm²

après traitement thermique. Plusieurs soudures effectuées avec le MIG donneront approximativement une résistance ultime de 230 N/mm². Si le métal d'apport est remplacé par du 4643, qui contient 0.2% de magnésium, la résistance de la pièce souder avec le MIG atteindra la même résistance qu'avec le TIG après traitement thermique.

3.4. Sélection du métal d'apport

Comme ce fut mentionné précédemment, le choix du métal d'apport est extrêmement important afin d'éliminer tous risques de fissure et de permettre la meilleure résistance possible. Le choix du métal d'apport dépend de l'utilisation de la pièce soudée. Parmi tous les métaux d'apport qui pourront être utilisés pour souder les pièces d'aluminium 6061-T6, un seul est traitable thermiquement, soit le 4643. Nous avons donc opté pour ce dernier.

Nous allons vous montrer un tableau montrant les contraintes en cisaillement des différents métaux d'apport et des différentes contraintes en traction des différents alliages d'aluminium après soudure.

Filler Alloy	Shear Strength (KSI)
1100	7.5
2319	16.0
4043	11.5
4047	13.0
4643	13.5
5183	21.0
5356	17.0
5554	17.0
5556	20.0
5654	12.0

Figure 3.3: Contraintes de cisaillement des métaux d'apport

Base Alloy & Temper	Tensile Strength Before Welding (KSI)	Tensile Strength After Welding (KSI)
1100-H16	19	11
1350-H16	16	8
3003-H18	27	14
5005-H16	24	15
5052-H32	31	25
5083-H116	44	40
5086-H34	44	35
2219-T87	64	35
6061-T6	42	24

Figure 3.4: Propriétés avant et après soudage des métaux de base

Nous pouvons remarquer au tableau 3.3 qu'il y a une différence de 73% de contrainte au cisaillement entre le métal d'apport 4043 (11,5 ksi), qui est le plus utilisé pour souder l'alliage 6061-T6, et le métal d'apport 4643 (13,5 ksi). Également, on remarque une perte de 40% de la résistance en traction de l'alliage dans sa partie qui sera affecté thermiquement (tableau 3.4). Ceci est dû à l'arc électrique qui constitue la source de chaleur entraînant la formation d'un bain de fusion. Il y a donc apparition d'une ZAT (zone affectée thermiquement) le long du cordon de soudure, après refroidissement. Pour les alliages d'aluminium, cette zone possède généralement des propriétés mécaniques inférieures à celles du métal de base. Dans le cas des alliages à durcissement structural, un traitement thermique complet de mise en solution, trempe et vieillissement suite à la soudure permet de minimiser ou d'éliminer complètement la ZAT (sauf s'il y a grossissement de la taille des grains). L'apport de chaleur au soudage peut également favoriser l'apparition de contraintes résiduelles. Un recuit de détente permet d'éliminer celles-ci.

L'utilisation du métal d'apport 4643 ne serait pas justifiée sans traitement thermique. Par contre, une pièce soudée avec ce métal d'apport devra ramener la résistance au cisaillement de ce dernier au niveau de l'alliage avant sa soudure. Différents essais de dureté sur des pièces soudées seront effectués afin de s'assurer de la résistance réelle de la pièce. Les simulations seront reprises en prenant compte les nouvelles propriétés de la pièce soudée si celle-ci n'a pas repris totalement sa résistance en cisaillement avant soudage.

3.5. Nettoyage et dégraissage

Les pièces pour la soudure auront été usinées. Les lubrifiants utilisés devront être éliminés afin de garantir la qualité de la soudure. Le dégraissage pourra être effectué en essuyant, brossant, pulvérisant ou en vaporisant avec une machine commerciale. Sous aucune circonstance l'acier, le laiton ou le cuivre ne devra être utilisé pour effectuer le nettoyage et/ou le dégraissage. Les outils utilisés devront aussi ne pas avoir été contaminés par les éléments mentionnés précédemment. Un traitement chimique sera peut-être envisageable afin d'enlever la mince couche d'oxyde.

Nous allons maintenant parler des procédés de soudage. Parmi les procédés de soudage les plus utilisés, nous retrouvons le MIG (Metal Inert Gas) et le TIG (Tungsten Inert Gas). Ces deux procédés de soudages à l'arc électrique possèdent des caractéristiques différentes, ce qui entraîne des utilisations différentes. Le procédé MIG utilise une électrode consommable qui agit comme métal d'apport. Un gaz inert tel l'argon ou l'hélium assure la protection du bain de fusion. Ce procédé permet une grande vitesse de soudage et un grand taux de déposition. De plus, la taille de la zone affectée thermiquement (ZAT) est inférieure à celle obtenue par le procédé TIG. Le procédé MIG est utilisé pour le soudage de pièces dont l'épaisseur est supérieure à 3 mm. C'est donc ce procédé qui sera favorisé pour souder les pièces du moyeu et du porte-moyeu.

Nous allons maintenant parler de l'effet de la soudure sur la fatigue de la pièce. Plusieurs facteurs influencent la durée de vie d'une pièce soudée, il y a tout d'abord la présence de contraintes résiduelles et la microstructure de la ZAT. Il faut également ajouter à cela d'autres facteurs spécifiques aux joints soudés, soit la géométrie du cordon, la géométrie du joint et les

défauts de soudure. La géométrie du cordon est le facteur qui influence majoritairement la durée de vie en fatigue d'un joint soudé. En effet, celle-ci entraîne de fortes concentrations de contraintes locales, ce qui constituent des sites d'amorçage. Cette géométrie est définie par le rayon en pied de cordon (ρ), l'angle de raccordement (θ), la longueur de la racine(h) et l'épaisseur des plaques soudées. La figure 3.5 montre ces paramètres.

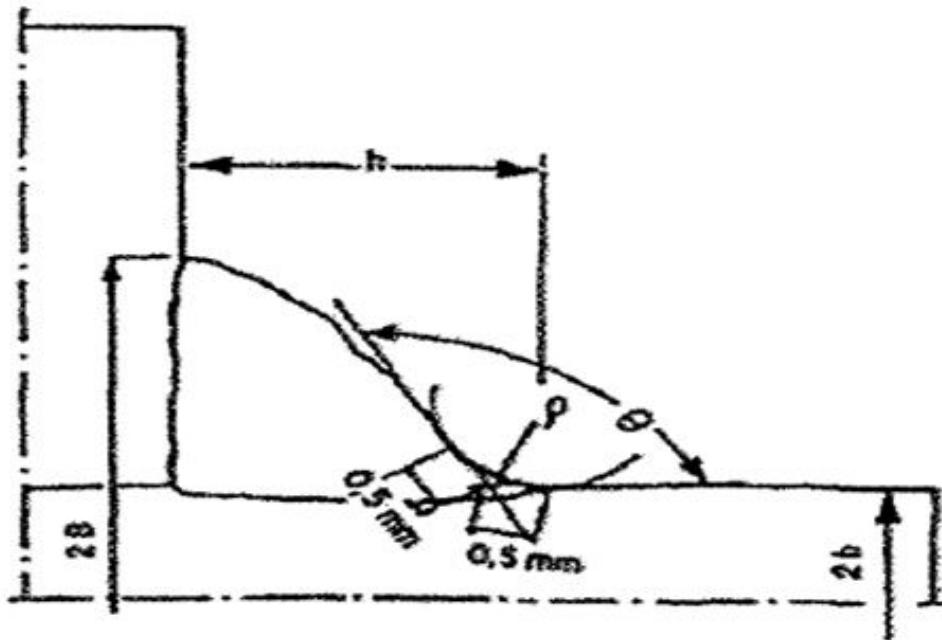


Figure 3.5: Paramètres de la géométrie du cordon

Plus le rayon est faible et l'angle de raccordement près de 90° , plus le coefficient de concentration de contrainte est élevé et la durée de vie en fatigue basse. La figure 3.6 illustre ceci. Ainsi, une soudure bout à bout n'aura pas la même durée de vie qu'une soudure d'angle puisque l'angle de raccordement n'est pas le même, ce qui entraîne des distributions de contraintes différentes.

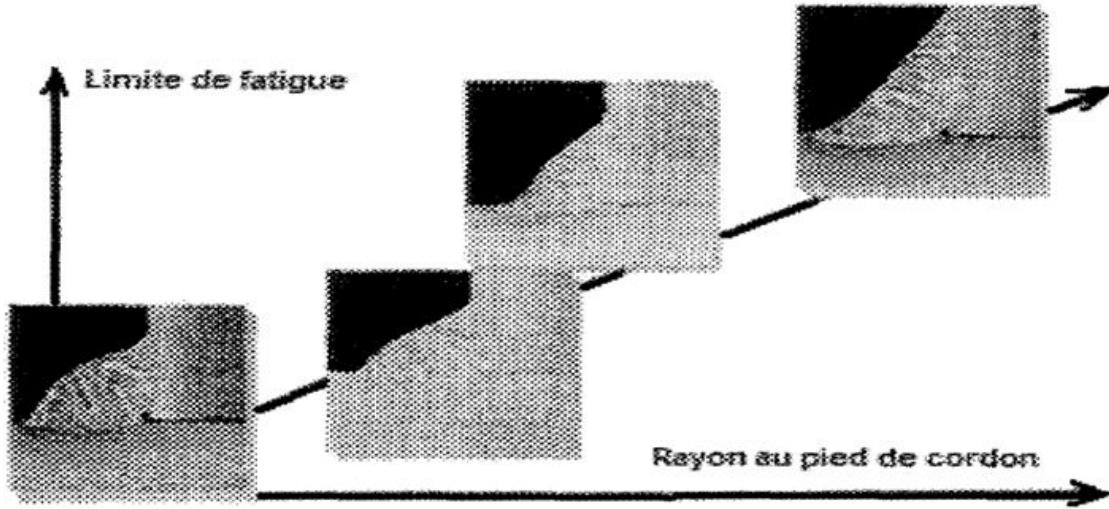


Figure 3.6: Limite de fatigue en fonction du rayon du cordon

La géométrie globale du joint a également une influence sur sa durée de vie en fatigue (figure 3.6). Bien que cette géométrie n'influence pas directement la contrainte locale dans le rayon en pied de cordon, elle a un effet sur la contrainte structurale. Par exemple, un joint composé de deux tubes soudés à 90° n'aura pas la même durée de vie qu'un joint à 60° pour un cas de chargement équivalent puisque la distribution des contraintes en pied de cordon ne sera pas la même. La présence de défauts de soudure contribue aussi à diminuer la durée de vie en fatigue. Les défauts typiquement rencontrés sont :

- manque de fusion;
- manque de pénétration;
- fissure de solidification;
- écartement excessif en racine, porosités.

Ces défauts agissent comme concentrateurs de contraintes ou amorce de fissures. Un contrôle précis du procédé de soudure permet de diminuer la quantité de défauts, mais pas nécessairement de les éliminer complètement.

Plusieurs méthodes sont utilisées pour augmenter la durée de vie en fatigue des joints soudés. On peut regrouper celles-ci selon deux catégories:

1. modification de la géométrie du cordon :
 - usinage du pied de cordon ;
 - refonte du cordon (TIG dressing);
 - utilisation d'électrodes spéciales.
2. modification des contraintes résiduelles :

- élimination des contraintes de tension;
 - recuit de détente ;
 - traitement thermique de durcissement structural complet.
- ajout de contraintes de compression :
 - grenaillage;
 - martelage;
 - surcharge.

L'utilisation d'un matériau de base possédant une limite d'endurance supérieure peut aussi être une solution acceptable, pourvu que celui-ci soit soudable. De plus, plusieurs de ces méthodes peuvent être utilisées en même temps. Toutefois, l'ensemble de ces options a une influence directe sur le coût de fabrication. Il faut donc sélectionner le meilleur compromis.

Nous avons donc décidé d'usiner les pieds de cordons, ce qui élimine les concentration de contraintes dues à la forme de la soudure et augmente la limite de fatigue (figure 3.6). L'usinage minimal nous permettra un meilleur rendement prix/durée de vie.

4. Experiments

Comme mentionné précédemment, le nouveau procédé de fabrication suggéré des portemoyeux et des moyeux par assemblage soudé affecte les propriétés mécaniques de l'alliage d'aluminium 6061-T6 utilisé. De plus, l'alliage du métal d'apport utilisé lors du soudage offre des propriétés moindres que le métal formant la pièce. Par conséquence, les endroits où il y aura soudure seront moins robustes. Afin de remédier à ces situations, un traitement thermique de type T6 devra être effectué sur les pièces après qu'elles aient été soudées. La littérature n'étant pas clair au sujet de l'effet des traitements thermiques sur les soudures, nous avons décidé d'effectuer des expérimentations sur deux métaux d'apport différents, soit le 4043 et le 4643. Quatre séries d'essai ont été réalisées, une sur une tige soudée avec du 4043 et ensuite traité thermiquement, une sur une tige soudée avec du 4043 sans aucun traitement thermique, une autre sur une tige soudée avec du 4643 et ensuite traité thermiquement et finalement une dernière sur une tige soudée avec du 4643 sans aucun traitement thermique. De cette façon, nous pourrons observer si le traitement thermique affecte les métaux d'apport utilisés et nous pourrons aussi comparer ces derniers entre eux.

Le but de nos expérimentations est de vérifier si le traitement thermique T6 a un effet sur les soudures (zones affectées thermiquement et zones fondues).

Pour ce faire, voici la procédure que nous avons suivie :

4.1. Preparation of samples at the mechanical workshop:

Afin d'obtenir les résultats les plus comparables possibles, la même procédure a été appliquée à tous les échantillons testés. C'est donc dire que, bien que le singulier soit utilisé, la procédure détaillée ci-dessous s'applique à toutes les pièces testées.

Nous avons commencé par déterminer les dimensions et la technique utilisée afin de réaliser la pièce à tester. Deux tiges rectangulaires de $3/4'' \times 1'' \times 6''$ (longueur) ont été soudées bout à bout. Étant donné que seulement des tiges de $1''$ carré étaient disponibles, ces dernières ont du être machinées aux dimensions désirées. Nous avons choisi ces dimensions afin de se rapprocher le plus possible des dimensions qu'auront les composantes à souder sur les pièces réelles et de permettre la compatibilité des échantillons avec les appareils du laboratoire (polisseuse et presse de traction). Des essais de dureté ont quand même été réalisés sur une de ces tiges afin de savoir les propriétés du matériau de base, c'est-à-dire avant qu'il y ait soudage. Le tableau 4.1 nous montre les résultats obtenus.

Surface où les essais sont effectués	Surface originale	Côté original	Surface où le machinage a eu lieu
Dureté Rockwell F Bille de 1/16" 60 kgF	90,9	88,7	90,6
	89,8	90,3	90,7
	89,4	89,2	87,1
	90,4	89,6	90,1
	90,8	90,2	91,3
Moyenne	90,26	89,6	89,96
Moyenne totale		89,94	

Tableau 4.1: Dureté de la tige originale d'aluminium 6061-T6 utilisée pour les essais

En comparant les duretés entre elles, nous pouvons affirmer que l'usinage d'une surface n'a pas affecté les propriétés de la tige de façon significative. De plus, en comparant les duretés obtenues avec celles données dans la littérature (ASM), nous pouvons être certains que le métal de base est un alliage d'aluminium 6061-T6. En effet, les duretés moyennes de 89,9 se rapprochent fortement du 91 que nous aurions obtenu. Ce léger écart est peut-être causé par la calibration de la machine utilisée.

Ensuite, des chanfreins ont été effectués à une extrémité de chacune des tiges. Ces chanfreins permettent à la soudure d'avoir une bonne pénétration. La figure 4.1 ci-dessous illustre les chanfreins effectués.

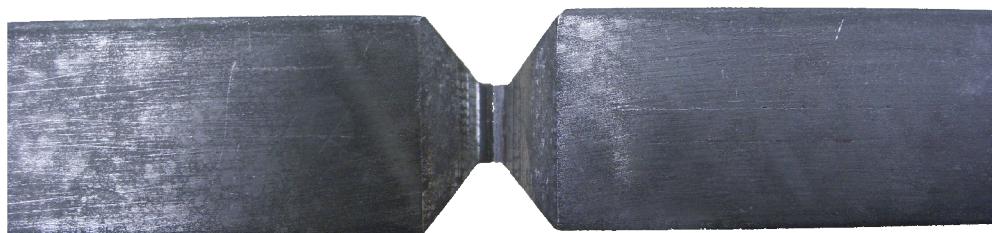


Figure 4.1: Chanfreins aux extrémités des tiges

Une fois les deux tiges préparées, elles ont été soudées bout à bout à l'aide du procédé TIG (Tungsten Inert Gas) et du métal d'apport désiré. Étant donné l'épaisseur des tiges, plusieurs passes de soudures sur chaque côté ont été nécessaires afin d'obtenir les échantillons.

Finalement, les échantillons ont été machinés pour permettre un bon alignement et un beau fini de surface des tiges soudées. Les dimensions approximatives des échantillons testés sont de $\frac{1}{2}'' \times \frac{3}{4}''$.

Toutes les étapes présentées dans la section ci-dessus ont été effectuées par M. Denis Tremblay qui est machiniste à l'Université du Québec à Chicoutimi.

4.2. Préparation des échantillons au laboratoire :

Une fois les échantillons soudés en main, il fallait les préparer afin de pouvoir les observer et faire les essais de dureté et de traction. Les étapes de préparation nécessaires aux expérimentations sont présentées dans le texte qui suit.

Nous avons débuté la préparation des échantillons par un polissage grossier des quatre faces avec un papier 220, suivi d'un polissage plus fin avec un papier 500. Nous avons arrêté le polissage à cette étape, car aucune analyse métallographique et observation microscopique n'étaient prévues. Dans le cas contraire, il aurait fallu continuer le polissage avec un papier 800, un tapis surplombé de pâte de diamants synthétiques 5 microns, un tapis surplombé de pâte de diamants synthétiques 1 micron et un polissage final à l'aide de pâte de silice 0,5 micron.

Ensuite, une attaque chimique (figure 4.2) a été effectuée afin de faciliter l'observation des différentes zones (soudure et métal de base) et de permettre de voir les grains. Cette attaque chimique a été réalisée à l'aide d'une solution ayant les proportions suivantes :

- 15 millilitres d'acide chlorhydrique
- 15 grammes de sulfate de cuivre ($\text{CuSO}_4 \cdot 5\text{H}_2\text{O}$)
- 90 millilitres d'eau

Une fois les pièces attaquées, un rinçage à l'acide nitrique concentré à 68-70% suivi d'un rinçage à l'eau sont effectués.

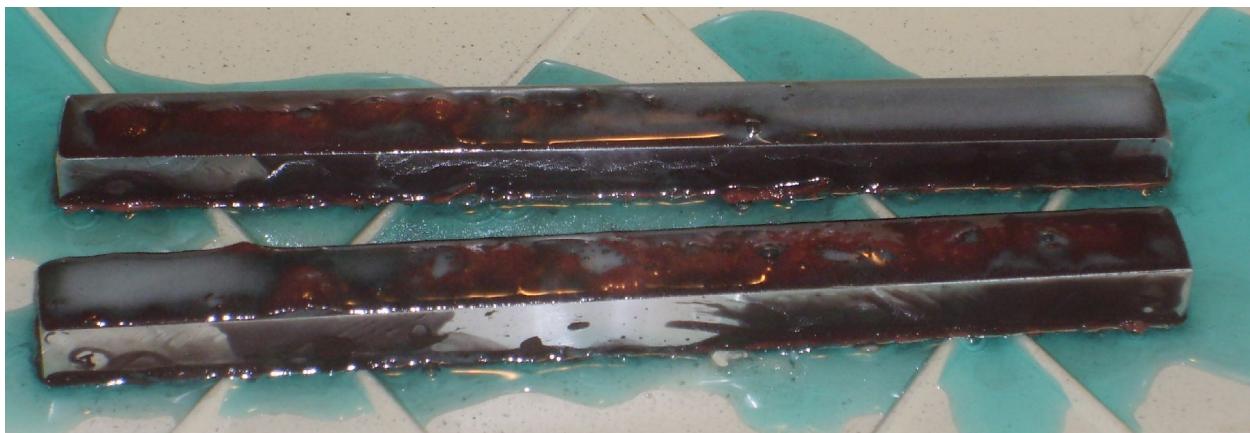


Figure 4.2: Attaque chimique sur les échantillons

4.3. Essais :

Deux types d'essai ont été réalisé afin de caractériser et de comparer les différentes méthodes de fabrication. Des essais de dureté ont été effectués sur différentes parties de chacun des échantillons et ce avant et après les traitements thermiques le cas échéant. Ensuite, des essais de traction ont été effectués sur toutes les tiges.

Les essais de dureté ont été réalisés à l'aide de l'appareil Time TH-320, tandis que les essais de traction ont été réalisés avec la presse de traction MTS Alliancne RT/100 (figure 4.3). Ces deux appareils sont disponibles aux laboratoires du P2-2120 et P2-2115 de l'Université du Québec à Chicoutimi. La présentation et l'analyse des résultats obtenus sont disponibles à la section 4.6.

Toutes les étapes de préparation ainsi que tous les essais ont été effectués avec l'étroite collaboration de M. Gilles Lemire, technicien en métallurgie de l'Université du Québec à Chicoutimi.



Figure 4.3: Presse de traction

4.4. Spécifications des 4 échantillons utilisés :

L'échantillon A est composé de deux tiges rectangulaires d'aluminium 6061-T6 soudées bout à bout au TIG à l'aide du métal d'apport 4043. L'échantillon A n'a subi aucun traitement thermique et ses dimensions sont présentées dans le tableau 4.2.

Mesure	Largeur	Épaisseur	Aire
1	18,87 mm	12,57 mm	237,20 mm ²
2	18,83 mm	12,59 mm	237,07 mm ²
3	18,85 mm	12,58 mm	237,13 mm ²
Moyenne	18,85 mm	12,58 mm	237,13 mm²

Tableau 4.2: Dimensions exactes de la zone soudée de l'échantillon A

L'échantillon B est composé de deux tiges rectangulaires d'aluminium 6061-T6 soudées bout à bout au TIG à l'aide du métal d'apport 4043. L'échantillon B a subi un traitement thermique T6 et ses dimensions sont présentées dans le tableau 4.3.

Mesure	Largeur	Épaisseur	Aire
1	18,72 mm	12,23 mm	228,95 mm ²
2	18,80 mm	12,29 mm	231,05 mm ²
3	18,75 mm	12,26 mm	229,88 mm ²
Moyenne	18,76 mm	12,26mm	229,96 mm²

Tableau 4.3: Dimensions exactes de la zone soudée de l'échantillon B

L'échantillon C est composé de deux tiges rectangulaires d'aluminium 6061-T6 soudées bout à bout au TIG à l'aide du métal d'apport 4643. L'échantillon C a subi un traitement thermique T6 et ses dimensions sont présentées dans le tableau 4.4.

Mesure	Largeur	Épaisseur	Aire
1	18,04 mm	12,54 mm	226,22 mm ²
2	18,05 mm	12,50 mm	225,63 mm ²
3	18,06 mm	12,44 mm	224,67 mm ²
Moyenne	18,05 mm	12,49mm	225,44 mm²

Tableau 4.4: Dimensions exactes de la zone soudée de l'échantillon C

L'échantillon D est composé de deux tiges rectangulaires d'aluminium 6061-T6 soudées bout à bout au TIG à l'aide du métal d'apport 4643. L'échantillon D n'a subi aucun traitement thermique et ses dimensions sont présentées dans le tableau 4.5.

Mesure	Largeur	Épaisseur	Aire
1	18,34 mm	12,28 mm	225,22 mm ²
2	18,34 mm	12,32 mm	225,95 mm ²
3	18,35 mm	12,29 mm	225,52 mm ²
Moyenne	18,34 mm	12,30mm	225,58 mm²

Tableau 4.5: Dimensions exactes de la zone soudée de l'échantillon D

Tous les échantillons ont été fabriqués à l'aide de l'aluminium 6061-T6 afin de se rapprocher le plus possible du cas réel. De plus, afin d'assurer une bonne comparaison des différents paramètres que nous voulions vérifier (capacité des métaux d'apport au traitement thermique et comparaison du métal d'apport 4043 avec le 4643) le même procédé de fabrication a été utilisé pour tous les échantillons, c'est-à-dire tiges identiques soudées bout à bout au TIG.

4.5. Traitement thermique :

Afin de retrouver les propriétés mécaniques initiales du métal de base et d'augmenter celles du métal d'apport le plus près possible de celles de l'aluminium 6061-T6, un traitement thermique devra être effectué sur les pièces finales.

Le traitement thermique qui a été effectué est celui du procédé de durcissement structural T6 complet. Ce traitement débute par une mise en solution à 530°C pendant 4h00. Le temps de mise en solution doit être assez long afin de permettre la mise en solution au niveau du cœur de la pièce. Aucun effet négatif ne risque d'influencer la pièce dans le cas d'une mise en solution trop longue, si ce n'est que la gaspille d'énergie et de temps (aspect non négligeable en industrie). Pour cette raison, dans l'incertitude il est préférable de laisser la pièce plus longtemps dans le four, car une mise en solution incomplète ne permettra pas d'atteindre les

propriétés mécaniques maximales. Après cela, une trempe à l'eau à température ambiante est effectuée. Le délai entre la sortie de la pièce du four et son immersion dans le bain d'eau doit être le plus faible possible. Finalement, les pièces subissent un traitement de vieillissement artificiel à 170°C pendant 8h00. Pour la partie vieillissement, il est important de respecter les temps et les températures recommandés, car un délai trop court ne permettra pas l'obtention des propriétés mécaniques optimales, tandis qu'un temps de vieillissement trop long entraînera inévitablement une décroissance des propriétés mécaniques. Ce traitement T6 est celui prodigué par l'ASM.

C'est exactement cette procédure qui a été utilisée dans la préparation des échantillons. De plus, un délai de 16h00 a été nécessaire entre la trempe et le vieillissement. Il y a donc eu un léger mûrissement à température ambiante. Ce dernier est cependant négligeable par rapport au vieillissement artificiel.

Afin d'empêcher les pièces de se déformer lorsqu'elles sont chauffées, il faut s'assurer qu'elles soient installées de façon adéquate dans le four. Pour ce faire, toutes les pièces devraient être bien appuyées.

4.6. Présentation et analyse des résultats :

Les résultats des essais de dureté sont présentés dans cette section à l'aide de tableaux et de graphiques. Les tableaux montrent les mesures prises durant les expérimentations, tandis que les graphiques montrent les duretés avec la pièce en question en arrière plan. Les distances entre les marques sont relatives les unes aux autres et ne correspondent donc pas aux positions exactes sur les pièces.

a) Résultats sur l'échantillon A

Point	Dureté Rockwell F (bille de 1/16" et 60 kgF)
1	41,2
2	42,7
3	43,2
4	42,4
5	42,9
6	21,9
7 a)	Hors paramètre
7 b)	19,4
7 c)	19,6
8	40,8
9	54,4
10	40,8
11	46,0
12	44,2
13	40,2
14	40,7
15	37,3

Tableau 4.6: Duretés mesurées sur l'échantillon A

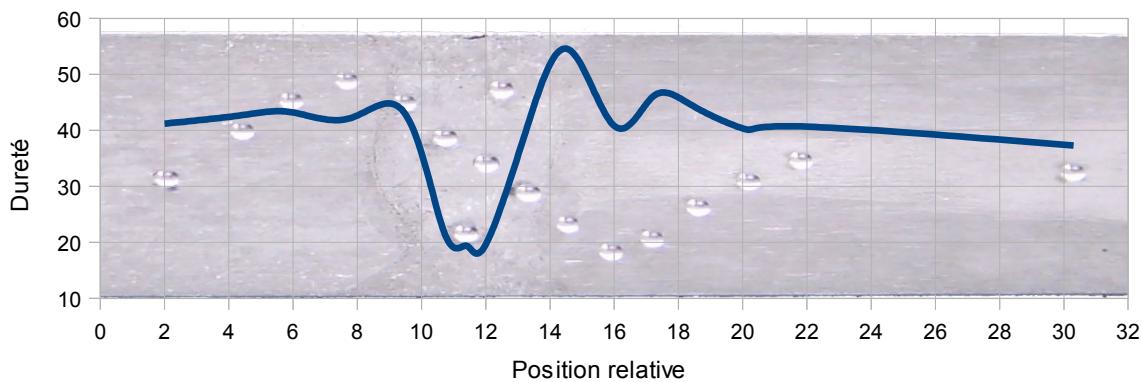


Figure 4.4: Graphique de dureté sur l'échantillon A

b) Résultats sur l'échantillon B

Point	Dureté Rockwell F (bille de 1/16" et 60 kgF)	
	Avant traitement thermique	Après traitement thermique
1	41,1	87,6
2	39,7	89,8
3	39,0	89,5
4	37,8	88,5
5	31,9	74,6
6	9,2	70,2
7 a)	14,8	78,7
7 b)	27,3	72,4
7 c)	35,1	78,1
8	38,5	73,6
9	40,4	88,2
10	40,6	89,8
11	39,9	90,7
12	33,3	89,4
13	33,6	88,2
14	31,3	91,3

Tableau 4.7: Duretés mesurées sur l'échantillon B

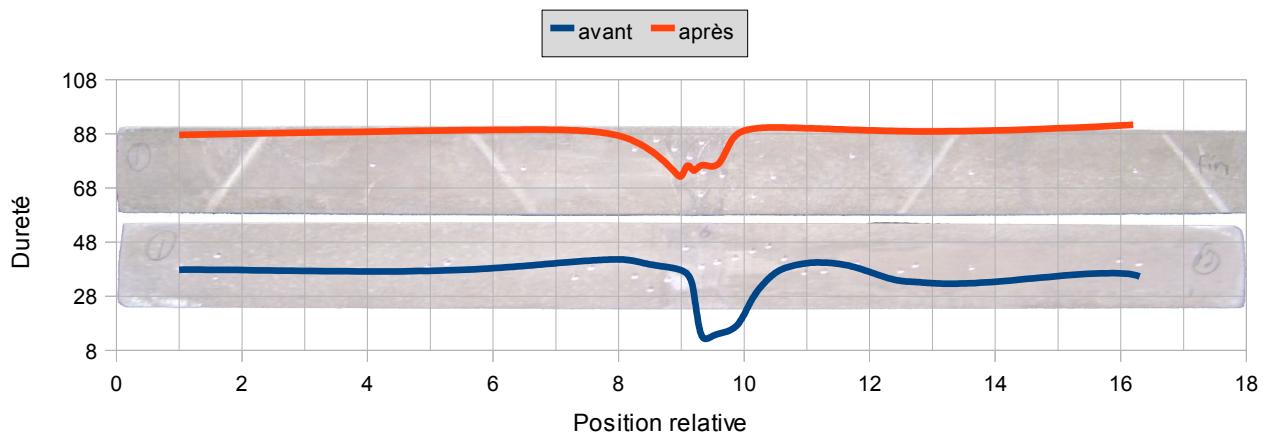


Figure 4.5: Graphique de dureté sur l'échantillon B avant et après traitement thermique

c) Résultats sur l'échantillon C

Point	Dureté Rockwell F (bille de 1/16" et 60 kgF)	
	Avant traitement thermique	Après traitement thermique
1	41,5	89,5
2	41,2	90,9
3	42,9	89,1
4	30,7	89,0
5	36,0	79,1
6	40,7	83,8
7	50,0	80,4
8	45,2	83,9
9	47,8	85,0
10	52,2	86,5
11	41,6	90,1
12	40,0	90,2
13	32,6	89,6
14	42,7	89,9
15	47,7	89,8

Tableau 4.8: Duretés mesurées sur l'échantillon C

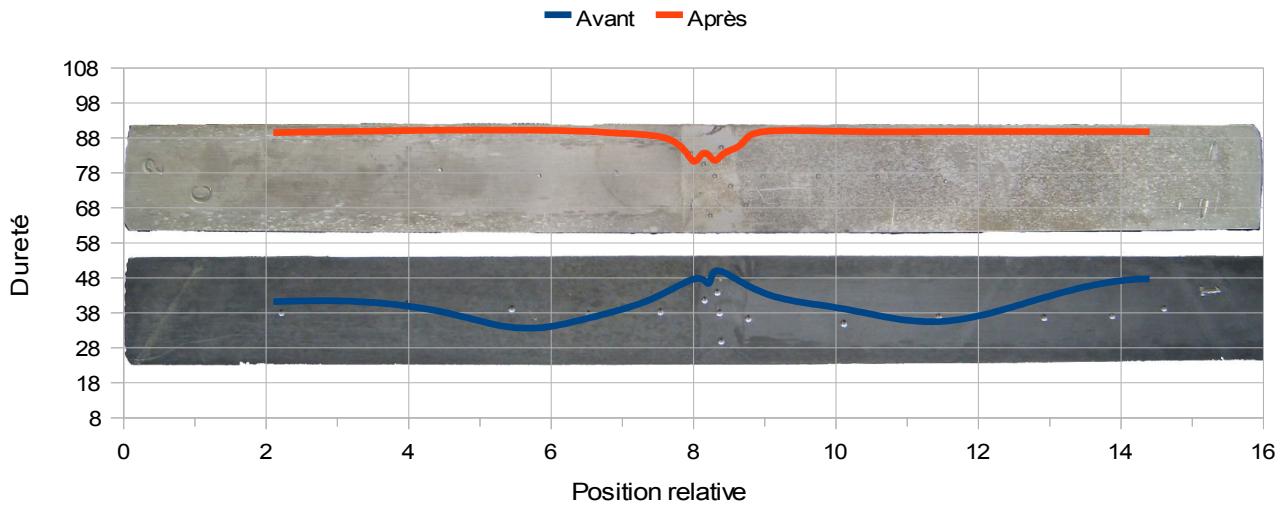


Figure 4.6: Graphique de dureté sur l'échantillon B avant et après traitement thermique

d) Résultats sur l'échantillon D

Point	Dureté Rockwell F (bille de 1/16" et 60 kgF)	
	Côté 1	Côté 2
1	24,0	37,9
2	19,4	36,6
3	29,7	30,5
4	40,2	25,2
5	40,3	39,3
6	42,5	43,4
7	33,2	48,4
8	43,0	56,5
9	41,8	42,8
10	42,0	39,3
11	42,1	35,1
12	41,1	24,4
13	40,5	29,9
14	27,3	-
15	24,0	-
16	33	-
17	38,1	-

Tableau 4.9: Duretés mesurées sur l'échantillon D

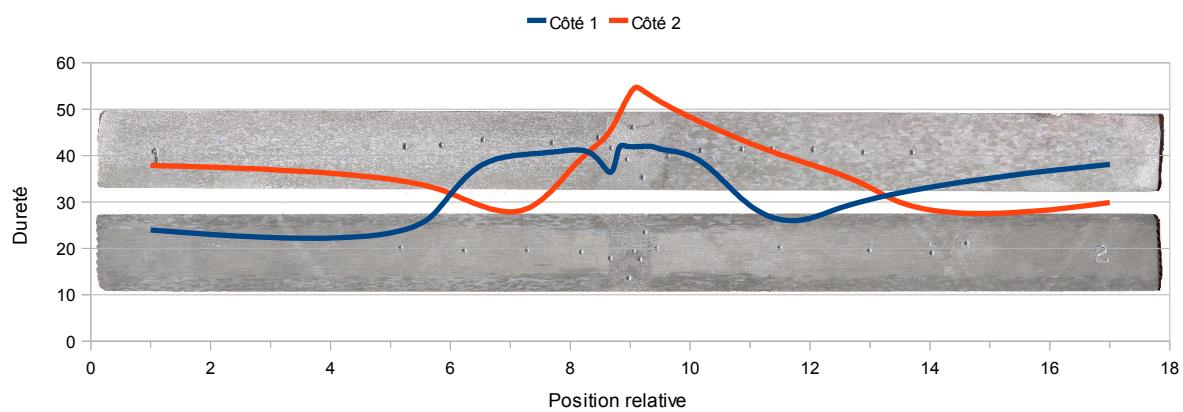


Figure 4.7: Graphique de dureté sur l'échantillon D du côté 1 et 2

Comme les 2 faces n'étaient pas identiques (un côté avait de petits grains et l'autre avait de gros grains)(voir figure 4.7), nous avons fait des essais de dureté sur chacune des deux faces.

4.7. Conclusion des résultats des expérimentations

Le tableau 4.10 offre un résumé des résultats obtenus sur les différents échantillons. Il permet de facilement comparer les différentes techniques d'assemblage testées.

Échantillon	Dureté HRF initiale hors soudure	Dureté HRF initiale sur la soudure	Dureté HRF après traitement thermique hors soudure	Dureté HRF après traitement thermique sur la soudure	Force maximale supportée
A (4043 et non traité)	37,3 à 54,4	19,4 à 21,9	NA	NA	17 143 N
B (4043 et traité)	31,3 à 41,1	9,2 à 38,5	87,6 à 91,3	70,2 à 78,7	28 585 N
C (4643 et traité)	30,7 à 52,2	45,2 à 50	89,0 à 90,9	79,1 à 86,5	24 378 N
D (4643 et non traité)	19,4 à 42,1	33,2 à 56,5	NA	NA	15 131 N

Tableau 4.10: Tableau comparatif des résultats

Les duretés présentées dans le tableau 4.10 sont les limites inférieures et supérieures de chaque zone. Pour avoir plus de détails, se référer aux tableaux et aux figures présentés précédemment dans cette section.

De plus, pour ce qui est des forces maximales supportées, elles permettent seulement de confirmer que le traitement thermique a permis d'accroître les propriétés mécanique des soudures. Nous ne pouvons cependant rien quantifier ou tirer de conclusions par rapport à ces résultats. En effet, comme le montre les figures 4.8 et 4.9, vu l'irrégularité des zones soudées, aucune affirmation ne peut être faite par rapport aux essais de traction. Comme nous avons pu le constater, la présence de défauts (fissures, porosité et inclusions) ainsi que la différence entre les surfaces des soudures empêchent la caractérisation des soudures à l'aide des essais de traction. Nous tirerons donc nos conclusions à l'aide des essais de dureté.

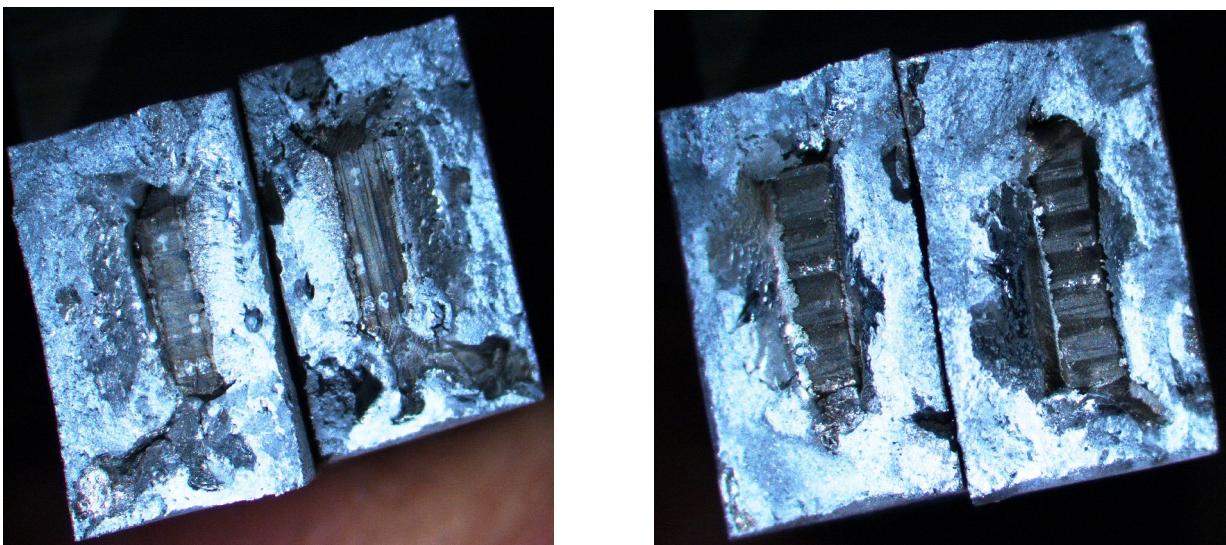


Figure 4.8: Zones de rupture sur l'échantillon A et B

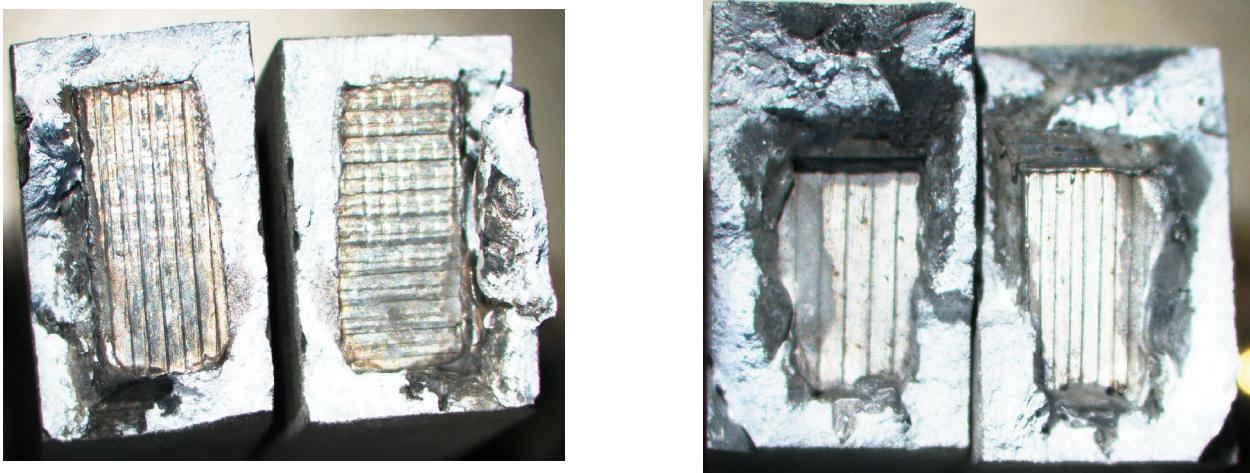


Figure 4.9: Zones de rupture de l'échantillon C et D

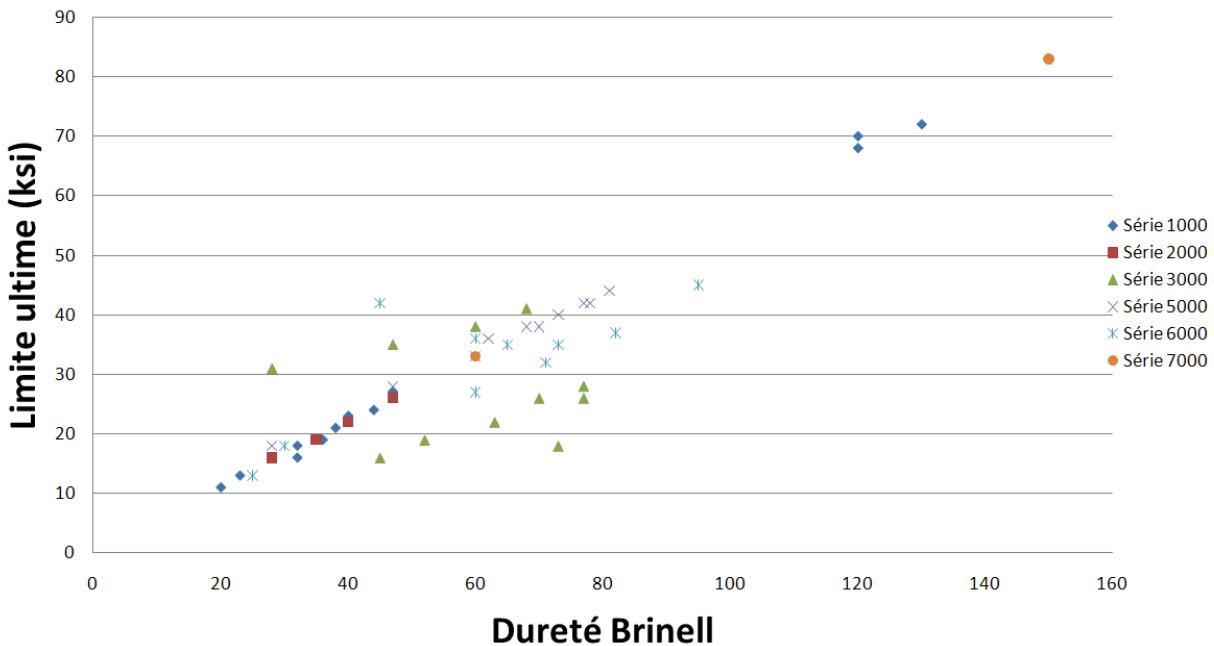


Figure 4.10: Relation entre la dureté et la limite ultime de certains alliages d'aluminium

Comme le montre la figure 4.10, la relation entre la dureté et la limite ultime des alliages d'aluminium n'est pas parfaitement linéaire. Cependant, la plupart du temps, plus la dureté est élevée, plus les propriétés mécaniques de l'alliage seront élevées. C'est donc à partir de cette affirmation que nous avons tiré nos conclusions.

Nos expérimentations ont permis de répondre aux interrogations que nous avions. Les gains importants sur les duretés après le traitement thermique, comparativement à avant prouvent hors de tous doutes que les pièces deviennent plus résistantes. En effet, les duretés obtenues sur le métal de base après le traitement thermique se rapprochent de la dureté présentée dans la littérature qui est de 91 HRF et de la dureté initiale du matériau utilisé qui était 90 HRF. De

plus, concernant l'objectif principal de nos expérimentations qui était de vérifier l'effet du traitement thermique T6 sur les soudures, les résultats ont été très intéressants. Les duretés prises sur les soudures après le traitement thermique sont beaucoup plus élevées. Les duretés moyennes de la soudure faite avec le 4043 passent de 20.8 HRF à 74.6 HRF, tandis que les duretés moyennes de la soudure faite avec le 4643 passent de 47.7 HRF à 83.1 HRF. Nous pouvons donc affirmer qu'il est possible d'augmenter les propriétés mécaniques d'un assemblage en aluminium 6061-T6 soudé à l'aide d'un métal d'apport d'aluminium 4043 ou 4643.

Nous pouvons aussi constater que même si les duretés ont passablement augmentées sur les soudures, elles restent toujours légèrement inférieures comparativement à celle du métal de base. C'est pour cette raison et à cause des défauts présents dans les soudures (figure 4.11) qu'il y a toujours rupture dans la zone soudée. Afin de remédier à cette situation les suggestions suivantes ont été faites. La grosseur des cordons de soudures peut être augmentée afin d'en augmenter la résistance. Le soudeur qui effectue les soudures doit être qualifié afin de diminuer au maximum l'apparition de défauts.

De plus, la figure 4.12 illustre les différences majeures de microstructures que nous avons observées sur les échantillons. Effectivement, l'attaque chimique des échantillons a permis de voir des grains de différentes grossesurs. La barre originale avait de très petits grains sur un côté et des grains moyens sur l'autre, tandis qu'une fois soudé les barres avaient des grains moyens sur un côté et de très gros grains sur l'autre. Nous avons donc investiguer le procédé de fabrication des échantillons afin de déterminer d'où venaient ces importantes différences au niveau de la microstructure, pour s'apercevoir que c'est l'historique de la barre d'aluminium utilisée qui était en cause. Cette péripétie nous a permis d'apprendre qu'il est important de bien connaître l'historique des matériaux utilisés et de d'être au courant de toutes les étapes de fabrication qui mènent à l'obtention de la pièce finale.

Finalement, vu le comportement assez imprévisible des soudures, des essais devront quand même être faits sur les pièces finales, d'où l'avantage d'avoir un procédé de fabrication peu compliqué et peu dispendieux.



Figure 4.11: Défauts dans les soudures

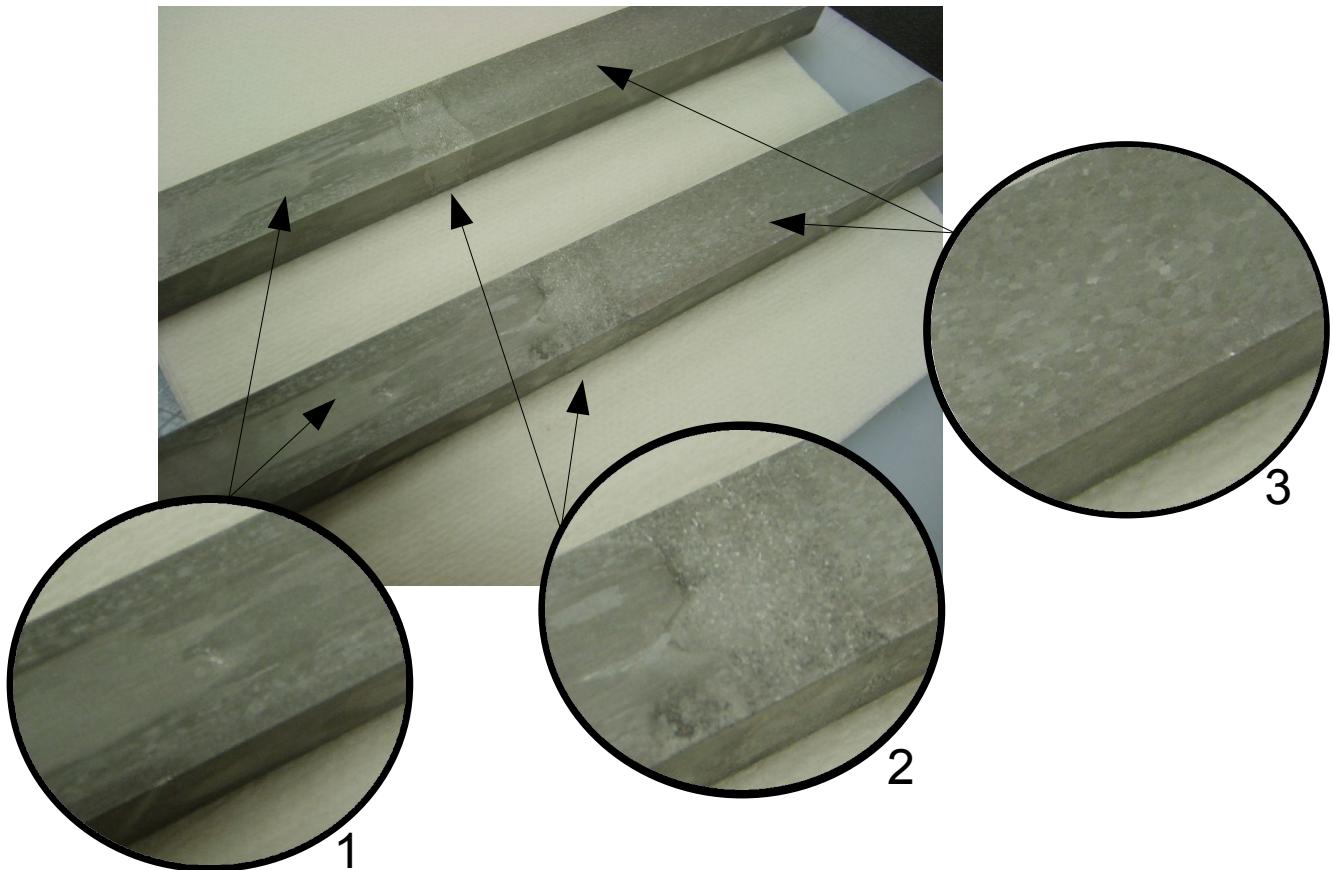


Figure 4.12: Microstructure des échantillons

5. Éléments de conception

En ayant l'information sur les matériaux, les méthodes de fabrication et les recherches théoriques, la conception du projet a été divisée en trois étapes principales :

1. la création de matrices de décisions afin de déterminer le matériau et la méthode de fabrication optimaux;
2. la conception et l'optimisation de la nouvelle géométrie en considérant que la méthode de fabrication change;
3. la conception du procédé de fabrication : moulage et/ou soudage et/ou usinage et/ou formage, etc.

Nous avons commencé la conception de l'assemblage par le disque de frein, car cette pièce peut être redimensionnée afin de mieux répondre aux objectifs. Tout redimensionnement du disque de frein nécessite de revoir la dimension et les points d'attache du "caliper", ce qui engendrait une légère modification du porte-moyeu. Pour cette dernière raison, la deuxième étape de conception était celle du porte-moyeu. De plus, ce dernier était soumis à plusieurs contraintes de conception comparativement au moyeu. La plus grande proportion du coût de l'assemblage venait du porte-moyeu. Les dimensions du porte-moyeu, qui fait le lien entre l'assemblage de la roue et la voiture, étaient déterminées par les emplacements des bras d'attache de suspension. Finalement, nous avons passé à la conception du moyeu afin de compléter l'assemblage.

5.1. Conception du système

Avant d'avoir débuté la conception de chaque pièce, nous avons conçu un système d'assemblage afin de nous assurer d'une bonne interaction entre chacune des pièces. L'assemblage actuel ne permettait pas d'enlever le disque de frein sans démonter le moyeu, ce que le promoteur souhaitait rectifier. Un système d'ajustement temporaire devra être mis en place afin de pouvoir modifier et trouver la meilleure inclinaison des roues. Ce système doit être utilisé durant la phase expérimentale de la voiture. Pour la compétition, le porte-moyeu doit être fabriqué en tenant compte des données reçues durant ces séances expérimentales.

Cette partie de la conception du système a été faite sur papier dans le but de mieux planifier et de préparer la conception des pièces individuelles, détaillées ci-dessous dans les sections 5.2. et 5.3.

5.2. Disque de frein

- a) Détermination des dimensions et des contraintes :

En tenant compte du poids de la voiture, de la vitesse et des distances lors de la compétition, nous avons déterminé les contraintes qui agissent sur les disques de frein. Ensuite, selon la friction du matériau choisi et les températures atteintes, nous avons déterminé les dimensions et la forme des disques de freins. La dimension du disque de frein a déterminé à son tour les emplacements des attaches du caliper sur le porte-moyeu et de la sorte, la marque, la forme et les dimensions de ce dernier.

- b) Dessins Solidworks :

À partir des croquis et de la conception sur papier, nous avons dessiné chacune des pièces. Le dessin du disque de frein a servi à faire le dessin du porte-moyeu et du moyeu.

c) Étude CosmosWorks

L'étude CosmosWorks nous a permis de valider nos hypothèses de conception. Pour le disque de frein, cette étude était très importante, car elle permettait de visualiser l'effet de la température sur la pièce.

d) Optimisation

Afin d'avoir des pièces qui répondent le mieux aux objectifs, nous avons optimisé chaque pièce avec les outils précédents. L'optimisation s'est faite par processus itératif en modifiant les dessins de Solidworks et en faisant des études sur Cosmos.

5.3. Porte-moyeu et moyeu

a) Détermination des dimensions et des contraintes

Les dimensions ont été prises par des mesures directement sur la voiture Formule SAE actuelle. Les dessins et les études déjà faits auparavant ont également été utilisés pour la prise des dimensions.

Les contraintes maximales ont été prises à partir des caractéristiques des pneus. Les contraintes appliquées sur le moyeu et porte-moyeu ne peuvent pas dépasser les forces reprises par les pneus. Au-dessus des forces maximales pouvant être reprises par les pneus, ces derniers glissent et les contraintes deviennent très faibles. À partir de ce point, nous pourrons optimiser en calculant en détail les forces prévues sur chaque pièce.

b) Dessins Solidworks

À partir des croquis et de la conception sur papier, nous avons dessiné chacune des pièces. Le dessin du disque de frein a servi en partie à faire le dessin du porte-moyeu et du moyeu.

c) Étude CosmosWorks

L'étude CosmosWorks nous a permis de valider nos hypothèses de conception.

d) Optimisation

Afin d'avoir des pièces qui répondent le mieux aux objectifs, nous avons optimisé chaque pièce avec les outils précédents. L'optimisation s'est faite par processus itératif en modifiant les dessins de Solidworks et en faisant des études sur Cosmos.

6. Calcul des forces sur la voiture

Afin de bien connaître les réactions aux roues, il est primordial de situer le centre de masse de la voiture. Il est difficile toutefois de connaître le centre de masse pour la voiture 2010 et celle future, mais celle des années antérieures nous donnera une bonne approximation. Les données seront prises sur la voiture construite en 2008. Lors de la prise de mesure, la voiture pesait 495 lb et le pilote 152 lb. La procédure pour le calcul du centre de gravité a été prise dans le livre Race Car Vehicule Dynamics [23] pg 666.

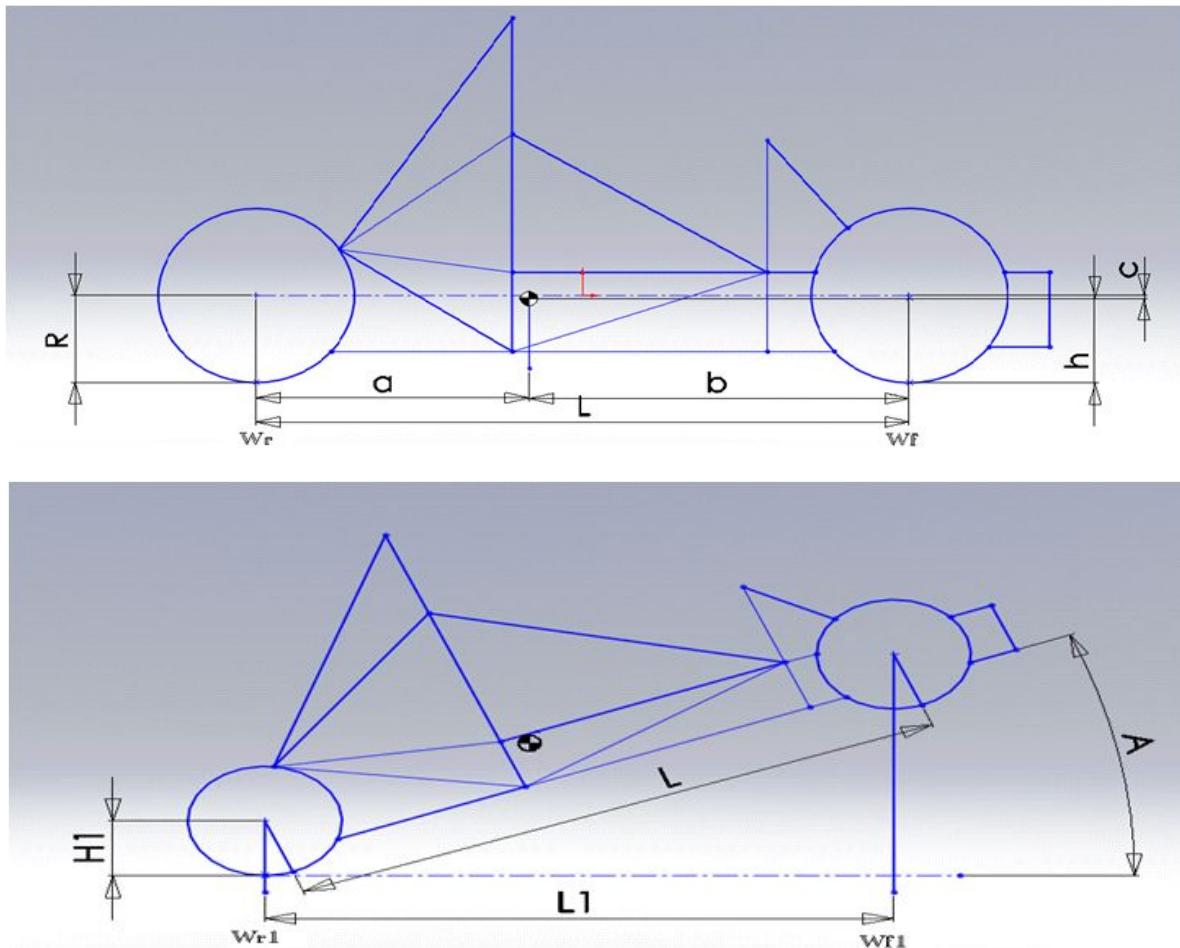


Figure 6.1: Répartition de masse

$$H : 9.5 \text{ po} \quad A : 27.3^\circ$$

$$W_R : 365.5 \text{ lbs} \quad W_{R1} : 378.5 \text{ lbs}$$

$$W_F : 328 \text{ lbs} \quad W_{F1} : 315 \text{ lbs}$$

$$L : 68 \text{ Po}$$

Tableau 6.1: Données expérimentales

À partir des dimensions de la voiture et de la répartition du poids de la voiture, il nous a été possible de déterminer la position du centre de masse de la voiture en x et en y.

a) Centre de gravité en x

$W_f = 305 \text{ lb}$	$W_r = 340 \text{ lb}$	$L = 68 \text{ Po}$	$\theta = 27^\circ$
$W = W_f + W_r$	$R = 9.5 \text{ Po}$	$W = 645 \text{ lb}$	

Tableau 6.2: Données initiales en x

$$b = \frac{W_r L}{W} \quad \text{po} \quad (6.1)$$

$$a = L - b \quad (6.2)$$

b) Centre de gravité en y

$W_f = 292.95 \text{ lb}$	$W_r = 352 \text{ lb}$
---------------------------	------------------------

Tableau 6.3: Données initiales en y

$$L_1 = \cos(\theta) = 60,588 \text{ po} \quad (6.3)$$

$$b_1 = \frac{W_r}{W} L_1 = 33,065 \text{ po} \quad (6.4)$$

$$h_1 = \frac{W_r L - Wb}{W \tan(\theta)} = 2,5 \text{ po} \quad (6.5)$$

$$h = h_1 + R = 12 \text{ po} \quad (6.6)$$

$$y = h_1 + R = 12 \text{ po} \quad (6.7)$$

6.1. Calcul des réactions aux roues

Maintenant que le centre de gravité a été déterminé, il est maintenant possible de calculer les réactions aux roues. Pour déterminer les roulements et déterminer les efforts sur les moyeux et portes moyeux, il faut d'abord connaître les réactions aux roues. Ce sont ces efforts qui agiront sur les moyeux et portes-moyeux. Il y a deux types de réactions qu'il faut considérer : les réactions en virage et les réactions en freinage.

En virage, une formule SAE peut supporter environ 1.5g latéral. Cette force appliquée au centre de gravité nous permet de calculer les efforts en virage. Vous trouverez sur les pages suivantes les efforts en virages au niveau de la roue intérieure et de la roue extérieure du virage.

Le graphique suivant nous montre les forces qui réagissent au niveau des roues.

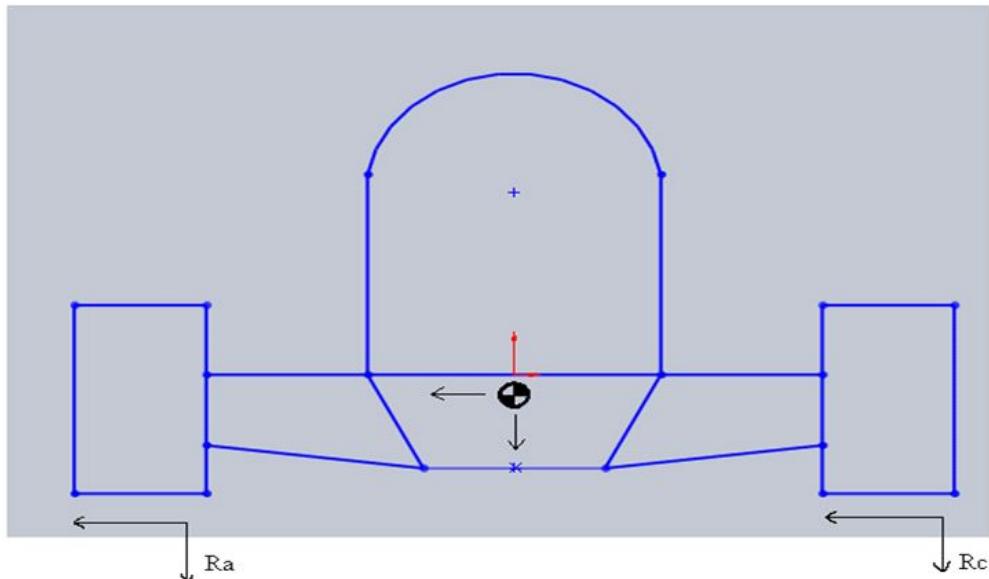


Figure 6.2: Calcul des réactions aux roues

$L = 50\text{po}$	$\text{Masse} = 650\text{lb}$	$\text{Centre de masse} = 12\text{po}$
-------------------	-------------------------------	--

Tableau 6.4: Données du centre de masse

$$F_{ay} = \frac{\text{Masse} \frac{L}{2} + 1,5 \text{Masse} * \text{Centre de masse}}{L} \quad (6.8)$$

$$F_{ayl} = \frac{F_{ay}}{2} \quad (6.9)$$

$$F_{cy} = \text{Masse} - F_{ay} \quad (6.10)$$

$$F_{cyl} = \frac{F_{cy}}{2} \quad (6.11)$$

$$\text{pourcentage de la masse sur les roues extérieures} = \frac{F_{ay}}{\text{Masse}} 100 \quad (6.12)$$

$F_{ay} = 559 \text{ lb}$ = Force verticale sur les roues extérieures

$F_{ayl} = 279,5 \text{ lb}$ = Force verticale sur une roue extérieure

$F_{cy} = 91 \text{ lb}$ = Force verticale sur les roues intérieures

$F_{cyl} = 45,5 \text{ lb}$ = Force verticale sur une roue intérieure

Pourcentage de la masse sur les roues extérieures = 86%

On peut déduire que l'effort en x sera également de 86% sur les roues extérieures.

$$F_{ax} = \frac{\text{pourcentage}}{100} \times 1,5 \text{ Masse} = 835 \text{ lb}$$

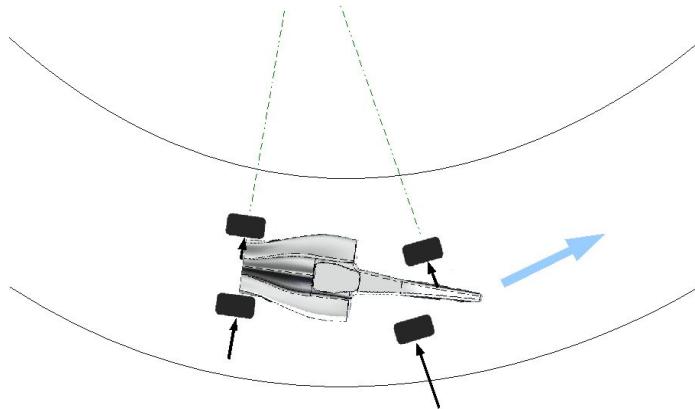
$$F_{axl} = \frac{F_{ax}}{2} = 419 \text{ lb}$$

$$F_{cx} = \frac{100 - 100 * \text{Pourcentage}}{100} \times 1,5 \text{ Masse} = 136 \text{ lb Force horizontale sur les roues ext.}$$

$$F_{cxl} = \frac{F_{cx}}{2} = 68,25 \text{ lb Force horizontale sur une roue extérieure}$$

6.2. Calcul des réactions aux roues en freinage

Pour les calculs en freinage, afin de déterminer les conditions extrêmes, nous utilisons une force de 2g. Le calcul est sensiblement le même que pour en virage. Ces efforts devront être pris en compte lors de la conception des moyeux et des portes-moyeux.



$L = 68\text{po}$	$\text{Masse} = 650\text{lb}$	$\text{Centre de masse} = 12\text{po}$
-------------------	-------------------------------	--

Tableau 6.5: Données du centre de masse

En utilisant les équations avec les données du tableau on obtient les résultats suivants :

$F_{ay} = 554,41 \text{ lb}$ = Force verticale sur les roues avant

$F_{ayl} = 277,21 \text{ lb}$ = Force verticale sur une roue avant

$F_{cy} = 95,59 \text{ lb}$ = Force verticale sur les roues arrières

$F_{cyl} = 47,79 \text{ lb}$ = Force verticale sur une roue arrière

$F_{cx} = 1109 \text{ lb}$ = Force horizontale sur les roues avant

$F_{cxl} = 554,41 \text{ lb}$ = Force horizontale sur une roue avant

Pourcentage de la masse sur les roues extérieures = 85,3%

On peut déduire que l'effort maximal en x sera également de 85% sur les roues avant.

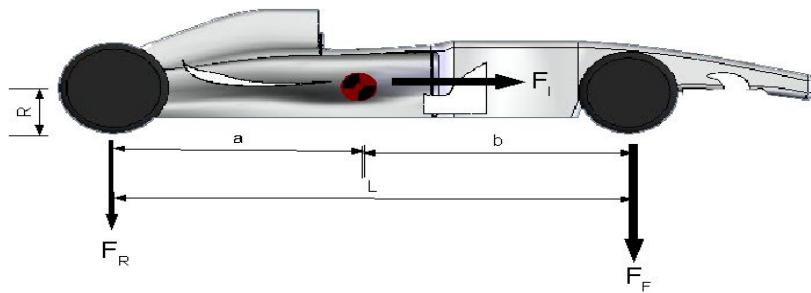
6.3. Calcul des fréquences

Selon les résultats d'expérimentation présentés durant le séminaire de Claude Rouelle du groupe Optimum G à Montréal, la fréquence des vibrations d'une roue sur un circuit de course est de 10Hz.

$$f_{roue} = 10\text{Hz}$$

La vitesse de la voiture varie de 0 à 120km/h. Une voiture FSAE ne roule jamais plus de 600 km/année. Si l'on veut que les pièces durent 5 ans, il faut que la voiture roule 3000 km.

Les roues utilisées par la FSAE sont de 19po de diamètre, ce qui donne une circonférence $Cir_{roue} = 59,7\text{po}$ ou $1,516\text{m}$.



$$f = \frac{V_{voiture}}{Cir_{roue}} \quad (6.13)$$

$$\text{On obtient une fréquence de } f = \frac{120}{3,6 * 1,516} = 21,986 \text{ Hz}$$

Le nombre de cycles est en fonction de la distance que la voiture va parcourir et la circonférence de la roue (6.14). Sur la distance de 3000km, on obtient $1,979 \times 10^6$ cycles.

$$\text{Cycles} = \frac{\text{Distance}}{Cir_{roue}} \quad (6.14)$$

7. Calcul des roulements

Pour le projet nous allons choisir le meilleur type de roulement qui correspond à notre assemblage, soit :

- La précharge ou le jeu interne du roulement et ajustement adapté.
- Les dispositifs de serrage.
- Le dispositif d'étanchéité adéquat.
- Le type et la quantité de lubrifiant.
- Et le procédé de montage et de démontage.

Les roulements utilisés devront subir des charges radiales ainsi qu'axiales importantes. Selon l'Annexe A, qui montre les caractéristiques des différents types de roulements, les roulements coniques sont ceux qui correspondent le mieux aux exigences. Pour les montages où la capacité de charge d'un seul roulement à rouleaux coniques est insuffisante ou lorsque l'arbre doit être guidé axialement dans les deux sens avec un jeu axial positif ou négatif déterminé comme c'est le cas dans notre projet, les roulements peuvent être fournis en ensembles appariés avec disposition.

Les ensembles appariés apportent une solution économique à de nombreux problèmes de montage et offrent de nombreux avantages :

- Simplicité de montage puisque les entretoises n'ont pas besoin d'être calibrées, ce qui évite les erreurs de montage;
- guidage axial précis de l'arbre; le jeu axial est déterminé à la fabrication;
- capacité de charge radiale et axiale élevée;
- maintenance facilitée; le lubrifiant peut être introduit par la rainure annulaire et les trous de lubrification prévus dans l'entretoise.

Reste à connaître quel type de montage nous allons utiliser. Dans les montages où les roulements sont disposés en O (figure 7.2), les deux bagues intérieures et les deux bagues extérieures sont séparées par des entretoises. Ces ensembles sont plus coûteux à produire que les ensembles disposés en X (figure 7.1). Dans les montages en O, les lignes d'action de la charge divergent vers l'axe du roulement, ce qui confère aux montages une bonne rigidité et leur permet de supporter des couples de déversement. Des charges axiales s'exerçant dans les deux sens peuvent être reprises par un roulement dans chaque direction.



Figure 7.1: Roulements en X

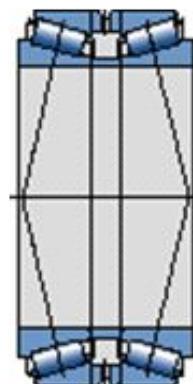


Figure 7.2: Roulements en O

Dans les ensembles appariés, tout déversement entre les bagues extérieures et intérieures ne peut être repris qu'entre les rouleaux et les chemins. Il convient d'éviter toute augmentation de la contrainte à l'intérieur du roulement liée à des défauts d'alignement. Si ces défauts sont inévitables, SKF recommande de recourir à un montage en X, moins rigide. C'est pour cette raison que le montage choisi sera celui en X.

Puisque les dimensions de l'arbre ne changeront pas, les dimensions des roulements resteront les mêmes. Comme nous pouvons voir sur la figure suivante, la dimension de l'arbre intérieure est de 1.5003 à 1.5010 pouces soit 38 mm en SI.

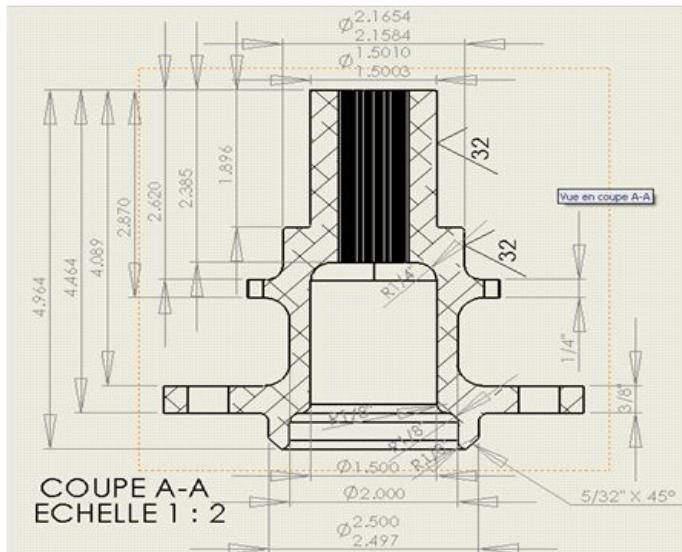


Figure 7.3: Coupe A-A du moyeu

Voici les tolérances données pour un roulement conique dont la bague intérieure est entre 30 et 50 mm que l'on peut retrouver sur le site de SKF [25].

d		Δd_{mp}	Vdp	Vdmp	ΔB_s	Kia	ΔT_s	ΔT_{1s}	ΔT_{2s}					
mm	mm	μm	μm	μm	μm	μm	μm	μm	μm					
Sup à 30	Jusqu'à inclus 50	sup 0	inf -12	maxi 12	maxi 9	sup 0	inf -120	maxi 20	sup 10+200	inf 0+100	sup 0	inf 100	sup 0	inf 0

Tableau 7.1: Propriétés du roulement

Voici les dimensions du roulement :

Dimension principal			Charge de base		Limite de fatigue		Indice de vitesse		Masse
d	D	T	C	Co	Pu	Vitesse de rotation	Vitesse limite		
mm	mm	mm	KN	KN	KN	r/min	r/min	Kg	
38-01-01	65-08-01	18.0	43	57	10-06-01	7500	11000	0.25	

Tableau 7.2: Dimensions du roulement

Les variables du tableau 7.1 et 7.2 sont définis dans les tableaux 7.3 et 7.4 respectivement.

Variable	Notes
d	diamètre nominal de l'alésage
Δ_{dmp}	Écart moyen de l'alésage par rapport au diamètre d'alésage nominal.
Δ_{dmp}	$dmp - d$
V_{dp}	Variation de diamètre de l'alésage; différence entre le plus grand et le plus petit des diamètres isolés d'alésage dans un plan radial.
V_{dmp}	Variation du diamètre moyen d'alésage, différence entre le plus grand et le plus petit des diamètres moyens d'alésage dans un plan radial.
Δ_{bs}	Écart d'une largeur isolée de bague intérieure, de bague extérieure par rapport à la largeur nominale de la bague
Δ_{Bs}	$Bs - B$
K_{ia}	Faux rond de la rotation de la bague intérieure, de la bague extérieure mesurée sur roulement assemblé.
Δ_{Ts}	<ol style="list-style-type: none"> 1. Écart d'une largeur isolée de roulement à rouleaux conique par rapport à la largeur nominal. 2. Écart d'une hauteur isolée de butée à simple effet.
$\Delta_{T1s} = 1$	<ol style="list-style-type: none"> 1. Écart d'une largeur isolée du cône par rapport au nominal. 2. Écart d'une hauteur isolée d'une butée à bille à simple effet à rondelle-logement.
$\Delta_{T2s} = 1$	<ol style="list-style-type: none"> 1. Écart d'une largeur isolée de la cuvette par rapport au nominal. 2. Écart d'une hauteur isolée d'une butée double effet.

Tableau 7.3: Variables des propriétés des roulements SKF

Variable	Notes
D	Diamètre extérieur nominal.
R	<ol style="list-style-type: none"> 1. Largeur totale isolée (largeur d'appui) des roulements à rouleau coniques; distance entre la face d'appui de la bague intérieure (cône) et celle de la bague extérieure 2. Hauteur isolée (H) d'une butée à simple effet (sauf butée rotule sur les rouleaux).
C	Charge de base dynamique.
C_o	Charge de base statique.

Tableau 7.4: Variables des dimensions du roulement choisi

8. Analyse des forces sur le porte-moyeu

Afin de pouvoir modéliser le plus fidèlement possible la simulation. Il nous a fallu savoir comment les forces agissaient sur les porte-moyeux. On peut remarquer à partir de l'image ci-dessous que ce sont les bras de suspension qui relient le porte-moyeu au reste de la voiture et qui transmettent du fait même les forces.

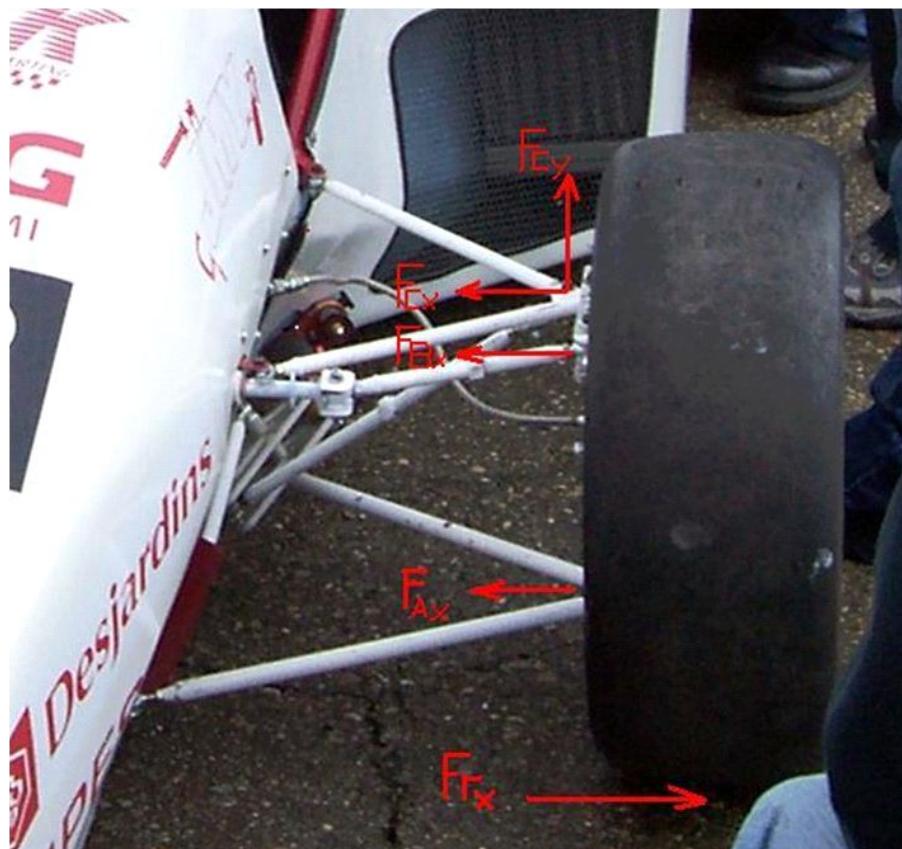


Figure 8.1: Distribution des forces sur le porte-moyeu

Les calculs ont été faits sur la roue extérieure lors du virage, car c'est à cet endroit que les plus grandes forces sont appliquées. Les résultats seront acceptables, mais non exacts. Afin d'avoir une idée plus réelle des forces qui agissent sur le porte-moyeu, des jauge devront être placées sur chacun des bras afin de savoir comment ces derniers agissent dynamiquement lors de la course. Voici le schéma simplifié du porte-moyeu avec les distances des bras de suspensions par rapport à son centre.

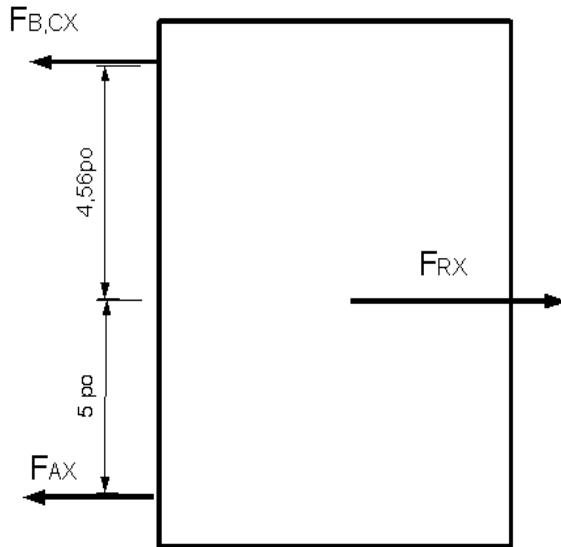


Figure 8.2: DCL du porte-moyeu

Il y a plus de contraintes dans le porte-moyeu extérieur puisque la force en y est sur une attache. Le poids maximal est lors du freinage de 277.206 lb.

Avec les données calculées précédemment il nous a ensuite été possible de déterminer les réactions des bras de suspension surnommés F_{ax} , F_{bx} et F_{cx} .

$F_{RX} = 419$ lb (voir section 6.1. Calcul des réactions aux roues)

$$\sum f_x = -449 + f_{ax} + f_{bx} + f_{cx}$$

$$f_{bx} = f_{cx} = 116 \text{ lb}$$

$$\sum M_{centre} = -449 \text{ lb} * (5 \text{ po}) + 2f_{bx}(9,656 \text{ po})$$

$$f_{ay} = 298,6 \text{ lb} \quad \text{Force verticale sur une roue extérieure}$$

$$\sum f_y = 298,6 \text{ lb} - F_{cy}$$

$$F_{cy} = 298,6 \text{ lb}$$

Pour ce qui de la force en freinage le torque sera calculé par rapport a la force horizontale calculée précédemment.

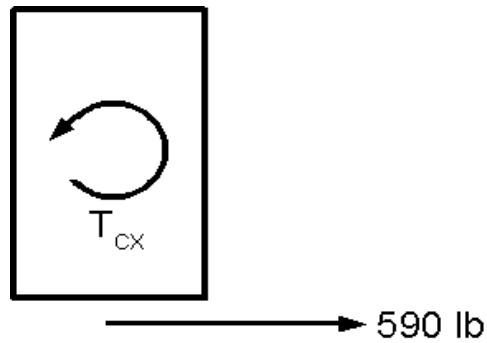


Figure 8.3: Torque lors du freinage

$$\sum M_{centre} = 0 = 590,75 \text{ lb} * 9^{\frac{7}{8}} - T_{cx}$$

$$T_{cx} = 5833,66 \text{ lb/po}$$

Voici en résumé les plus grandes forces appliquées sur le porte-moyeu en système international.

Virage	Freinage
$f_{cx} = 516 \text{ N}$	$T_{cx} = 618,57 \text{ N}$
$f_{cy} = 1325 \text{ N}$	$f_y = 1325 \text{ N}$
$f_{ax} = 1997 \text{ N}$	
$f_{bx} = 516 \text{ N}$	

Tableau 8.1: Résultats des calculs

9. Système de freinage : disque de freins

Le système de freinage de la voiture doit permettre le blocage des quatre roues. Afin de pouvoir participer aux différentes épreuves de la compétition, la voiture est soumise à un test de freinage. Pour ce faire, une inspection dynamique est effectuée. À la suite d'une accélération, le pilote appuie sur la pédale de frein et un juge vérifie si toutes les roues ont bloqué. La conception du système de freinage est donc très importante, car elle peut engendrer une disqualification hâtive.

Les conditions initiales sont :

1. La voiture a une vitesse de V_1 m/s.
2. L'accélération au moment du freinage est nulle : le pilote doit enlever son pied de l'accélérateur pour freiner. Une accélération nulle fait que le moteur ne produit plus de torque sur les roues pour maintenir la vitesse V_1 ni pour accélérer. Durant le temps que le pilote change de l'accélérateur au frein, on considère que la vitesse V_1 est toujours maintenue.
3. Durant le blocage des roues, le moteur produit toujours un peu de torque dû au fait que le pilote ne peut le mettre au neutre.

9.1. Système de freinage présentement en place

La formule SAE utilise actuellement des calipers Wilwood GP320. Les détails techniques peuvent être trouvés dans les figures 9.1 à 9.3 ci-dessous.

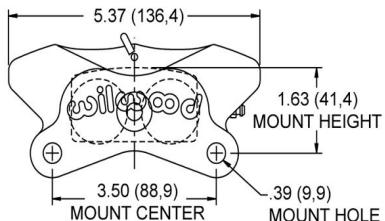


Figure 9.1: Dimensions du caliper Wilwood GP320



Figure 9.2: Caliper Wilwood GP320

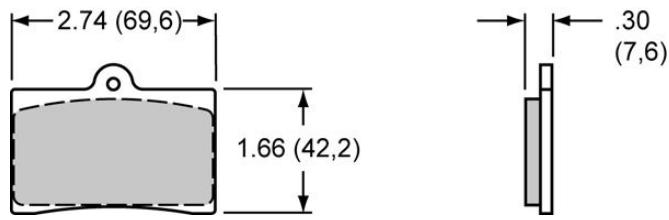


Figure 9.3: Dimensions des pads 6208

9.2. Calcul des torques appliqués sur les roues

On veut calculer le diamètre minimum qui est nécessaire pour bloquer les roues de la voiture lors du test de freinage durant la compétition. Avec ce test, les juges de la FSAE sont assurés de la capacité de freinage de la voiture.

Pour faire ceci, il faut trouver le torque appliqué aux roues dû à l'inertie de la voiture à la vitesse V_1 . Ce torque doit être appliquée sur les freins pour bloquer les roues. En d'autres mots, il faut que la somme des torques fasse que la vitesse de rotation de la roue soit nulle.

La formule du torque pour un disque de frein est la suivante:

$$\tau = Fr \quad (9.1)$$

Avec F qui est la force tangente à la roue appliquée sur le périmètre et r est le rayon.

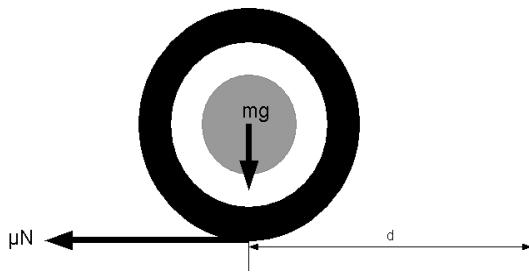


Figure 9.4: Friction de la roue où $N = mg$

La proportion du torque appliqué sur la roue et celle appliquée au frein est un ratio des rayons, soit:

$$\tau_{frein} = \frac{r_{roue}}{r_{frein}} \tau_{roue} \quad (9.2)$$

On remarque que le torque sur le frein augmente plus que la différence entre les rayons est grande.

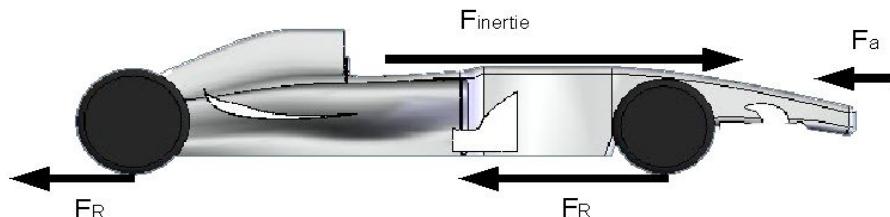


Figure 9.5: DCL des forces agissant sur la voiture

La figure 9.5 montre les forces qui sont appliquées sur la voiture au moment précis où le pilote freine.

Soit les forces suivantes:

F_a = force résistive de l'air, facteur aérodynamique (négative)

F_R = force résistive de roulement (négative)

$F_{inertie}$ = force d'inertie (positive)

Avec la relation entre ces forces :

$$\sum F = 0 \quad (9.3)$$

Calcule de F_a et F_R :

$$F_a = \frac{1}{2} \rho C_x A_{voiture} (V_i \pm V_v)^2 \quad (9.4)$$

ρ	1,202 kg/m ³ (densité de l'air)
C_x	facteur forme, soit entre 0,3 et 0,4 pour une voiture FSAE
$A_{voiture}$	l'aire de la voiture vue de face, m ²
V_i	vitesse initiale, m/s
V_v	vitesse du vent, m/s

$$F_R = mgf_r \quad (9.5)$$

m	Masse de la voiture avec le pilote, kg
g	Accélération gravitationnelle, m/s ²
f_r	Facteur de roulement des pneus, 0,03 pour des pneus basse pression ou 0,015 pour des pneus haute pression [21].

Afin de calculer $F_{inertie}$ (9.6), nous devons calculer l'accélération (9.7), qui dépend du temps (9.8) et de la distance de freinage. Cette distance peut être calculée à partir du travail (9.9) et de l'énergie cinétique (9.10), qui sont égaux (9.11).

$$F_{inertie} = ma \quad (9.6)$$

Avec l'accélération et le temps égal à :

$$a = \frac{V_i - V_0}{t_{arrêt}} \text{ m/s}^2 \quad (9.7)$$

$$t_{arrêt} = \frac{2d}{V_i} \text{ s} \quad (9.8)$$

$$W_{travail} = F * d = \mu mgd \text{ Nm} \quad (9.9)$$

$$Ec = \frac{1}{2} m V_i^2 \text{ J} \quad (9.10)$$

$$\mu mgd = \frac{1}{2} m V_i^2 \rightarrow d = \frac{1}{2} \frac{V_i^2}{\mu g} \quad (9.11)$$

Avec une distribution de masse égale, chaque roue partage une partie de ces forces. Durant le freinage maximum, les roues de devant peuvent prendre jusqu'à 80% des forces de freinage. (9.12). Ceci nous sert pour dimensionner le diamètre minimum qu'il nous faut sur la voiture.

$$\tau_{roue} = 0,8 r_{roue} (F_{inertie} - F_a - F_R) \quad \text{Nm} \quad (9.12)$$

En remplaçant les forces avec leurs équations, on obtient la relation suivante :

$$\tau_{frein} = 0,8 \frac{r_{roue}^2}{r_{frein}} (\mu mg - \frac{1}{2} \rho C_x A_{voiture} V_i^2 - mgf_r) \quad \text{Nm} \quad (9.13)$$

9.3. Calcul de la force de freinage du système hydraulique

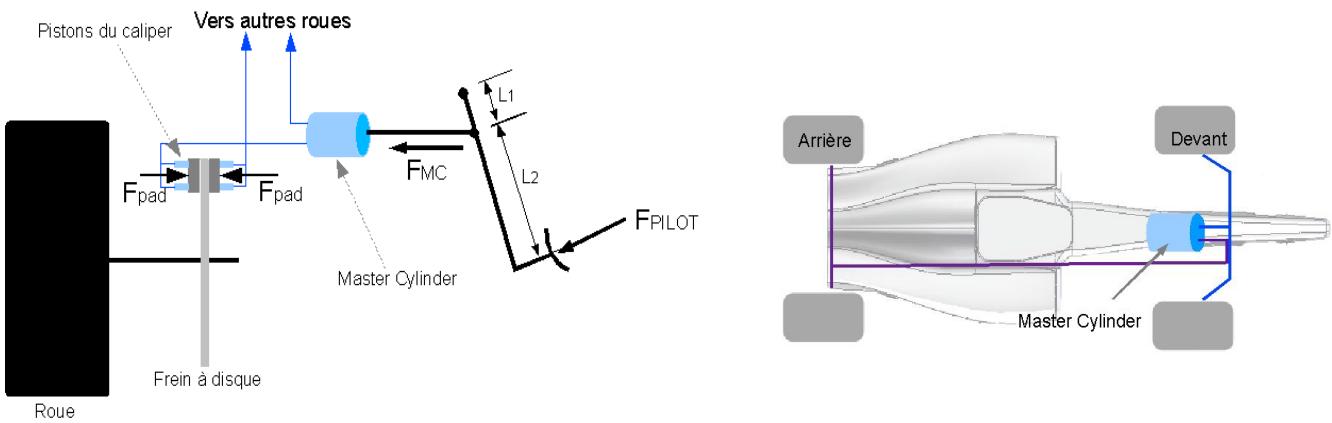


Figure 9.6: Système hydraulique des freins

À partir du schéma ci-dessus, la force appliquée sur le « master cylinder » peut être calculée avec la formule suivante :

$$F_{mc} = \frac{L_1 + L_2}{L_2} F_{pilot} \quad \text{N} \quad (9.14)$$

Force exercée sur le piston est en fonction de la relation entre les aires des pistons et du « master cylinder », soit :

$$F_{piston} = P_{mc} A_{piston} = \frac{A_{piston}}{A_{mc}} F_{mc} = \frac{A_{piston}}{A_{mc}} \frac{L_1 + L_2}{L_2} F_{pilot} \quad \text{N} \quad (9.15)$$

La pression exercée sur le piston, P_{piston} , est égale sur tous les pistons dû au système hydraulique.

Chaque patin de friction à n_{piston} pistons qui appliquent une force dessus. La force appliquée par les patins sur le disque est la multiplication de la force du piston par le nombre de pistons par patin :

$$F_{pad} = n_{piston} F_{piston} \quad \text{N} \quad (9.16)$$

Ensuite, nous pouvons passer à l'analyse du frein.

9.4. Analyse du frein

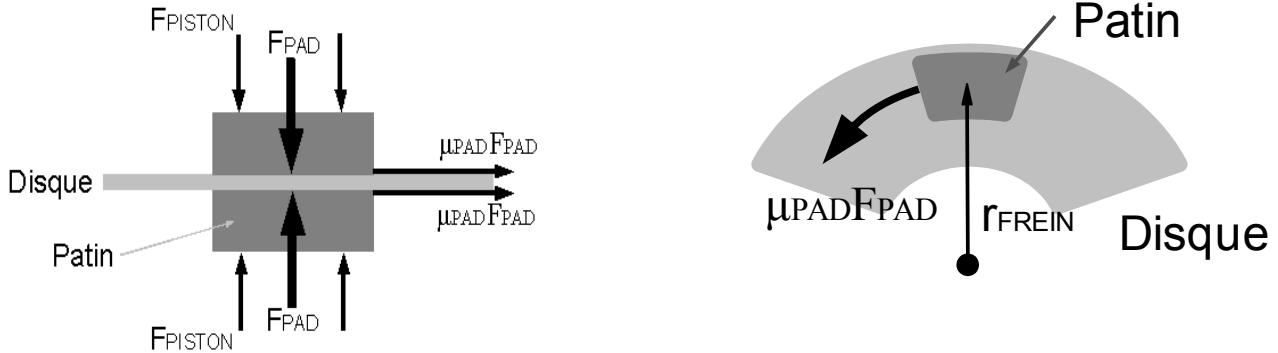


Figure 9.7: Analyse du frein

Le torque appliqué sur chaque frein dépend du nombre de patins qui appliquent une force à une certaine distance du centre du disque et le coefficient de friction entre les patins et le disque.

$$\tau_{frein} = n_{pad} \mu_{pad} F_{pad} r_{frein} \quad (9.17)$$

En remplaçant F_{pad} par $P_{pad} * A_{pad}$ où $P_{pad} = \frac{n_{piston} F_{piston}}{A_{pad}}$ N/m², on obtient :

$$\begin{aligned} \tau_{frein} &= n_{pad} \mu_{pad} P_{pad} A_{pad} r_{frein} \\ &= n_{pad} \mu_{pad} \frac{n_{piston} F_{piston}}{A_{pad}} A_{pad} r_{frein} \\ &= n_{pad} \mu_{pad} n_{piston} F_{piston} r_{frein} \end{aligned} \quad (9.18)$$

On remarque que l'aire des patins sur le disque n'est pas prise en compte. Ceci est dû au fait que l'aire des pads est directement inversement proportionnelle à la pression exercée. Une diminution de l'aire des pads augmente la pression de la même proportion, et la friction totale entre les surfaces reste la même. Un bon résultat de ceci est qu'on peut réduire la surface de contact entre les pads et le disque et ainsi diminuer le poids du disque, tout en gardant la même friction entre les deux surfaces. Le seul facteur important est le coefficient de friction entre les disques et les pads.

Au final, en combinant les équations (9.15), (9.16) et (9.18) on obtient la formule suivante:

$$\begin{aligned}\tau_{frein} &= n_{pad} n_{piston} \mu_{pad} F_{piston} r_{frein} \\ &= n_{pad} n_{piston} \mu_{pad} \frac{A_{piston}}{A_{mc}} \frac{L_1 + L_2}{L_2} F_{pilot} r_{frein}\end{aligned}\quad (9.19)$$

Cette équation nous donne le torque appliqué à un frein avec les diverses variables connues, sauf pour r_{frein} qui est calculé dans la section suivante.

9.5. Calculs combinés

Maintenant que les différentes équations des torques sont connues, on peut isoler la variable qui nous intéresse : r_{frein}

On prend les équations de torque de la partie 9.2. et de la partie 9.4. et on les met égales une à l'autre pour isoler notre variable.

$$\begin{aligned}0,8 \frac{r_{roue}^2}{r_{frein}} (\mu_{roues} mg - \frac{1}{2} \rho C_x A_{voiture} V_i^2 - mg f_r) &= n_{pad} n_{piston} \mu_{pad} \frac{A_{piston}}{A_{mc}} \frac{L_1 + L_2}{L_2} F_{pilot} r_{frein} \\ r_{frein}^2 &= \frac{0,8 r_{roue}^2 (mg (\mu_{roues} - f_r) - \frac{1}{2} \rho C_x A_{voiture} V_i^2)}{n_{pad} n_{piston} \mu_{pad} \frac{A_{piston}}{A_{mc}} \frac{L_1 + L_2}{L_2} F_{pilot}}\end{aligned}\quad (9.20)$$

$$r_{frein} = \sqrt{\frac{0,8 r_{roue}^2 (mg (\mu_{roues} - f_r) - \frac{1}{2} \rho C_x A_{voiture} V_i^2)}{n_{pad} n_{piston} \mu_{pad} \frac{A_{piston}}{A_{mc}} \frac{L_1 + L_2}{L_2} F_{pilot}}}$$

Cette équation nous donne le rayon minimum du disque de frein pour pouvoir bloquer les roues en appliquant une force (F_{pilot}) par le pilote sur le levier du frein. Cette équation tient compte du système hydraulique (cylindre principal, pistons), de la vitesse de la voiture, des inerties de la roue et de la voiture et de la friction entre les différentes pièces.

On remarque que l'aire des pads n'est pas incluse dans l'équation. Ceci est dû au phénomène qu'une réduction de l'aire du pad se traduit proportionnellement par une augmentation de pression sur le disque à cause que la force reste constante. La quantité d'énergie de freinage est juste influencée par le coefficient des pads.

Variable	Valeur	Unités	Notes
μ_{pads}	0,63	-	Coefficient de friction des pads
μ_{roues}	1,15	-	Coefficient de friction des roues
ρ_{air}	1,2	kg/m ³	Densité de l'air à 25°C
$A_{voiture}$	0,5	m ²	Aire frontale de la voiture
A_{mc}	0,0001266	m ²	Aire du cylindre principale (Master Cylinder)
C_x	0,3 à 0,4	-	
F_{pilot}	100	N	Force appliquée par le pilote sur le levier du frein
fr	0,015	-	
g	9,81	m/s ²	Accélération gravitationnelle
L_1	0,150	m	
L_2	0,055	m	
m	300	kg	Masse de la voiture avec le pilote
n_{pad}	2	-	Nombre de pads par frein
n_{piston}	4	-	Nombre de pistons par frein
r_{frein}	voir calcule	m	Rayon du frein
r_{roue}	0,192	m	Rayon de la roue
V_i	13,89	m/s	Vitesse initiale de la voiture avant freinage

Tableau 9.1: Variables du calcul des freins

Avec les variables du tableau 9.1 et 9.2 on a pu calculer le diamètre minimum nécessaire pour permettre au pilote de bloquer les roues durant le test de freinage de la compétition. Trois calipers du fournisseur Wilwood sont comparés dans le tableau 9.2 afin de pouvoir trouver celui qui permet d'avoir un diamètre de disque minimum. La différence entre les calipers est l'aire de leurs pistons, le nombre de pistons actionnés par plaquette et les dimensions des plaquettes (h_{pad} et L_{pad}).

Caliper	G320	Dynalite Single III/4	Billet Go-Kart
Apiston (po ²)	2,46	2,4	0,79
npiston	4	2	2
npad	2	2	2
hpad (po)	1,66	2,39	1,03
Lpad (po)	2,74	1,98	2,32
Lcaliper (po)	3,5	3,75	2,25
Ddisque,min (po)	9	6	6
Dmin (cm) {FS=1}	11,59	16,59	28,92
FS avec D = 22,86cm	1,97	1,38	0,79

Tableau 9.2: Calcule du diamètre minimum et FS

Le caliper actuel, le G320, nous donne un diamètre minimum de 11,59 cm. Ceci, comparé avec le disque actuel de 22,86cm de diamètre nous donne un facteur de sécurité de 1,97. Ces résultats sont meilleurs que les deux autres calipers. Nous gardons donc le caliper G320 pour le nouveau frein.

9.6. Calcul thermique des disques de freins

Il est important de vérifier que les freins soient capables de dissiper la chaleur produite par la friction entre les pads et le disque.

Le système de freinage doit transformer l'énergie cinétique de la voiture en énergie calorifique. Les plaquettes servent à transformer ces énergies et constituent la plus grande partie du freinage. Afin d'avoir une valeur précise, il est nécessaire de considérer d'autres facteurs qui affectent le freinage en terme d'énergie dissipée.

En connaissant le diamètre du disque, calculé dans la section précédente, on peut trouver la distance de freinage, ce qui, ensuite, nous donne le temps de freinage et la quantité de chaleur transmise dans les freins.

Tous les calculs sont basés sur les documents de Technique de l'Ingénieur [19][20][21].

La distance d'arrêt est fonction de l'énergie accumulée divisée par la somme des résistances positives et négatives :

$$s_f = \frac{\sum \text{Energies}}{\sum \text{Résistances}} \text{ m} \quad (9.21)$$

$$s_f = \frac{E_c + E_g}{R_f + R_p + R_r + R_a}$$

Avec

E_c	Énergie cinétique
E_g	Énergie de giration
R_f	Résistance de frottement
R_p	Résistance de pente (positive pour une pente descendante et négatif pour une montée)
R_r	Résistance de roulement des pneus
R_a	Résistance aérodynamique dûe au vent (peut-être positive ou négative)

Tableau 9.3: Variables pour le calcul de distance de freinage

Afin de simplifier les calculs, on considère que la perte d'énergie dûe à la résistance aérodynamique est autant que celle gagnée durant le parcours de la voiture. On considère également que la résistance de pente est nulle étant donné que la piste de compétition est relativement plate. On a donc :

$$R_a = 0; R_p = 0$$

c) Calcul des énergies

$$E_c = \frac{1}{2} m v^2 \text{ J} \quad (9.22)$$

$$E_c = \frac{1}{2} (220\text{kg} + 80\text{kg}) (60 \frac{\text{km}}{\text{h}} \frac{1\text{h} * \text{m}}{3,6\text{ km} * \text{s}})^2 = 41667 \text{ J}$$

où le poids de la voiture est de 220kg avec un pilote de 80kg à une vitesse de 60km/h.

$$E_g = \frac{1}{2} I \omega^2 = \frac{1}{2} m r^2 \omega^2 \quad \text{J} \quad (9.23)$$

$$\omega = \frac{v}{r_c} \quad \text{rad/s} \quad (9.24)$$

où

$r = 0,1143\text{m}$ (rayon du disque) ;

$r_c = 0,09322$ (rayon jusqu'au milieu de la plaquette) ;

$$v = V_{voiture} \frac{r_{roue}}{r_{disque}} = 60/3,6 * 24,13/11,43 = 35,19 \text{ m/s} \quad (\text{vitesse au bord du disque})$$

$$E_g = \frac{1}{2} 300 \text{ kg} * 0,1143^2 \text{ m}^2 \frac{35,19^2 \text{ m}^2}{0,09322^2 \text{ s}^2} = 3723 \text{ J}$$

$$R_r = \frac{2m \cos(\alpha) g \left(\frac{-10}{\rho_{pneu}} - V_{voiture}^{3,7} \right)}{1000 * 7375,8 * 10^3 * \rho_{pneu}^{2,08}} = -38 \text{ N} \quad (9.25)$$

où

Variable	Unité	Valeur prise	Note
m	kg	300	Poids de la voiture et du pilote
α	degré	0	Angle de la pente de piste
g	m/s^2	9,81	Accélération gravitationnelle
ρ_{pneu}	bars	2	Pression des pneus
$V_{voiture}$	m/s	16,67	Vitesse de la voiture

$$R_a = \frac{\rho_{air}}{2} C_x S (V_{voiture} - V_{vent})^2 = 25000 \text{ N} \quad (9.26)$$

où

Variable	Unité	Valeur prise	Note
ρ_{air}	kg/m^3	1200	Densité de l'air
C_x	-	0,3	Coefficient aérodynamique
S	m^2	0,5	Surface frontale de la voiture
$V_{voiture}$	m/s	16,67	Vitesse de la voiture avant freinage
V_{vent}	m/s	0	Vitesse du vent

En remplaçant les valeurs calculées dans l'équation 9.21 on obtient une distance de freinage de 6,82m en incluant un temps de réaction de 0,3s du pilote avant de freiner.

Afin de calculer la température de freinage, il faut connaître la puissance transmise dans les freins :

$$P_{moy} = \frac{m V_{voiture} \gamma}{2 * 3,6} \text{ W/m}^2 \quad (9.27)$$

où

Variable	Unité	Valeur prise	Note
m	kg	300	Poids de la voiture avec le pilote
V _{voiture}	m/s	16,67	Vitesse de la voiture
γ	m/s ²	13,64	Décélération dûe au freinage

Ensuite on calcule la puissance par unité de surface. La surface prise dépend de la conception du disque de frein. Dans notre conception on trouve 0,062m².

$$(P/S)_{moy} = P_{moy} / A_{disque} = 552593 \text{ W/m}^2$$

$$T_r = \frac{3300}{v_p + 10} \frac{2 * (P/S)_{moy} / 1000}{73,6} + \sqrt{\frac{1}{73,6} \frac{(P/S)_{moy}}{1000}} \quad (9.28)$$

Variable	Unité	Valeur prise	Note
v _p	m/s	104,72	Vitesse périphérique du disque

Ceci nous donne une valeur de 510,77°C entre la plaquette et le disque de frein. Cette température est maintenue pour une petite durée avant de refroidir une fois que cette partie dépasse la plaquette (voir figure 9.8).

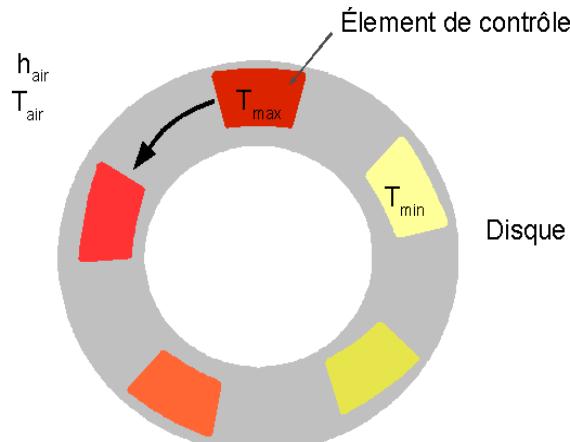


Figure 9.8: Évolution de la température sur le disque

Afin de déterminer la distribution de température dans le disque (figure 9.9), il est nécessaire de trouver le profil de température à l'intérieur du disque en fonction du temps.

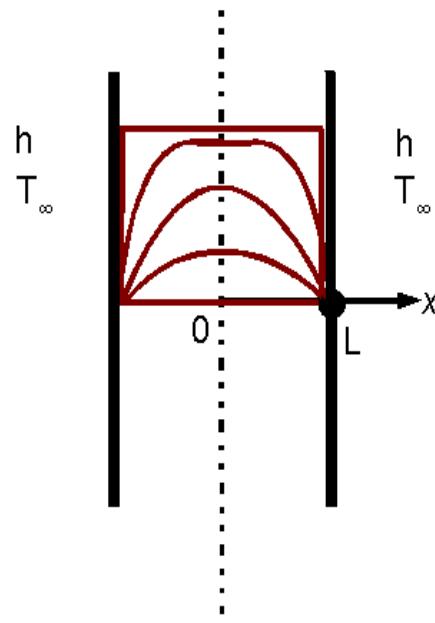


Figure 9.9: Profil de température à l'intérieur du disque

Le nombre de Biot (eq 9.29) donne le ratio entre la convection à la surface du disque par rapport à la conduction à l'intérieur du disque.

$$Bi = \frac{2 h_{air} e_{disque}}{k_{disque}} \quad (9.29)$$

Variable	Unité	Valeur prise	Note
h_{air}	W/m²K	60	Coefficient de transfert de chaleur
e_{disque}	m	0,01	Épaisseur du disque
k	W/mK	60,5	Coefficient de conductivité

Le résultat de $Bi = 0,013$ est assez petit pour considérer que la température à l'intérieur du disque est uniforme.

$$T_{fin} = T_{initiale} + \frac{E_c + E_g}{\rho_{disque} A_{element} e_{disque} C_p} \quad (9.30)$$

Variable	Unité	Valeur prise	Note
$T_{initiale}$	°C	25	Température initiale de l'air
E_c	J	41667	Énergie cinétique, voir eq 9.22
E_g	J	3723	Énergie de giration, voir eq 9.23
ρ_{disque}	kg/m³	7854	Densité du disque
$A_{élément}$	m²	0,03	Aire de l'élément sous la plaquette
e_{disque}	m	0,00635	Épaisseur du disque
C_p	J/kgK	434	

Ceci nous donne une température à la fin d'un cycle de freinage de 88,18°C.

En résumé, le disque chauffe à 510°C pendant 0,03s et ensuite refroidi durant 0,26s jusqu'à 88°C.

9.7. Système de freinage suggéré

Au final, le caliper G320 de Wilwood est le meilleur pour notre disque de frein (figure 9.10). Le système hydraulique actuel est suffisant pour produire la force de freinage requise.

Les dimensions du disque résistent aux forces produites par le freinage et ont assez d'aires pour dégager la chaleur accumulée durant chaque coup de freinage. Ces calculs restent démonstratifs et doivent être confirmés par des expériences où par des tests sur une piste réelle avant de participer à la compétition.

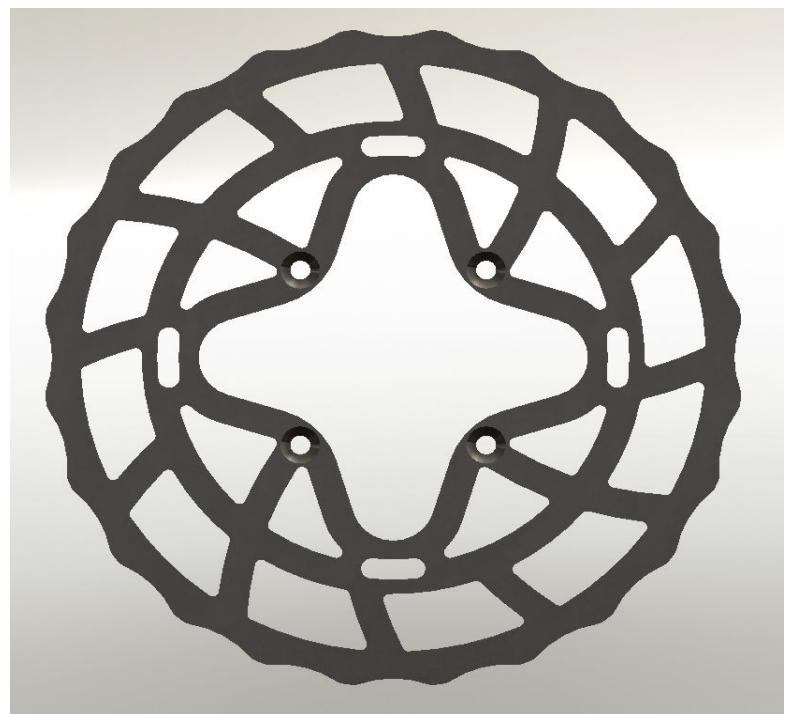


Figure 9.10: Disque de frein

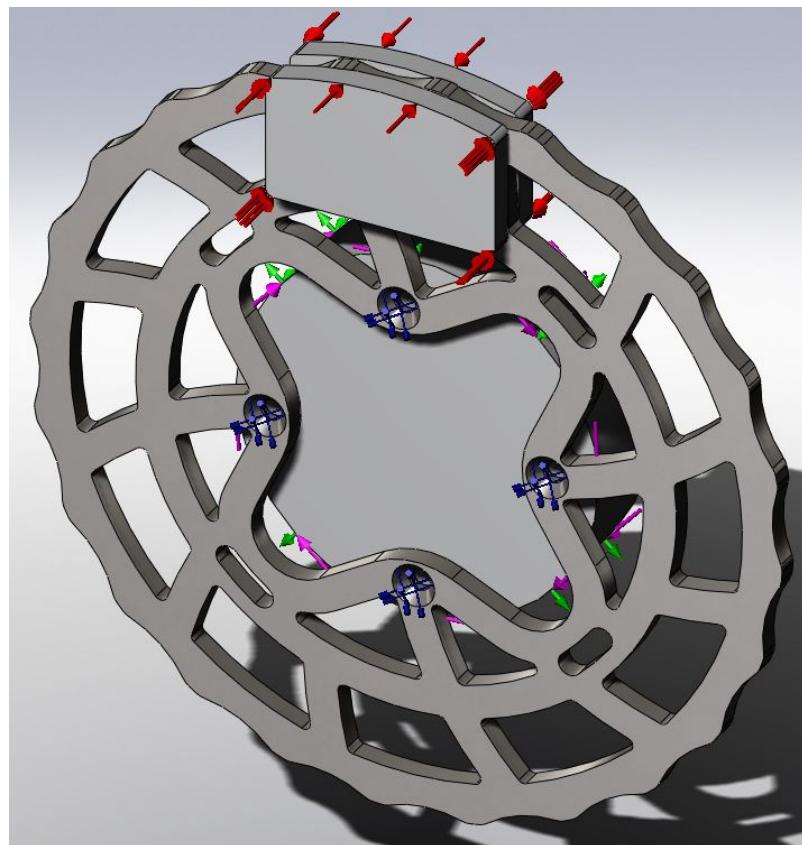


Figure 9.11: Forces appliquées sur le frein pour l'analyse

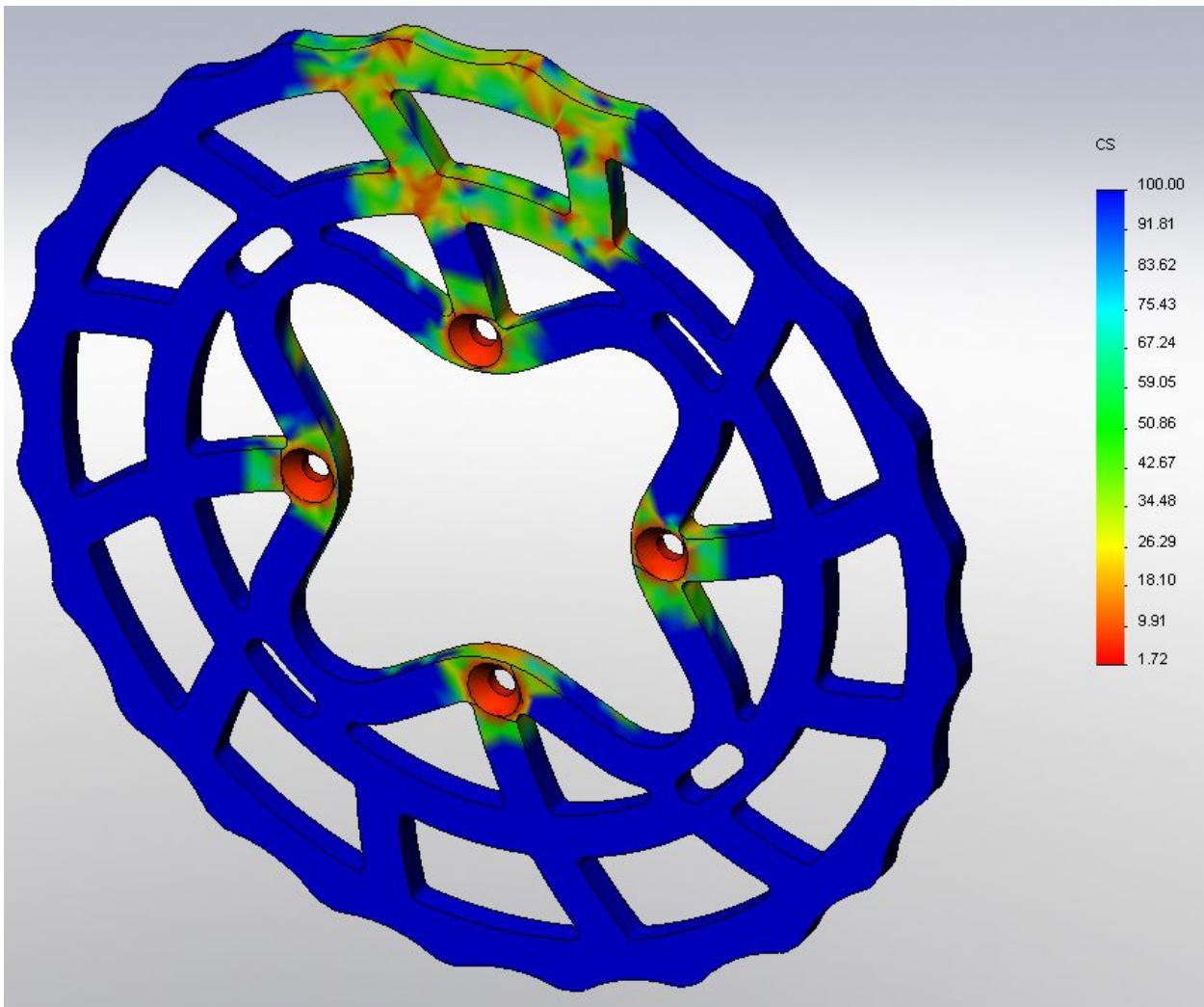


Figure 9.12: Facteur de sécurité du frein

La figure 9.11 montre l'application des forces pour l'analyse du disque de frein. Le résultat de cette analyse est montré dans la figure 9.12, ce qui nous donne un facteur de sécurité minimum de 1,72. Ce facteur de sécurité minimum est localisé au trous des boulons et est le même peu importe la conception car l'épaisseur du disque et les dimensions des boulons restent les mêmes.

10. Conception du porte-moyeu

À partir des calculs de forces sur la voiture (section 6. pg 45) et de l'analyse des forces sur le porte-moyeu (section 8. pg 53), nous avons procédé de manière itérative afin de tendre vers une conception qui répondait le mieux possible aux objectifs.

10.1. Simulation numérique du porte-moyeu.

On a commencé notre étude de simulation numérique sur l'ancien porte-moyeu. On a imposé nos différentes conditions initiales pour le freinage et pour le virage. Comme on peut l'apercevoir sur la figure 10.1 et 10.2, une géométrie fixe a été imposée sur les points d'attache. Une force en Z a été appliquée sur chaque point d'attache en plus d'une force en Y sur l'un d'eux.

Un chargement à palier a été appliqué là où seront insérés les roulements. Une géométrie fixe a été appliquée sur les points d'attache des étriers puisque ces derniers rigidifient le porte-moyeu et l'empêche de se déformer. La simulation sans point d'attache fixe pour les étriers donne comme résultat la destruction du porte-moyeu. Nous savons que ceci est inexact puisque le porte-moyeu fut employée avec succès dans le passé.

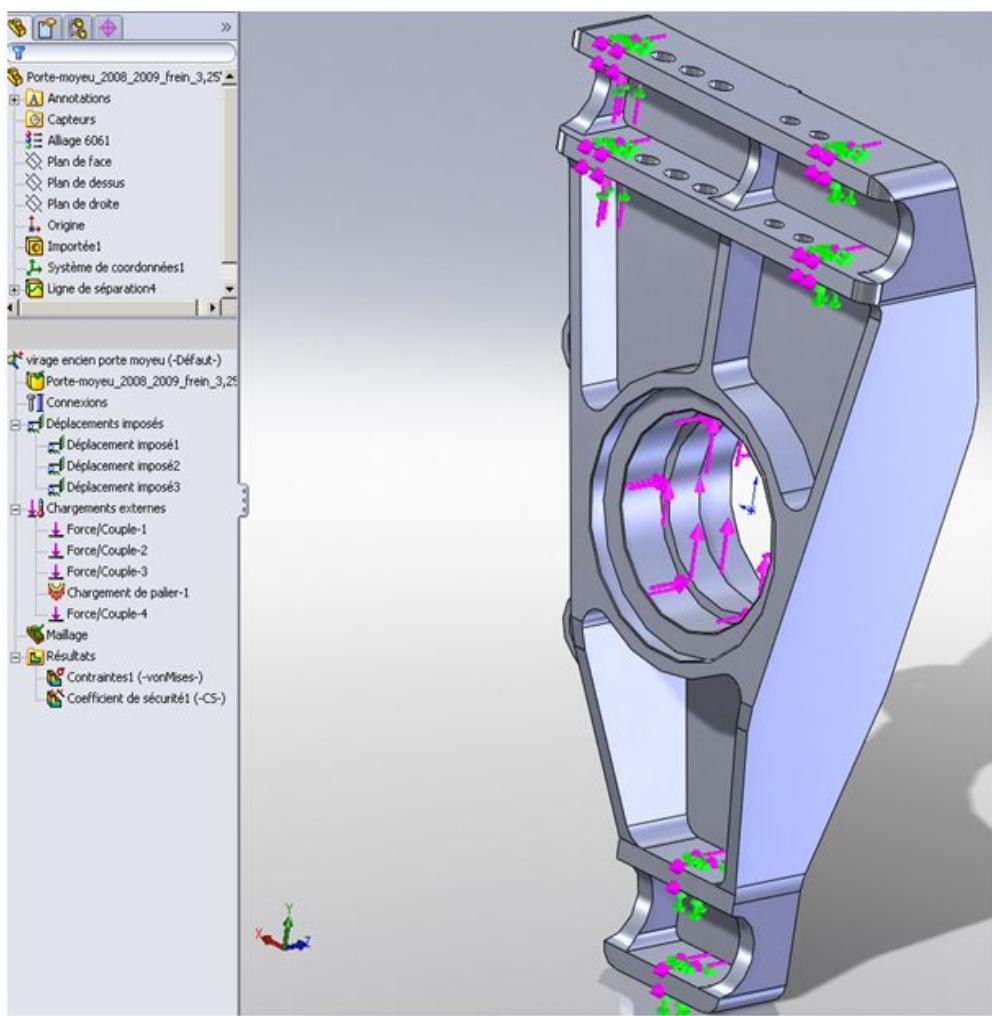


Figure 10.1: Chargements sur l'ancien porte-moyeu

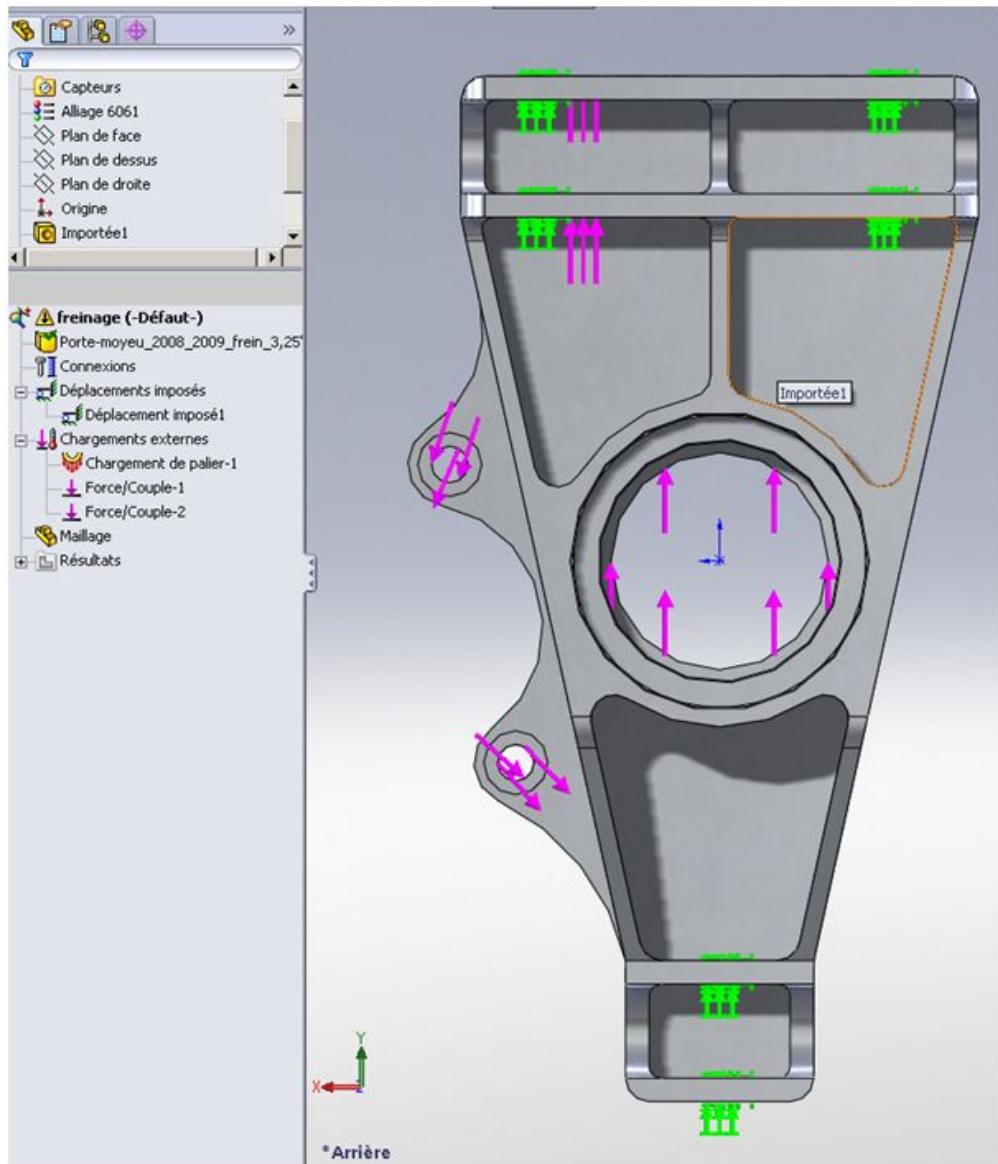


Figure 10.2: Chargements sur l'ancien porte-moyeu

Voici le tableau montrant les différentes forces agissant sur le porte-moyeu. Ces données ont été prises à partir des calculs présentés précédemment.

Virage	Freinage
Fcx 516N	Tcx 618.57 Nm
Fcy 1325N	Fy 1325N
Fax 1997N	
Fbx 516N	

Tableau 10.1: Forces agissant sur le porte-moyeu

Voici les résultats lors du freinage:

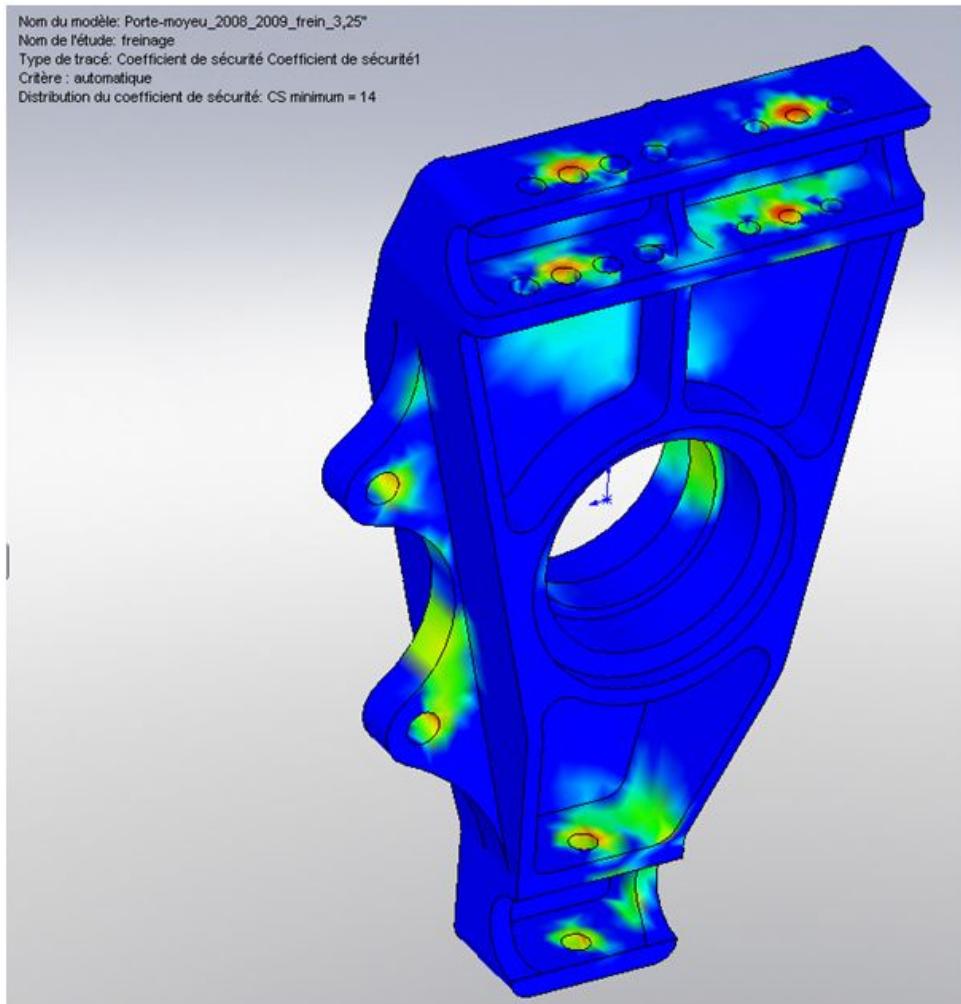


Figure 10.3: FS en freinage sur l'ancien porte-moyeu

Le coefficient de sécurité s'élève à 14, ce qui est beaucoup trop élevé pour une voiture de course. Nous remarquons aussi qu'une grande partie des concentrations de contrainte se situe au niveau des points d'attache. Il est à noter que la force a été divisée en deux pour les trois points d'attache.

Voici le résultat lors du virage:

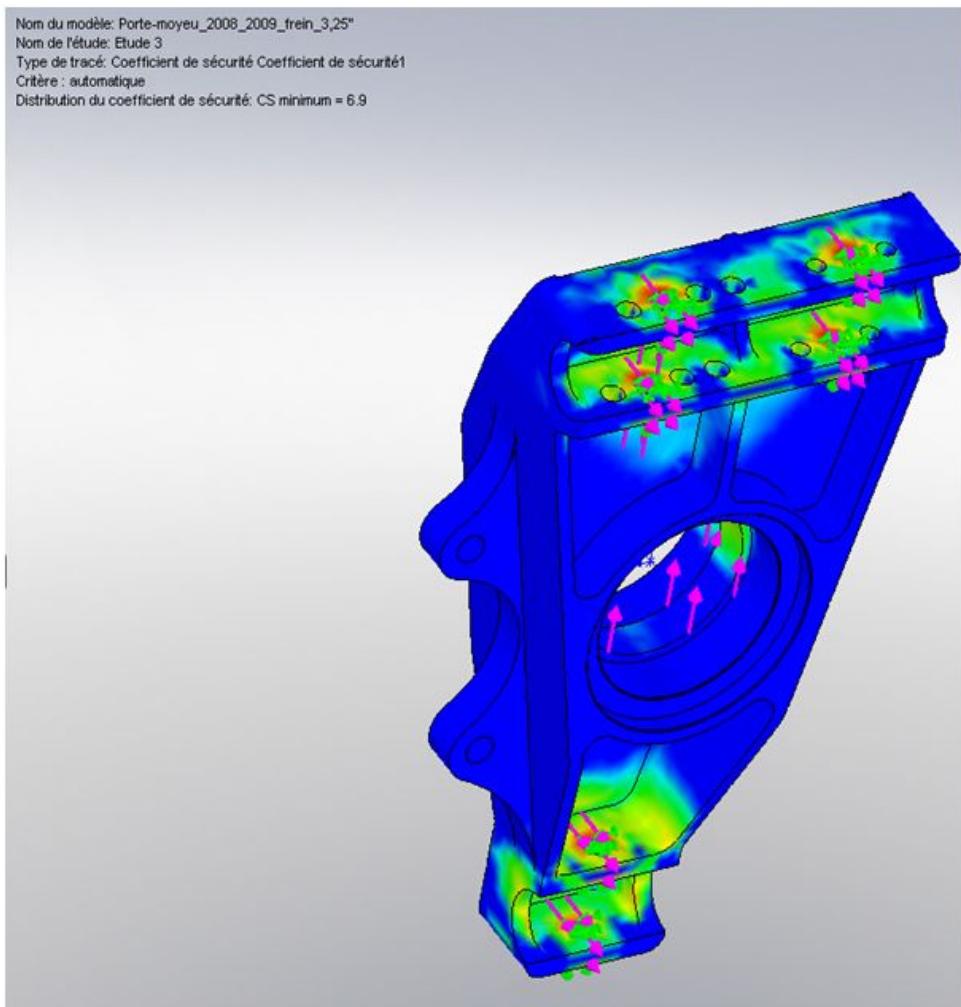


Figure 10.4: FS en virage sur l'ancien porte-moyeu

Le coefficient de sécurité s'élève à 6.9 ce qui est moins élevé que lors du freinage, mais toujours trop selon les standards d'une voiture de course. On remarque que les concentrations de contrainte se retrouvent encore une fois au niveau des points d'attache. C'est d'ailleurs sur ces derniers que sera concentré le design afin d'améliorer les performances du porte-moyeu. Nous supposons que l'alignement des points d'attache crée un moment qui rend la structure plus fragile aux contraintes à lesquelles elle est soumise. Chaque conception aura des dimensions comparables à la pièce originale afin de mieux les comparer.

Afin de s'assurer des données recueillies et de sauver du temps de calcul, des études de convergence ont été faites. Deux études de convergence ont été effectuées, soit une pour le virage et une autre pour le freinage. L'étude de convergence a été effectuée au même endroit pour les deux, soit au point d'attache en bas.

Voici l'étude de convergence pour le virage :

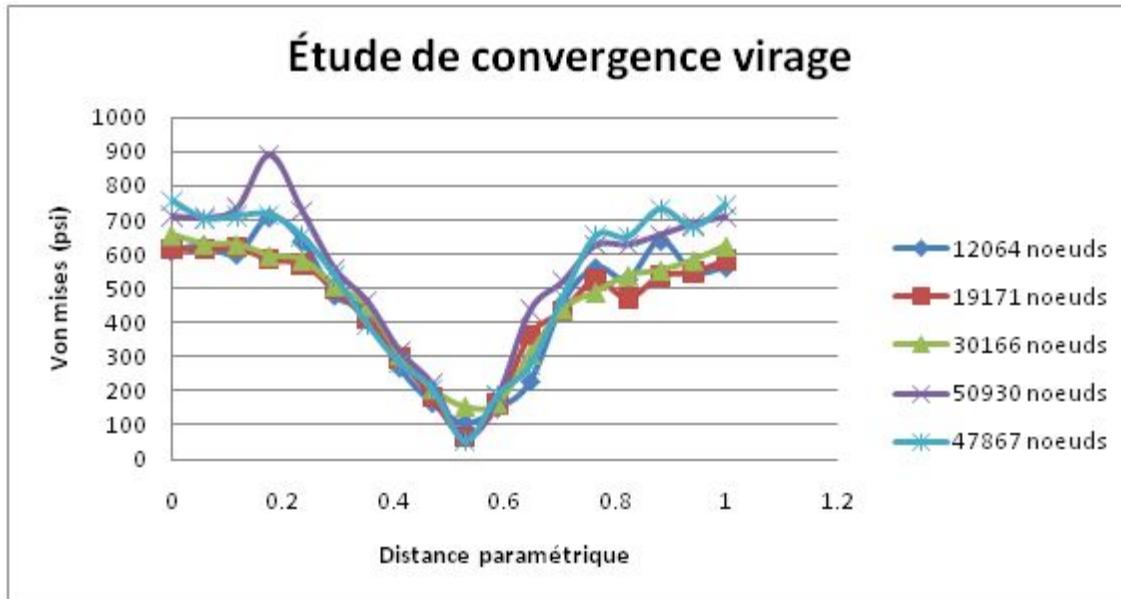


Figure 10.5: Étude de convergence virage

On voit qu'un maillage se situant dans les environs de 30 930 nœuds offre la meilleure convergence sans demander un trop grand temps de calcul.

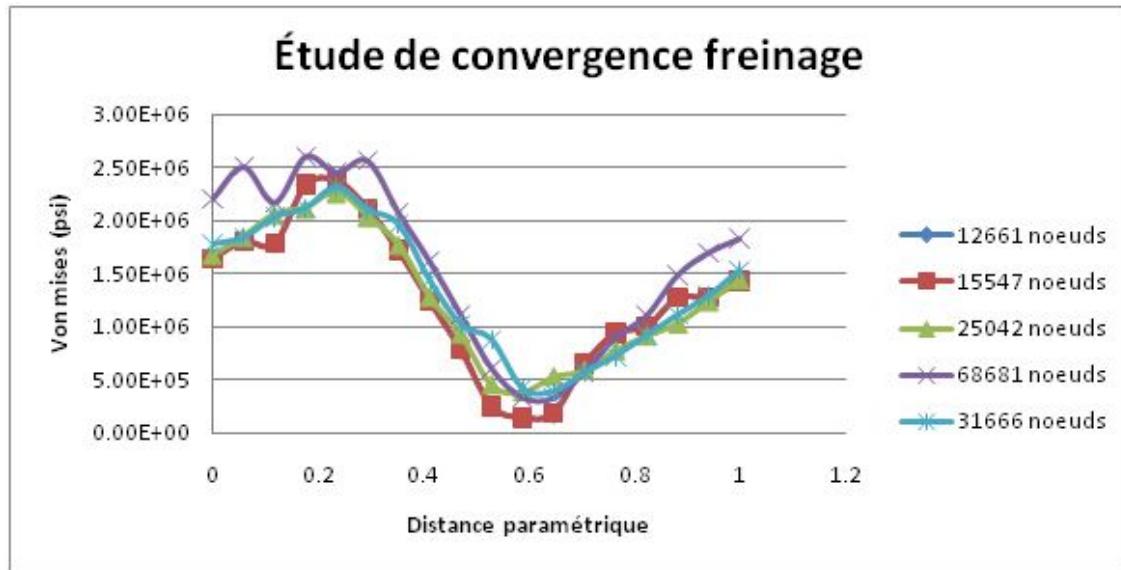


Figure 10.6: Étude de convergence freinage

Pour ce qui est du virage, une étude à 31666 nœuds semble assez bien converger et devra donc nous donner de bons résultats. Il faut noter qu'il n'y a pas de grande différence entre une étude de convergence et une autre, puisque les échelles y sont très petites.

10.2. Études sur le premier modèle

Afin d'avoir un porte-moyeu plus performant, nous avons décidé de mettre les points d'attache sur un axe vertical. Voici le premier design effectué :



figure 10.7: Premier design

Nous avons aussi décidé d'utiliser des écrous plus larges afin d'augmenter la surface sur laquelle la contrainte sera transmise et ainsi diminuer la concentration de cette dernière.

Voici l'écrou et les extrémités de tiges qui seront utilisées :



Figure 10.8: Fixations des bras de suspension

Voici les résultats de ce design en virage.

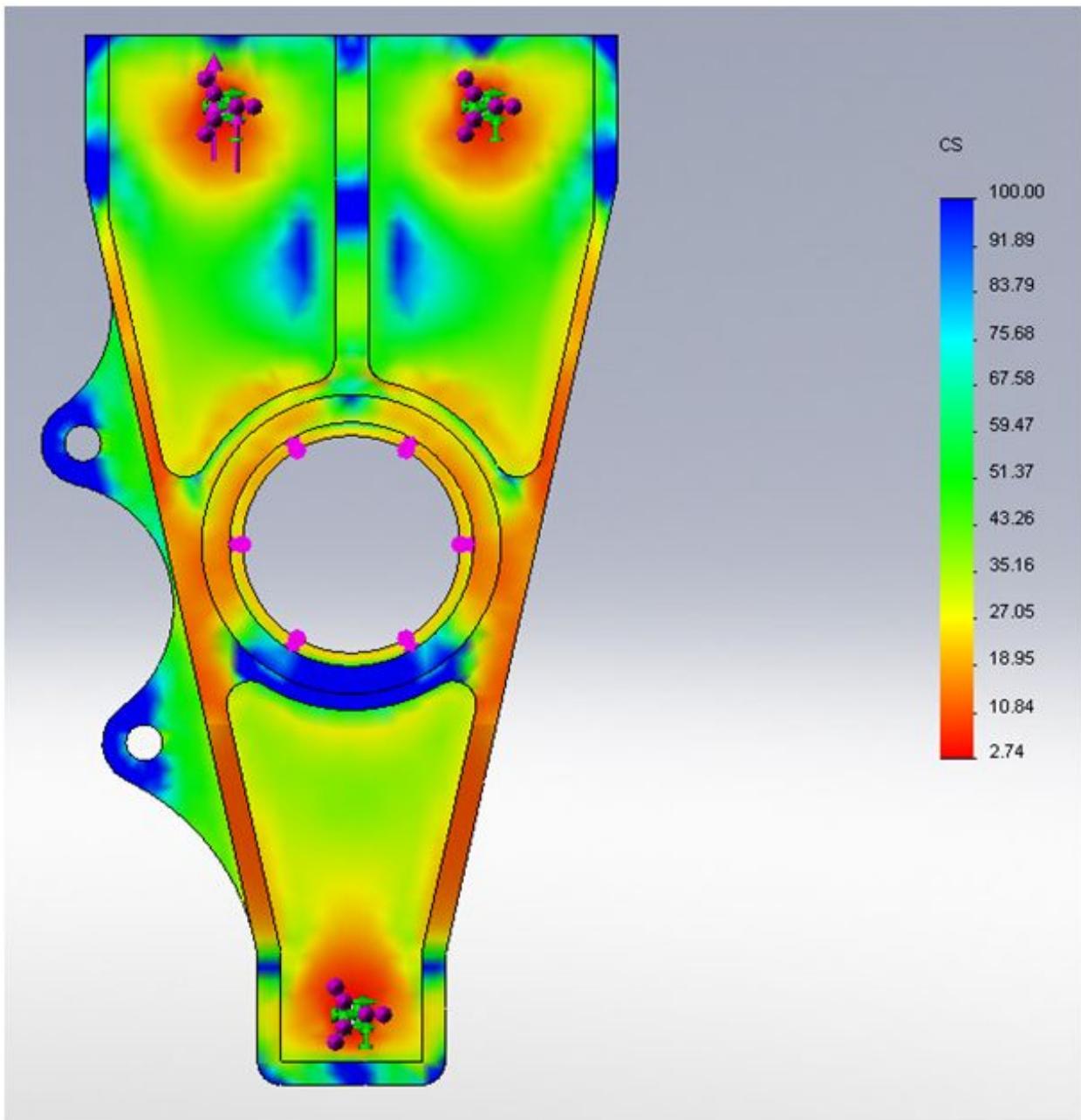


Figure 10.9: FS en virage sur le premier modèle

Pour un poids semblable, le nouveau porte-moyeu à un coefficient de sécurité plus bas que l'ancien. Par contre, nous remarquons que la distribution des contraintes est mieux répartie que dans la pièce originale.

Voyons maintenant le résultat de ce design en freinage :

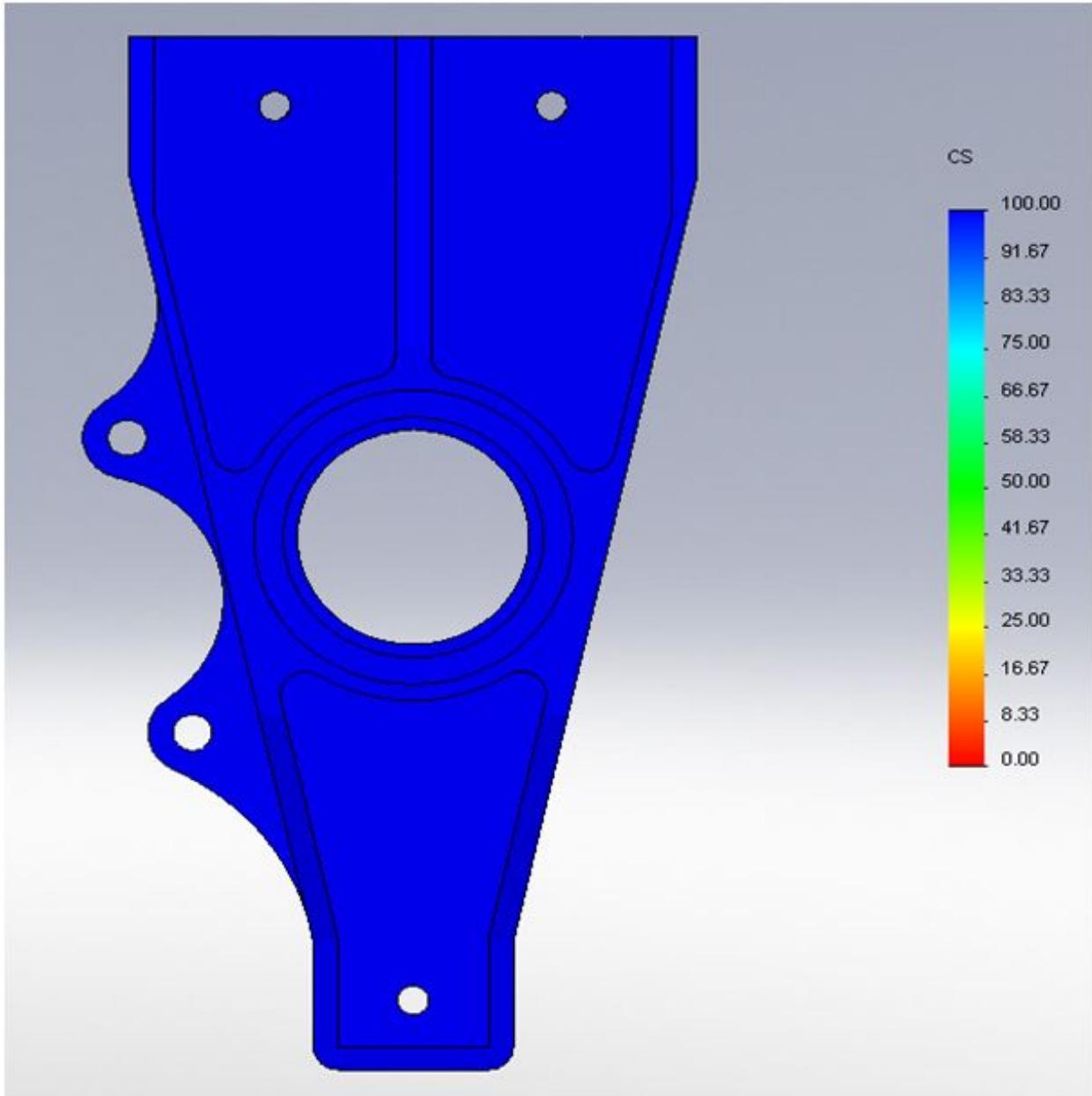


Figure 10.10: FS en freinage sur le premier modèle

Le coefficient de sécurité en freinage et de plus de 200%. Ce qui veut dire que l'utilisation des points d'attaches verticaux permet à la pièce d'augmenter de beaucoup sa rigidité pour ce type de contraintes. Un gros défaut dans ce design c'est qu'il est difficilement soudable en plusieurs pièces. Nous avons donc pensé à un design similaire à celui-ci, mais qui serait beaucoup plus facile à souder (voir section 10.3.). Le nouveau design consiste à construire le porte-moyeu comme une boîte vide dont chaque face pourrait être soudée aux arêtes.

10.3. Études sur le deuxième design

Voici le résultat de ce design en virage :

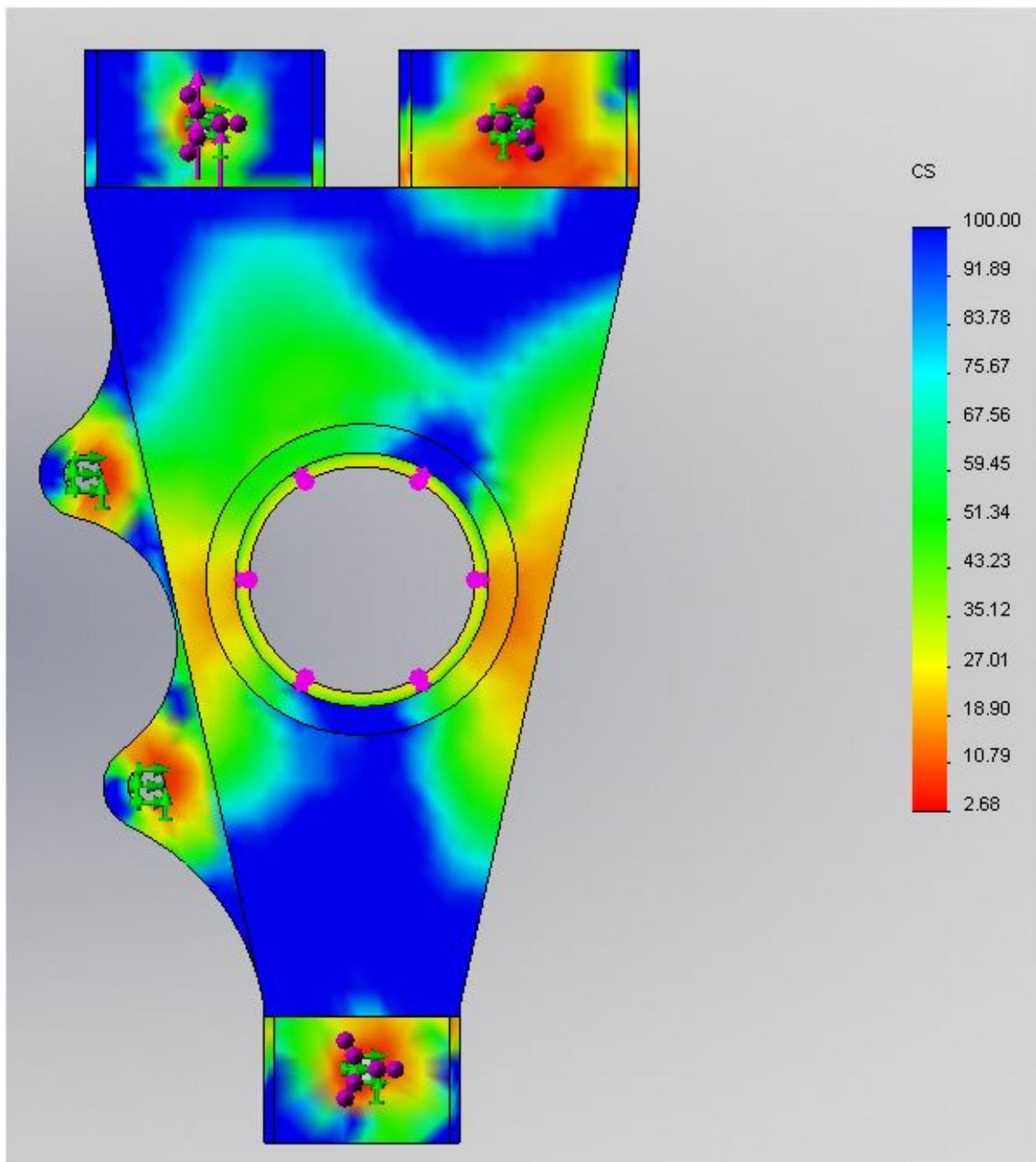


Figure 10.11: FS en virage sur le deuxième modèle

Les résultats obtenus ressemblent sensiblement au dernier porte-moyeu avec les attaches sur le même axe, mais avec un poids supérieur à ce dernier et à l'original.

Voici le de ce design en freinage :

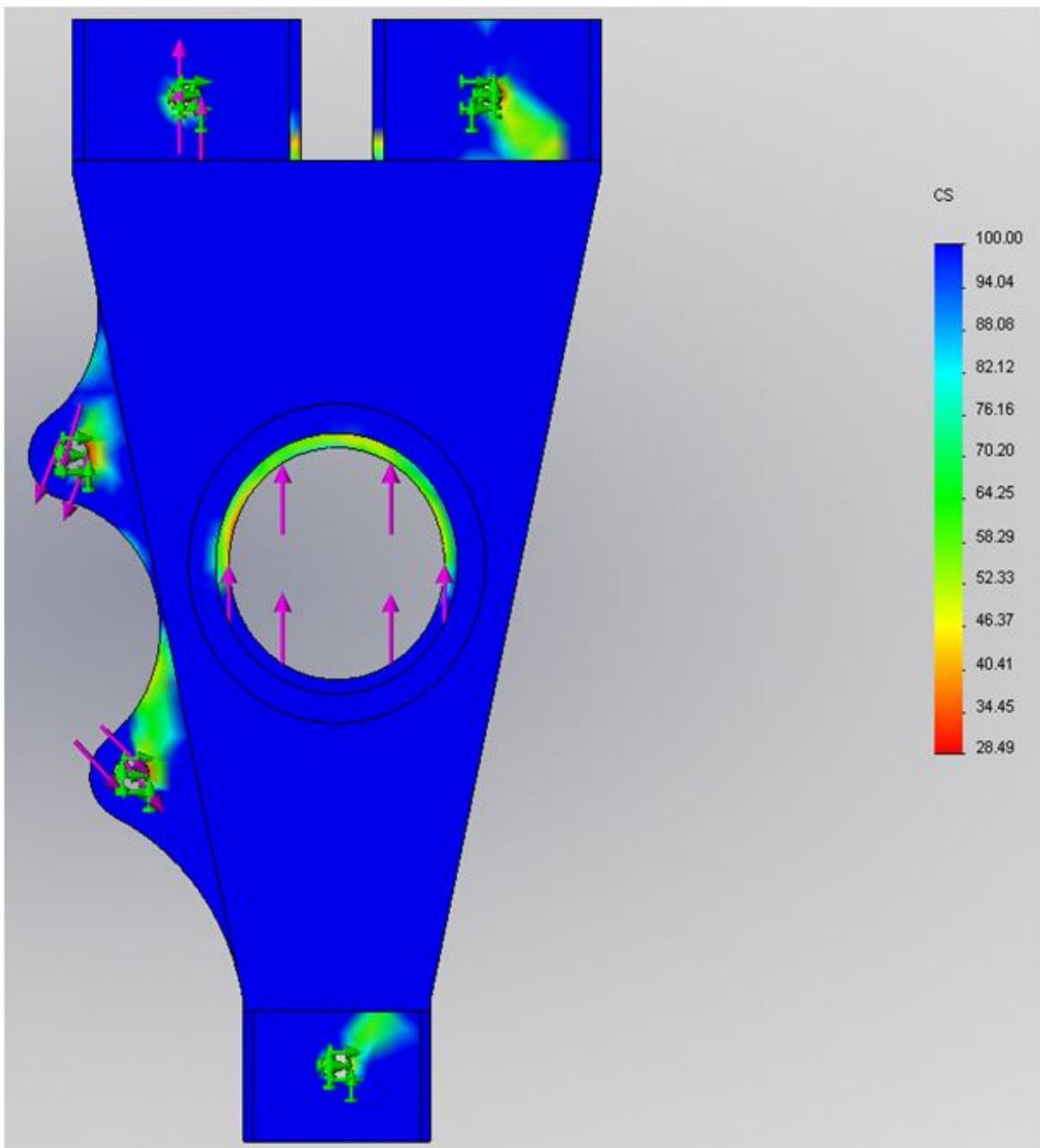


Figure 10.12: FS en freinage sur le deuxième modèle

La pièce à perdu de sa performance, mais est toutefois beaucoup plus rigide qu'elle n'a besoin de l'être en cette circonstance. Par contre, l'enlèvement de matière risquerait d'affecter ses performances en virage qui sont déjà trop faible si la limite du coefficient de sécurité est limitée à 3. Nous avons donc pensé de continuer avec le premier design, mais en simplifiant sa soudure. Nous avons pensé de faire le porte-moyeu en deux pièces qui seraient soudées le long du cylindre où loge les roulements.

10.4. Études sur le troisième design

Voici le résultat de ce design en virage :

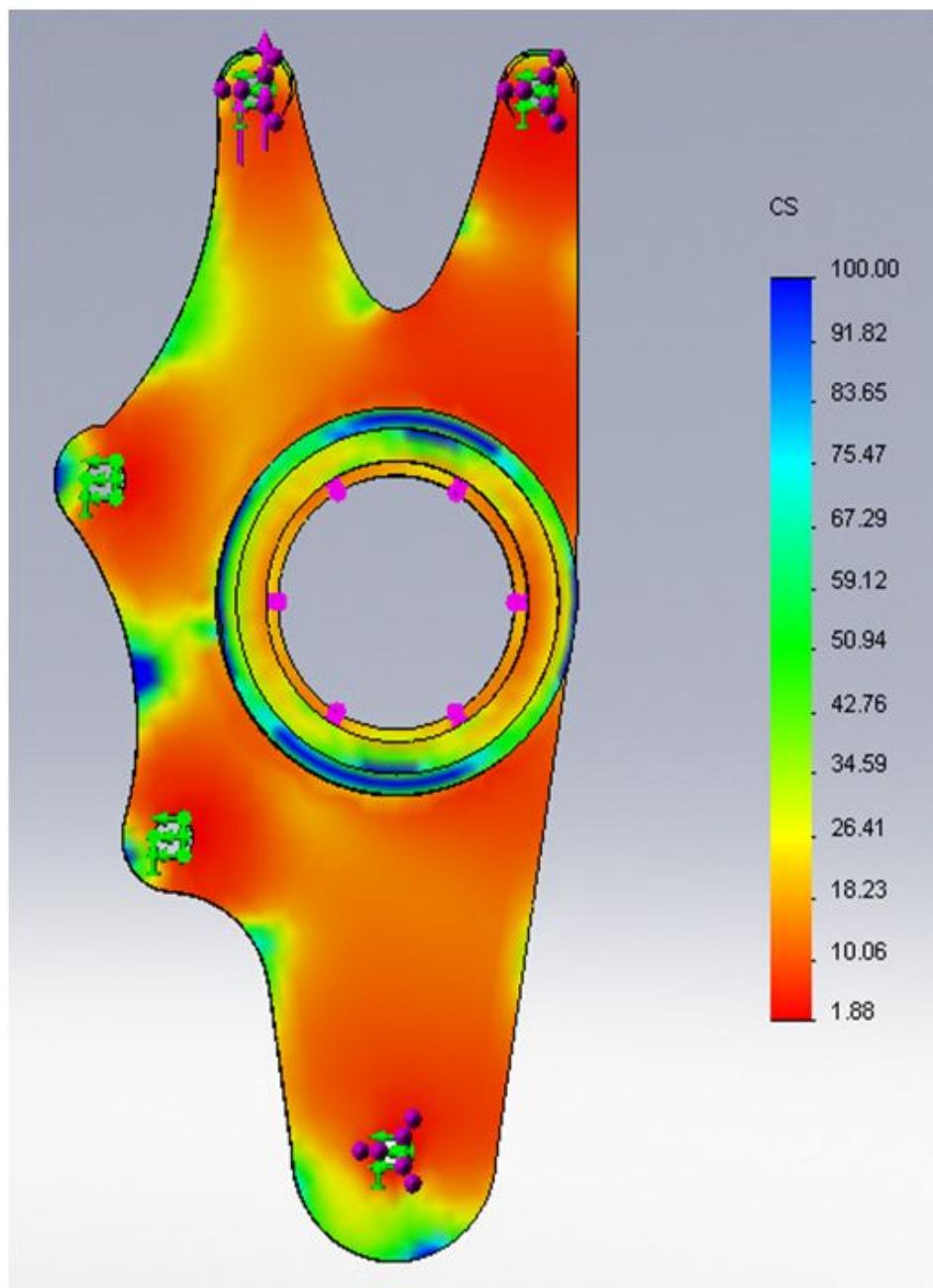


Figure 10.13: FS en virage sur le troisième modèle

Il y a eu un gain substantiel de poids, mais accompagné d'une perte de performance. Nous pouvons tout de même affirmer que la contrainte est mieux répartie que sur la pièce originale.

Voici le résultat de ce design en freinage :

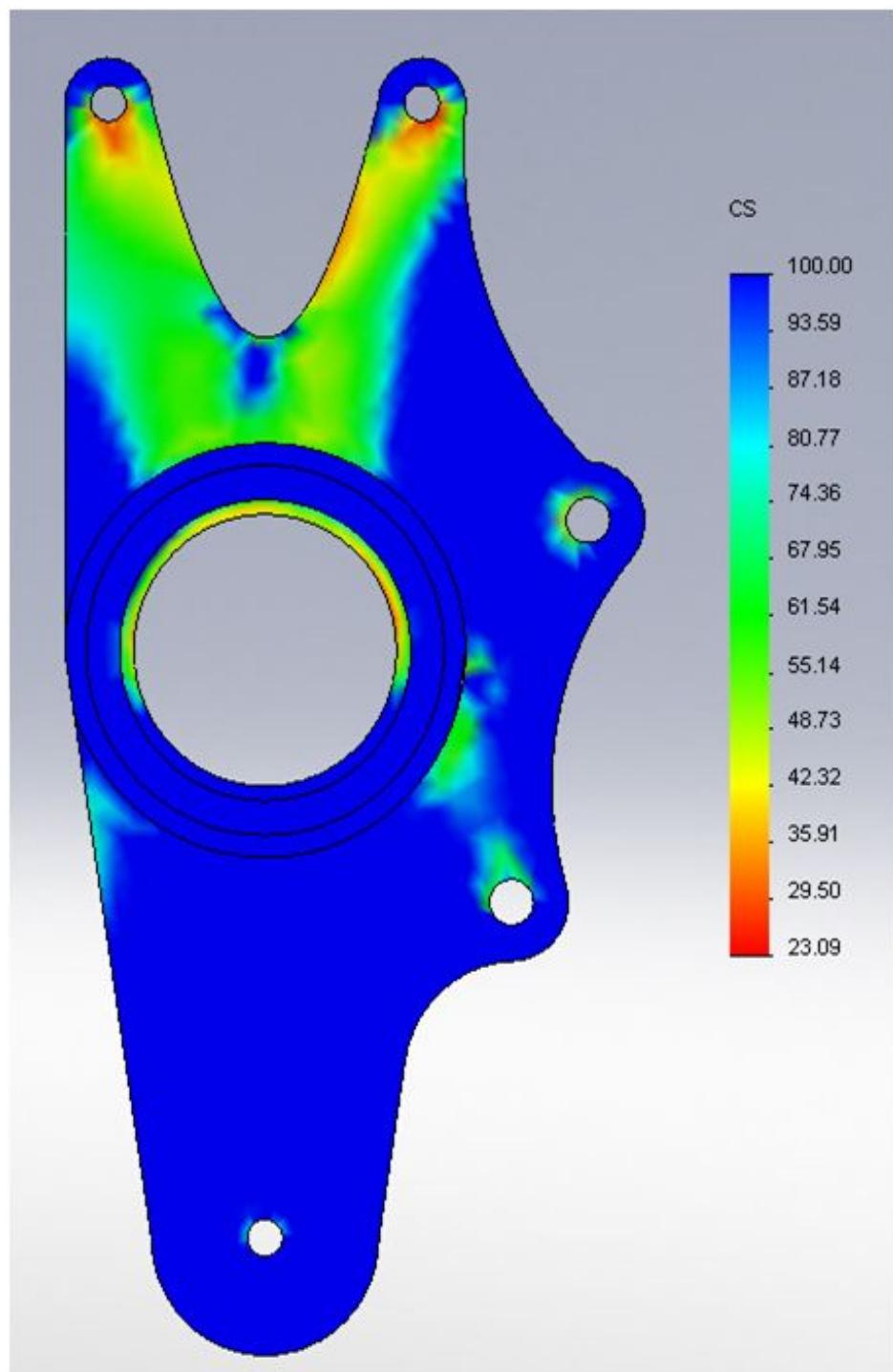


Figure 10.14: FS en freinage sur le troisième modèle

On voit très bien qu'avec ce design la pièce réagit très bien aux efforts lors du freinage. Il suffit donc de concentrer nos efforts pour rendre la pièce plus solide en virage, tout en gardant le poids de cette dernière au minimum. Nous avons donc renforcé les bras afin de répondre à ce critère. Chaque bras a été éloigné le plus possible afin d'aider l'assemblage qui se fera par soudure.

10.5. Études sur le design final

Voici le résultat de ce design en virage :

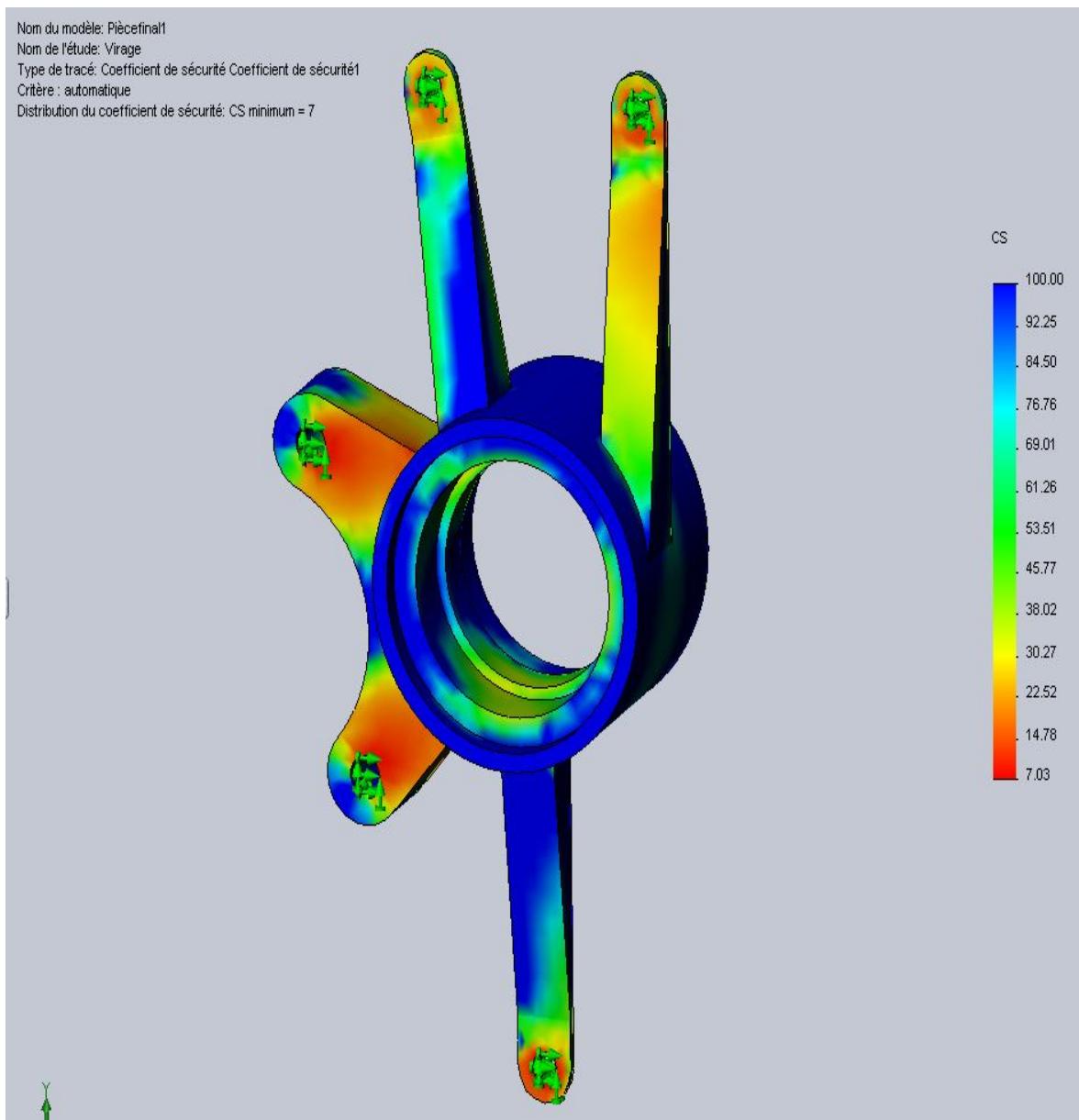


Figure 10.15: FS en virage sur le modèle final

Comme ce fut le cas avec le design précédent, la répartition des contraintes est beaucoup plus homogène que sur la pièce originale. Des gains importants ont été obtenus au niveau du poids, tout en gardant un facteur de sécurité de 4.53, ce qui est acceptable. Une amélioration au niveau du poids serait possible, mais se ferait au détriment du prix, car des dimensions standard pour les bras ont été prises et qu'une diminution du poids exigerait de l'usinage augmentant du fait même le prix de la pièce.

Voici le résultat de ce design en freinage :

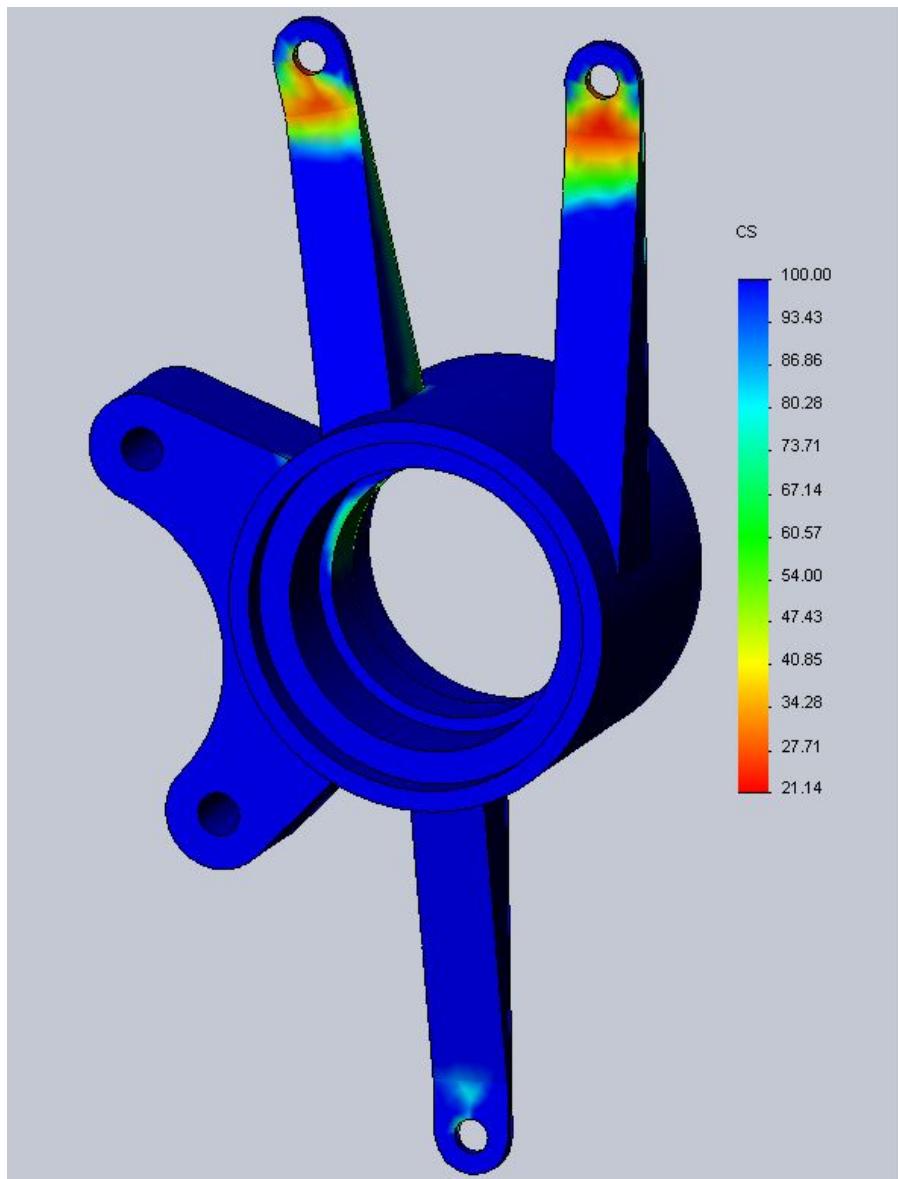


Figure 10.16: FS en freinage du modèle final

La pièce est toujours aussi solide lors du freinage en ayant un facteur de sécurité de 21.14. Ce qui est plus que suffisant. Le prochain tableau nous montrera les différentes caractéristiques des différents designs et les gains obtenus.

10.6. Résumé des études

Conception	Masse (lb)	FS Virage	FS freinage
Ancien modèle	2,94	3,52	9,4
Modèle 1	3,67	2,74	200
Modèle 2	4,97	2,68	28,49
Modèle 3	1,97	1,88	23
Modèle final	1,66	7,03	21,14

Tableau 10.2: Résumé des résultats d'études



Figure 10.17: Évolution des modèles

11. Conception du moyeu

La plus grande proportion du prix du moyeu venait du machinage de la pièce. On a cherché à réduire le coût en minimisant le machinage et en maximisant le soudage pouvant être effectué sur cette pièce. Les dimensions restent essentiellement les mêmes que le moyeu original, car ceci engendre les moindres modifications sur le reste de la voiture.

Le nouveau moyeu se fabrique en trois parties : la partie centrale, l'attache moyeu-mag et l'attache moyeu-frein. Ces trois parties sont fixées à l'aide d'une soudure de métal d'apport 4643 (voir section 3. pg 22). Le reste de la pièce est machiné afin d'avoir plus de précision là où les roulements seront placés et dans les « splines ».

11.1. La partie centrale

Cette partie est différente pour l'avant et l'arrière. Celle du devant n'aura pas les « splines » dans la partie centrale.

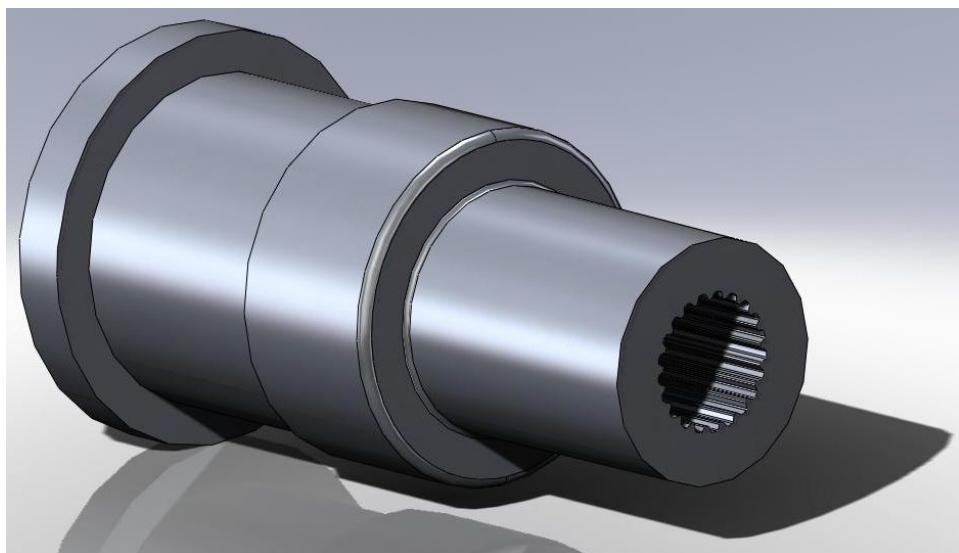


Figure 11.1: Moyeu : partie centrale

À partir du DCL des forces appliquées sur la voiture (figure 9.5 pg 57), on peut calculer les forces appliquées sur chaque roue étant donné que la somme des forces égale à 0 (eq 9.3).

$$F_{roue} = \frac{1}{4} ma = \frac{1}{4} 300\text{kg} * 1,6 * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1177,2\text{N}$$

Ceci représente la force appliquée sur la roue, ce qui n'est pas la même que celle appliquée sur les splines. La figure 11.2 démontre le principe d'augmentation de force quand on diminue le rayon d'action. Avec un plus petit rayon, la force au niveau des splines est proportionnellement plus grande à celle des rayons.

L'augmentation nous donne une force appliquée aux splines de 20,9 kN. Les dimensions des splines (figure 11.3) sont de 1,16mm de large à la base et 60,6mm de long. Ceci nous donne une aire de 1476,2mm².

$$\tau_{\text{spline}} = \frac{F_{\text{spline}}}{A_{\text{spline}}} = \frac{20900}{1476,2/1000^2} = 14,16 \text{ MPa}$$

Les propriétés de l'aluminium 6061-T6 [6] sont suffisantes pour éviter le cisaillement des splines.

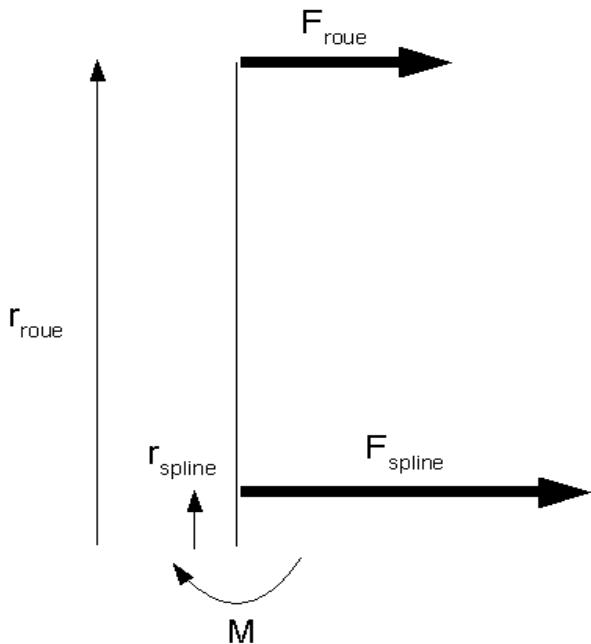


Figure 11.2: Rapport de forces

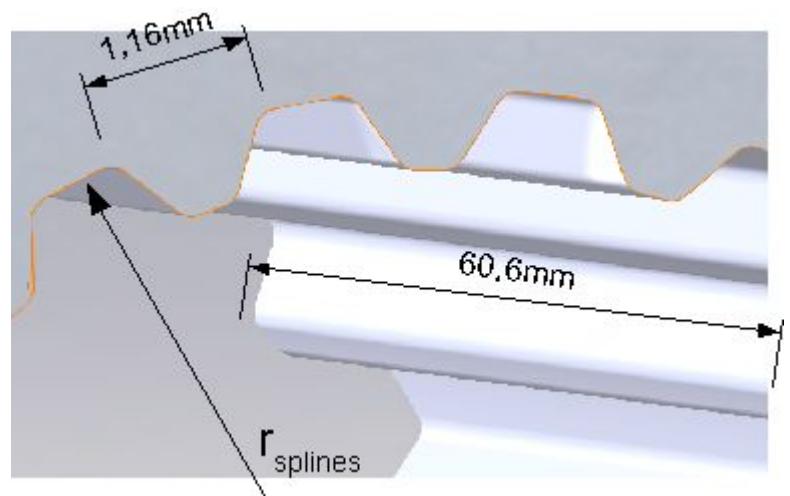


Figure 11.3: Les splines du moyeu

11.2. L'attache moyeu-mag

Cette partie du moyeu lie le moyeu au mag de la roue. Étant donné que les fixations ne peuvent pas changer de place sans changer la conception du mag, on a choisi de garder les trous pour les boulons à la même place. Si les futures équipes souhaitent changer le type de mag, il suffira simplement de modifier l'emplacement des trous sur cette pièce.



Figure 11.4: Moyeu : attache-mag

11.3. L'attache moyeu-frein

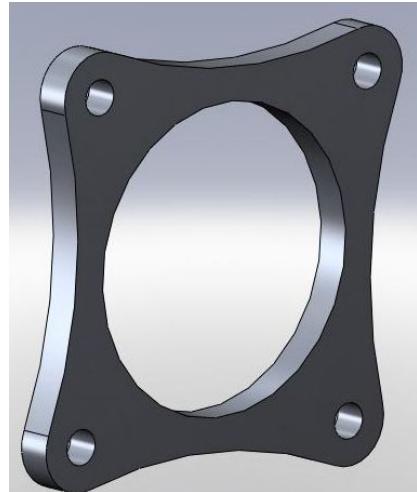


Figure 11.5: Moyeu : attache-frein

11.4. Conception finale

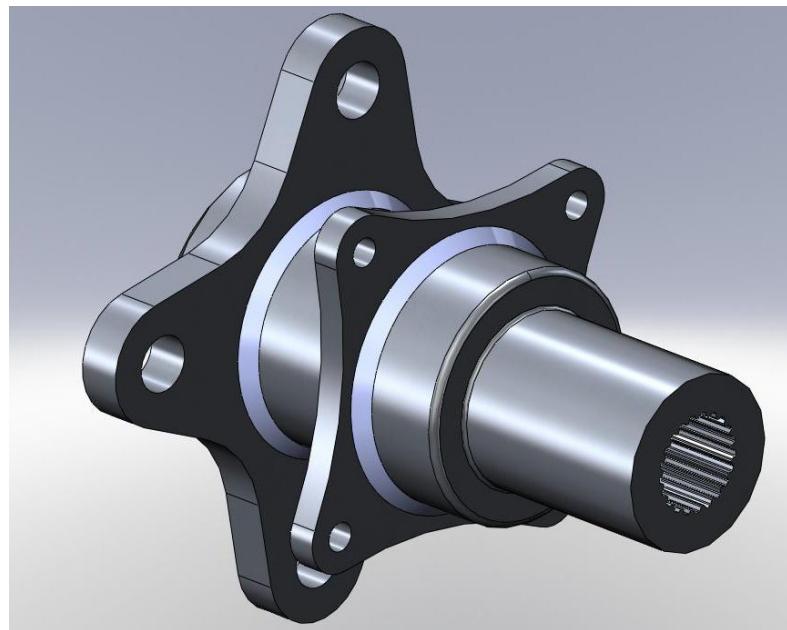


Figure 11.6: Moyeu : conception finale

12. Échéanciers

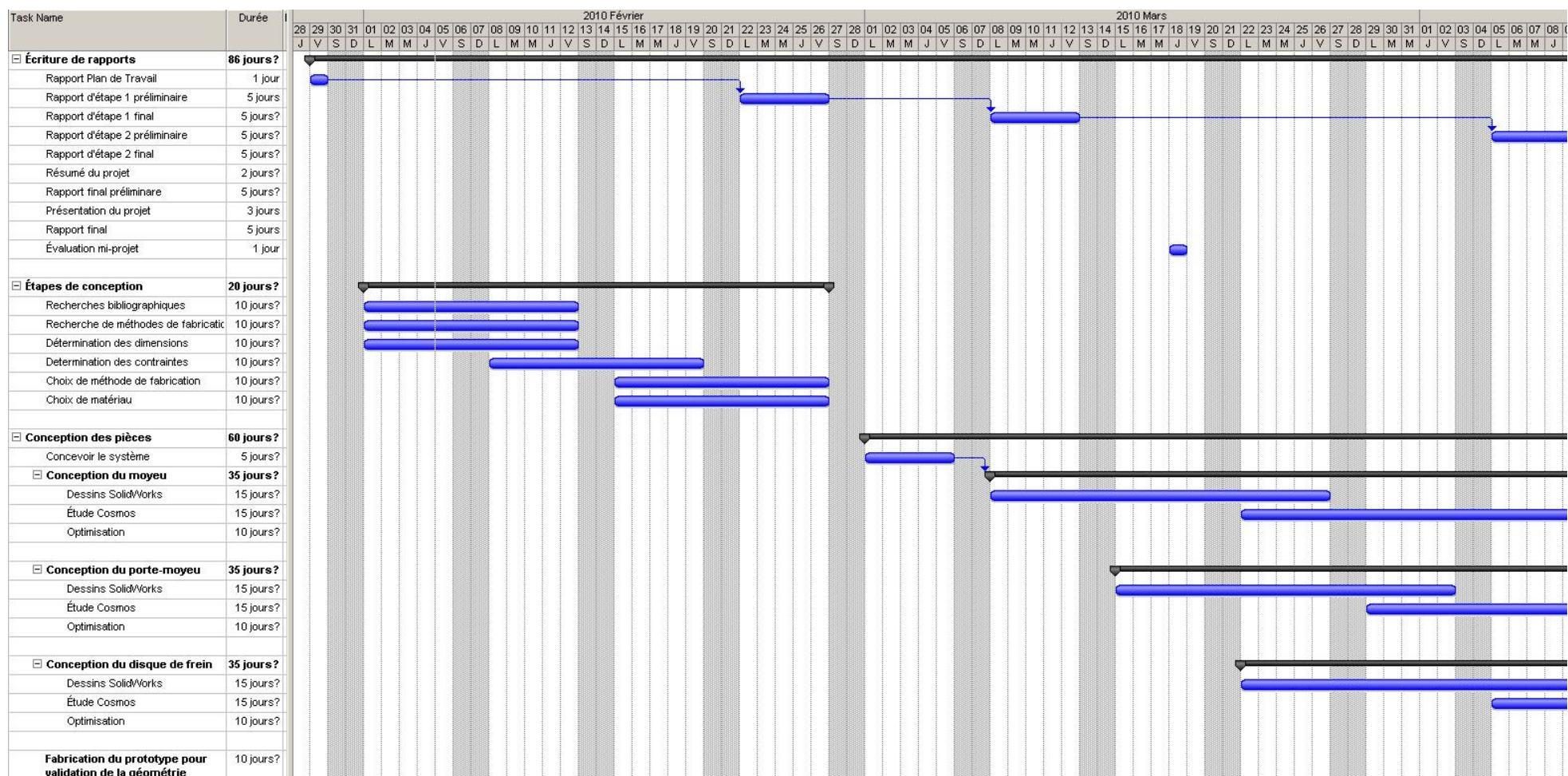


Figure 12.1: Échéancier de Janvier à Mars

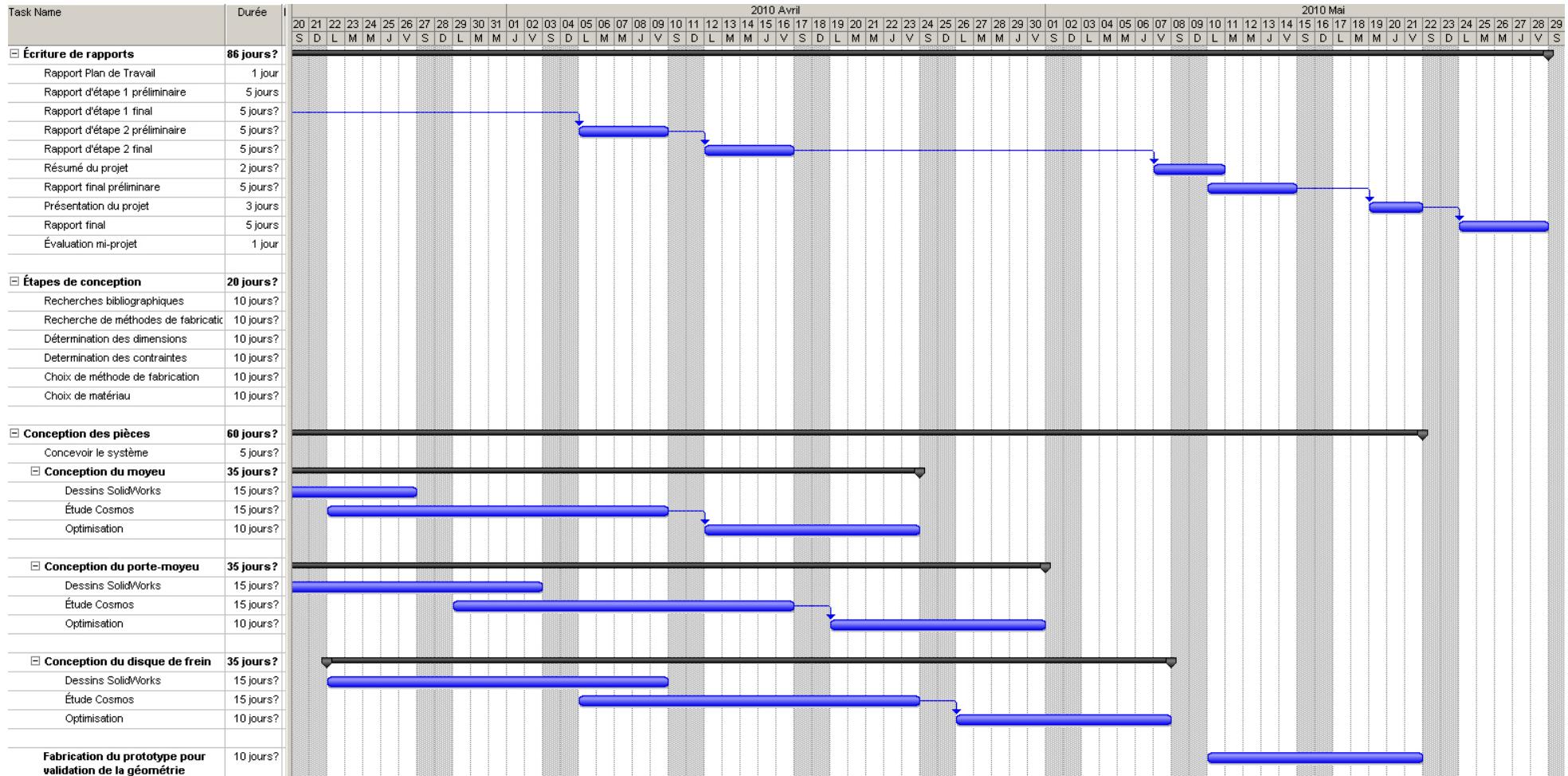


Figure 12.2: Échéancier de Avril à Mai

13. Discussion

Les méthodes de décision (matrices de décision) utilisées ont permis d'évaluer plusieurs techniques de fabrication des moyeux, porte-moyeux et disques de frein. De cette façon, nous avons pu déterminer de façon objective le meilleur procédé de fabrication pour chacune des pièces de l'assemblage de roues de la Formule SAE. Nous suggérons donc de fabriquer les porte-moyeux et les moyeux par assemblage mécano-soudé à l'aide d'aluminium 6061-T6. Pour ce qui est du disque de frein, nous suggérons de le fabriquer par usinage à partir d'une plaque d'acier 1144.

Vu le nouveau procédé de fabrication, une étude sur le soudage était de mise. Nous avons commencé par connaître les différents problèmes qui pourront subvenir lors de la soudure de l'aluminium et des moyens qui pourront être utilisés pour réduire ou éliminer complètement ces problèmes. Nous avons par la suite déterminé la procédure de soudage pour le moyeu et le porte-moyeu. Soit la sélection du métal d'apport et la technique de soudage (TIG ou MIG) ainsi que la préparation avant soudage (nettoyage et dégraissage).

Par la suite, des expérimentations ont été effectuées afin de vérifier l'effet du traitement thermique sur les soudures. Les essais de dureté ont permis de constater que le métal d'apport 4643 a de meilleures propriétés mécaniques que le 4043 avant et après le traitement thermique. Cependant, vu les délais de livraison de 4 semaines et son coût plus élevé, il faudrait évaluer en temps et lieu si son utilisation est avantageuse. Il faut noter qu'à la suite de la commande que nous avons effectuée pour les expérimentations, une grande quantité de métal d'apport 4643 est maintenant disponible à l'atelier mécanique de l'UQAC au P0-3120.

Afin de bien designer les moyeux et porte-moyeux, nous avons calculé les réactions aux roues lorsque les pièces sont le plus sollicitées, soit lors des virages et freinages. Par la suite nous avons pu appliquer ces données dans le logiciel de simulation Solidworks pour connaître où les contraintes sont les plus importantes sur les pièces. Nous avons par la suite émis plusieurs hypothèses afin de mieux concevoir les pièces pour qu'elles soient plus légères et solides et avons confirmé le tout avec le logiciel de simulation.

Pour ce qui est du design des freins, nous avons calculé les forces à appliquer pour bloquer les quatre roues. Ensuite, nous avons recherché un système hydraulique pouvant répondre aux exigences tout en étant le plus léger possible. Nous avons par la suite dessiné le disque de frein. Nous avons appliqué tout d'abord les forces combinées (freinage et virage) que le disque de frein devra subir lors de la course. Une étude thermique a par la suite été effectuée pour savoir s'il y a échauffement.

14. Conclusion

L'objectif principal de ce projet qui était de réduire les coûts de fabrication des porte-moyeux, des moyeux et des disques de frein a été atteint car le nouveau procédé de fabrication par assemblage soudé est plus simple et beaucoup moins dispendieux que le précédent.

Les coûts de fabrication et le poids du porte-moyeu ont été réduits de façon significative. La durée de vie de ce dernier ne sera cependant pas aussi élevée que le précédent dû à la soudure. Il a été difficile pour nous de déterminer avec exactitude la durée de vie de la pièce, mais nous savons qu'elle pourra durée suffisamment longtemps afin de résister aux tests ainsi que durant la compétition. Une très bonne qualité de la soudure ainsi que l'usinage des cordons de soudure sont les principales solutions afin d'augmenter la durée de vie des pièces soudées. Nous recommandons cependant d'effectuer des essais en laboratoire et réels sur les pièces finales.

Il n'y a pas eu de gains au niveau du poids et du coût de fabrication des disques de freins. Par contre, nous avons réussi à concevoir un disque plus résistant en fatigue, plus solide et qui dissipe mieux la chaleur. De plus, le disque de frein peut être enlevé sans toucher au moyeu, ce qui répond à un autre objectif demandé par le promoteur.

Pour ce qui est du moyeu, sa fabrication par assemblage mécano-soudé permet de diminuer significativement l'usinage et par conséquent les coûts de fabrication. Ce dernier souffre cependant du même défaut que le porte-moyeu, c'est-à-dire que ses performances en fatigue sont légèrement inférieures au modèle précédent. Les mêmes mesures sont suggérées afin de réduire cet inconvénient.

Il faut aussi savoir que certains objectifs initiaux n'ont pas été respectés. L'augmentation de la durée de vie et l'ajustement des bras de suspension n'ont pu être atteints. Cependant, grâce aux processus de sélection utilisé, les choix que nous avons pris correspondent au mieux à ce que le promoteur voulait.

Finalement, il nous a été impossible de comparer avec exactitude une pièce soudé avec une autre qui ne l'est pas, car les soudures que nous avons eues n'étaient pas bien faites. Par contre, nous connaissons mieux quelle méthode de soudure est à appliquer et selon la littérature une pièce soudée avec l'apport de métal 4643 et traité thermiquement se rapproche en terme de résistance mécanique à une pièce non soudée.

Nous avons vues une nette amélioration des qualités mécaniques avec les différentes façons de souder nos pièces. Il ne reste plus qu'à construire la pièce mécano-soudée et celle usinée pour en faire un comparatif plus précis.

15. Recherche bibliographique

L'information requise pour l'atteinte des objectifs a été prise principalement à partir des anciens projets réalisés à ce sujet, des livres de conception de voitures disponibles à la bibliothèque ainsi que des livres de nos cours antérieurs et des recherches sur l'internet. Également, l'équipe de Formule SAE et le promoteur du projet, Guillaume Villeneuve, ont été disponibles durant leur réunion hebdomadaire pour répondre à certaines interrogations.

Les principaux ouvrages de référence utilisés :

- [1] Mario Tremblay, Automne 2007, *Modification des moyeux et des porte-moyeux de la Formule SAE*
- [2] David Vachon, Automne 2004, *Conception et analyse des moyeux et des porte-moyeux du prototype Formule SAE 2005*
- [3] Patrice Gilbert et Jean-Michel Brassard, Automne 2002, *Conception et optimisation d'un porte-moyeu de véhicule SAE*
- [4] Hugo Descôteaux-Simard, Automne 2009, *Conception de porte-moyeu pour la formule SAE UQAC*
- [5] René Houde, Automne 2009, *Processus de sélection de matériaux*
- [6] *Matweb Material Property Data (en ligne)*, <http://www.matweb.com/>, consulté le 21 février 2010
- [7] Roger Develay, *Propriétés de l'aluminium et des alliages d'aluminium corroyés : Propriétés technologiques*, Techniques de l'ingénieur : traité Métallurgie, M439
- [8] Serope Kalpakjian et Steven R. Schmid, *Manufacturing engineering and Technology, Fifth Edition*
- [9] Russel Metals (en ligne), <http://russelmetals.com/french/>, consulté le 25 février 2010
- [10] *FSAE Online 2010 competition (en ligne)*, <http://www.fsaeonline.com/>, consulté du 12 au 24 février 2010
- [11] *SAE International (en ligne)*, <http://students.sae.org/competitions/formulaseries/>, consulté le 15 février 2010
- [12] Milliken Research, Formula SAE tire test consortium (en ligne), <http://www.millikenresearch.com/fsaettc.html>, consulté le 4 février 2010.
- [13] Racing Car Technology, Ackerman steering (en ligne), <http://www.smithes-racetech.com.au/ackerman.html>, consulté le 6 février 2010.
- [14] ASM Aerospace Specification Metals, Inc 2003 (en ligne), <http://www.aerospacemetals.com>, consulté le 28 Janvier 2010.
- [15] Wikipedia, SAE steel grades (en ligne), http://en.wikipedia.org/wiki/SAE_steel_grades, consulté le 6 février.
- [16] NADCA, North American Die Casting Association (en ligne), http://www.diecasting.org/faq/effective_design.htm, consulté le 16 février 2010.
- [17] Faramarz Talati, Salman Jalaifar, *Analysis of heat conduction in a disk brake*, 5 Janvier 2008

- [18] Rudolph M., Popp K., Hogenkamp W., *Computation of the Temperature between Brake Disk and Pad*, 2003
- [19] Jean-Jacques CARRÉ, Technique de l'ingénieur : *Technologie du freinage, Organes de friction*.
- [20] Jean-Jacques CARRÉ, Technique de l'ingénieur : *Technologie du freinage, Freins à disque*
- [21] Jean-Jacques CARRÉ, Technique de l'ingénieur : *Théorie du freinage*
- [22] James Walker, *The physics of braking systems*, 2005
- [23] William F. Milliken, Douglass L. Milliken, *Race car vehicle dynamics*, 1995
- [24] Ynus A. Çengel : *Heat Transfer, a practical secure 2nd Edition.*
- [25] SKF, http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/tableViewer.jsp?tableName=1_0tt10.tab&maincatalogue=1&lang=fr.
- [26] 17Pouces.net, <http://forum.17pouces.net/viewtopic.php?t=5612>, consulté le 28 mai 2010.

De plus, chaque semaine, nous avons eu une réunion avec notre conseiller dans le but de suivre le progrès du projet, poser nos questionnements et préparer le travail à venir.

Annexe A

Types de roulements - conception et caractéristiques

Cette matrice ne peut être qu'un guide de principe
choix plus étudié en se référant aux informations données
dans chaque cas il est nécessaire d'effectuer un choix plus
dans le catalogue

roulements à billes

Symboles

+++ excellente - pauvre

++ bon -- peu convenable

+ juste ← à simple effet

↔ à double effet

Exécution

1

2

3

4

5

6

7

8

9

10

11

12

13

14

15

16

17

18

19

Caractéristiques

Adequation des roulements pour

6 Charge purement radiale 11 Exactitude de rotation élevée 17 Montages de palier fixe

7 Flasques ou joints 12 Rigidité élevée 16 Compensation des erreurs

8 Alignement automatique 13 Fonctionnement silencieux 18 Montage de palier libre

9 Couple 14 Faible frottement 19 Déplacement axial possible

10 Vitesse élevée 15 Compensation des déversement en fonctionnement dans le roulement

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	
Roulements rigides à billes	a b		a			+	+	+	-	+++	+++	+	+++	+++	-	-	++	+	--	
Roulements à billes à contact oblique	a b c		b	a, b	c	++	+	++	+	+	++	++	+	+	-	-	++	+	--	
Roulements à rouleau sur billes						-	++	+	+	++	+	+	+	+	-	-	++	-	--	
Roulements à rouleaux cylindriques						++	--	--	--	++	++	++	++	++	-	-	++	++	++	
rouleaux jointifs	a b		a b			++	+	++	+	++	++	++	+	++	-	-	++	a-	a-	
Roulements à aiguilles	a b c		a c			++	--	--	+	+	++	++	+	++	-	-	c++	--	++	++
Roulements à rouleaux coniques	a b		b, c			++	--	--	+	+	++	++	+	+	-	-	++	--	--	
Roulements à rouleau sur rouleaux						++	+	++	--	+	+	++	+	+	++	++	++	+	--	
Roulements CARB						++	--	--	+	+	++	++	+	+	++	++	--	++	++	
rouleaux jointifs						++	--	--	-	+	++	++	+	+	++	++	--	++	++	
Butées à billes	a b					--	+	+	--	-	++	a	+	-	+	-	++	b--	--	
Butées à rouleaux	a b					--	+	+	--	-	+	+	-	+	-	++	+	b--	--	
Butées à rouleau sur rouleaux	a b					--	++	+	--	-	++	++	-	-	-	-	++	+	--	

Figure A.1: Types de roulements - conception et caractéristiques

Annexe B

B.1. Aluminium machiné

<u>Porte-moyeu</u>								
MID	Material	Use	Unit Cost	Unit	Area	Length	Density	Sub Total
	1 Aluminum, Normal	Serie 7000	\$4,20	kg	1,55E-02		0,35	2840 64,63
							Sub Total	64,63
PID	Process	Use	Unit Cost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
	Machining Setup,							
1	Install and remove		\$1,30		1			1,30
2	Machining	Milling	\$0,04	cm³	4219	Material - Aluminum		1 168,76
	Machining Setup,							
3	Change		\$0,65		1			0,65
	Drilled holes < 25.4							
4	mm dia.	Stud hole	\$0,35		16	Machine - Hole Length >= 4D	1,5	8,40
							Sub Total	177,81

<u>Moyeau</u>								
MID	Material	Use	Unit Cost	Unit	Area	Length	Density	Sub Total
	1 Aluminum, Normal	Serie 7000	\$4,20	kg	1,27E-02		0,15	2840 22,67
							Sub Total	22,67
PID	Process	Use	Unit Cost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
	Machining Setup,							
1	Install and remove		\$1,30		1			1,30
2	Machining	Late turn and mill	\$0,04	cm³	1684	Material - Aluminum		1 67,36
	Machining Setup,							
3	Change		\$0,65		1			0,65
	4 Broach, Internal	Ext. splines	\$0,50	cm	6	Material - Aluminum		1 3,00
	Drilled holes < 25.4							
5	mm dia.	Stud hole	\$0,35		4	Machine - Hole Length >= 4D	1,5	2,10
							Sub Total	73,11

B.2. Aluminium coulé

<u>Porte-moyeu</u>								
MID	Material	Use	Unit Cost	Unit	Area	Length	Density	Sub Total
	1 Aluminum, Normal	Serie 7000	\$4,20	kg	1,55E-02		0,35	2840 64,63
							Sub Total	64,63
PID	Process	Use	Unit Cost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
	Machining Setup,							
1	Install and remove		\$1,30		1			1,30
2	Machining	Milling	\$0,04	cm³	772	Material - Aluminum		1 30,88
	Machining Setup,							
3	Change		\$0,65		1			0,65
	Drilled holes < 25.4							
4	mm dia.	Stud hole	\$0,35		16	Machine - Hole Length >= 4D	1,5	8,40
	5 Sand Casting	Basic forming	\$3,00	kg	3	Material - Aluminum		1 9,00
	6 Cure, Oven		\$20,00	m²	0,04			0,80
							Sub Total	51,03

Moyeau								
MID	Material	Use	Unit Cost	Unit	Area	Length	Density	Sub Total
	1 Aluminum, Normal	Serie 7000	\$4,20	kg	1,27E-02		0,15	2840 22,67
							Sub Total	22,67
Process								
PID	Process	Use	Unit Cost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
	Machining Setup,							
1	Install and remove		\$1,30		1		1,30	
2	Machining	Late turn and mill	\$0,04	cm^3	551	Material - Aluminum	1	22,04
	Machining Setup,							
3	Change		\$0,65		1		0,65	
4	Broach, Internal	Splines (rear only)	\$0,50	cm	6	Material - Aluminum	1	3,00
	Drilled holes < 25,4							
5	mm dia.	Stud hole	\$0,35		4	Machine - Hole Length >= 4D	1,5	2,10
5	Sand Casting	Basic forming	\$3,00	kg	2	Material - Aluminum	1	6,00
6	Cure, Oven		\$20,00	m^2	0,03			0,60
							Sub Total	35,69

B.3. Aluminium soudé

Porte-moyeu								
MID	Material	Use	Unit Cost	Unit	Area	Length	Density	Sub Total
	1 Aluminum, Normal	Serie 7000	\$4,20	kg	1,55E-02		0,35	2840 64,63
							Sub Total	64,63
Process								
PID	Process	Use	Unit Cost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
	Machining Setup,							
1	Install and remove		\$1,30		1		1,30	
2	Machining	Milling	\$0,04	cm^3	386	Material - Aluminum	1	15,44
	Machining Setup,							
3	Change		\$0,65		1		0,65	
	Drilled holes < 25,4							
4	mm dia.	Stud hole	\$0,35		16	Machine - Hole Length >= 4D	1,5	8,40
5	Weld	Joining	\$0,15	cm	192,8	Material - Aluminum	1	28,92
6	Cure, Oven		\$20,00	m^2	0,04			0,80
							Sub Total	55,51

Moyeau								
MID	Material	Use	Unit Cost	Unit	Area	Length	Density	Sub Total
	1 Aluminum, Normal	Serie 7000	\$4,20	kg	1,27E-02		0,15	2840 22,67
							Sub Total	22,67
Process								
PID	Process	Use	Unit Cost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
	Machining Setup,							
1	Install and remove		\$1,30		1		1,30	
2	Machining	Late turn and mill	\$0,04	cm^3	551	Material - Aluminum	1	22,04
	Machining Setup,							
3	Change		\$0,65		1		0,65	
4	Broach, Internal	Splines (rear only)	\$0,50	cm	6	Material - Aluminum	1	3,00
	Drilled holes < 25,4							
5	mm dia.	Stud hole	\$0,35		4	Machine - Hole Length >= 4D	1,5	2,10
5	Weld	Joining	\$0,15	cm	80,4	Material - Aluminum	1	12,06
6	Cure, Oven		\$20,00	m^2	0,03			0,60
							Sub Total	41,75

B.4. Acier machiné

Porte-moyeu								
MID	Material	Use	Unit Cost	Unit	Area	Length	Density	Sub Total
	1 Steel, Mild		1018	\$2,25 kg	1,24E-02		0,35	7870 76,75
							Sub Total	76,75
PID	Process	Use	Unit Cost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
	Machining Setup,							
1	Install and remove		\$1,30		1			1,30
2	Machining	Milling	\$0,04 cm^3		2953,3	Material - Steel	3	354,40
	Machining Setup,							
3	Change		\$0,65		1			0,65
	Drilled holes < 25,4							
4	mm dia.	Stud hole	\$0,35		16	Machine - Hole Length >= 4D	1,5	8,40
							Sub Total	363,45

Moyeau								
MID	Material	Use	Unit Cost	Unit	Area	Length	Density	Sub Total
	1 Steel, Mild		1018	\$2,25 kg	1,01E-02		0,15	7870 26,92
							Sub Total	26,92
PID	Process	Use	Unit Cost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
	Machining Setup,							
1	Install and remove		\$1,30		1			1,30
2	Machining	Late turn and mill	\$0,04 cm^3		1684	Material - Steel	3	202,08
	Machining Setup,							
3	Change		\$0,65		1			0,65
4	Broach, Internal	Ext. splines	\$0,50 cm		6	Material - Steel	3	9,00
	Drilled holes < 25,4							
5	mm dia.	Stud hole	\$0,35		4	Machine - Hole Length >= 4D	1,5	2,10
							Sub Total	213,83

B.5. Acier coulé

Porte-moyeu								
MID	Material	Use	Unit Cost	Unit	Area	Length	Density	Sub Total
	1 Steel, Mild		1018	\$2,25 kg	1,24E-02		0,35	7870 76,75
							Sub Total	76,75
PID	Process	Use	Unit Cost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
	Machining Setup,							
1	Install and remove		\$1,30		1			1,30
2	Machining	Milling	\$0,04 cm^3		540,4	Material - Steel	3	64,85
	Machining Setup,							
3	Change		\$0,65		1			0,65
	Drilled holes < 25,4							
4	mm dia.	Stud hole	\$0,35		16	Machine - Hole Length >= 4D	1,5	8,40
5	Sand Casting	Basic forming	\$3,00 kg		3	Material - Steel	3	9,00
6	Cure, Oven		\$20,00 m^2		0,04			0,80
							Sub Total	85,00

Moyeau								
MID	Material	Use	Unit Cost	Unit	Area	Length	Density	Sub Total
	1 Steel, Mild		1018	\$2,25 kg	1,01E-02		0,15	7870 26,92
							Sub Total	26,92
PID	Process	Use	Unit Cost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
	Machining Setup,							
1	Install and remove		\$1,30		1			1,30
2	Machining	Late turn and mill	\$0,04 cm^3		551 Material - Steel		3	66,12
	Machining Setup,							
3	Change		\$0,65		1			0,65
4	Broach, Internal	Splines (rear only)	\$0,50 cm		6 Material - Steel		3	9,00
	Drilled holes < 25,4							
5	mm dia.	Stud hole	\$0,35		4 Machine - Hole Length >= 4D		1,5	2,10
5	Sand Casting	Basic forming	\$3,00 kg		2 Material - Steel		3	6,00
6	Cure, Oven		\$20,00 m^2		0,03			0,60
							Sub Total	85,77

B.6. Acier soudé

Porte-moyeu								
MID	Material	Use	Unit Cost	Unit	Area	Length	Density	Sub Total
	1 Steel, Mild		1018	\$2,25 kg	1,24E-02		0,35	7870 76,75
							Sub Total	76,75
PID	Process	Use	Unit Cost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
	Machining Setup,							
1	Install and remove		\$1,30		1			1,30
2	Machining	Milling	\$0,04 cm^3		270,2 Material - Steel		3	32,42
	Machining Setup,							
3	Change		\$0,65		1			0,65
	Drilled holes < 25,4							
4	mm dia.	Stud hole	\$0,35		16 Machine - Hole Length >= 4D		1,5	8,40
5	Weld	Joining	\$0,15 cm		192,8 Material - Steel		3	28,92
6	Cure, Oven		\$20,00 m^2		0,04			0,80
							Sub Total	72,49

Moyeau								
MID	Material	Use	Unit Cost	Unit	Area	Length	Density	Sub Total
	1 Steel, Mild		1018	\$2,25 kg	1,01E-02		0,15	7870 26,92
							Sub Total	26,92
PID	Process	Use	Unit Cost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
	Machining Setup,							
1	Install and remove		\$1,30		1			1,30
2	Machining	Late turn and mill	\$0,04 cm^3		551 Material - Steel		3	66,12
	Machining Setup,							
3	Change		\$0,65		1			0,65
4	Broach, Internal	Splines (rear only)	\$0,50 cm		6 Material - Steel		3	9,00
	Drilled holes < 25,4							
5	mm dia.	Stud hole	\$0,35		4 Machine - Hole Length >= 4D		1,5	2,10
5	Weld	Joining	\$0,15 cm		80,4 Material - Steel		3	12,06
6	Cure, Oven		\$20,00 m^2		0,03			0,60
							Sub Total	91,83

B.7. Titanium machiné

Porte-moyeu								
MID	Material	Use	Unit Cost	Unit	Area	Length	Density	Sub Total
1	Titanium	Ti-662	\$22,00	kg	4,64E-03		0,35	4540 162,34
							Sub Total	162,34
Moyeau								
PID	Process	Use	Unit Cost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
	Machining Setup,							
1	Install and remove		\$1,30		1			1,30
2	Machining	Milling	\$0,04	cm^3	2742,35	Material - Titanium	3,65	400,38
	Machining Setup,							
3	Change		\$0,65		1			0,65
	Drilled holes <							
4	25.4 mm dia.	Stud hole	\$0,35		16	Machine - Hole Length >= 4D	1,5	8,40
							Sub Total	409,43

Porte-moyeu								
MID	Material	Use	Unit Cost	Unit	Area	Length	Density	Sub Total
1	Titanium	Ti-662	\$22,00	kg	3,80E-03		0,15	4540 56,94
							Sub Total	56,94
Moyeau								
PID	Process	Use	Unit Cost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
	Machining Setup,							
1	Install and remove		\$1,30		1			1,30
2	Machining	Late turn and mill	\$0,04	cm^3	1684	Material - Titanium	3,65	245,86
	Machining Setup,							
3	Change		\$0,65		1			0,65
4	Broach, Internal	Ext. splines	\$0,50	cm	6	Material - Titanium	3,65	10,95
	Drilled holes <							
5	25.4 mm dia.	Stud hole	\$0,35		4	Machine - Hole Length >= 4D	1,5	2,10
							Sub Total	259,56

B.8. Titanium coulé

Porte-moyeu								
MID	Material	Use	Unit Cost	Unit	Area	Length	Density	Sub Total
1	Titanium	Ti-662	\$22,00	kg	4,64E-03		0,35	4540 162,34
							Sub Total	162,34
Moyeau								
PID	Process	Use	Unit Cost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
	Machining Setup,							
1	Install and remove		\$1,30		1			1,30
2	Machining	Milling	\$0,04	cm^3	501,8	Material - Titanium	3,65	73,26
	Machining Setup,							
3	Change		\$0,65		1			0,65
	Drilled holes <							
4	25.4 mm dia.	Stud hole	\$0,35		16	Machine - Hole Length >= 4D	1,5	8,40
5	Sand Casting	Basic forming	\$3,00	kg	3	Material - Titanium	3,65	9,00
6	Cure, Oven		\$20,00	m^2	0,04			0,80
							Sub Total	93,41

Moyeau								
MID	Material	Use	Unit Cost	Unit	Area	Length	Density	Sub Total
1	Titanium	Ti-662	\$2,25	kg	3,80E-03		0,15	4540 5,82
							Sub Total	5,82
PID	Process	Use	Unit Cost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
1	Machining Setup,							
1	Install and remove		\$1,30		1			1,30
2	Machining	Late turn and mill	\$0,04	cm^3	551	Material - Titanium	3,65	80,45
3	Machining Setup,							
3	Change		\$0,65		1			0,65
4	Broach, Internal	Splines (rear only)	\$0,50	cm	6	Material - Titanium	3,65	10,95
Drilled holes <								
5	25.4 mm dia.	Stud hole	\$0,35		4	Machine - Hole Length >= 4D	1,5	2,10
5	Sand Casting	Basic forming	\$3,00	kg	2	Material - Titanium	3,65	6,00
6	Cure, Oven		\$20,00	m^2	0,03			0,60
							Sub Total	102,05

B.9. Titanium soudé

Porte-moyeu								
MID	Material	Use	Unit Cost	Unit	Area	Length	Density	Sub Total
1	Titanium	Ti-662	\$22,00	kg	4,64E-03		0,35	4540 162,34
							Sub Total	162,34
PID	Process	Use	Unit Cost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
1	Machining Setup,							
1	Install and remove		\$1,30		1			1,30
2	Machining	Milling	\$0,04	cm^3	250,9	Material - Titanium	3,65	36,63
3	Machining Setup,							
3	Change		\$0,65		1			0,65
Drilled holes <								
4	25.4 mm dia.	Stud hole	\$0,35		16	Machine - Hole Length >= 4D	1,5	8,40
5	Weld	Joining	\$0,15	cm	192,8	Material - Titanium	3,65	28,92
6	Cure, Oven		\$20,00	m^2	0,04			0,80
							Sub Total	76,70

Moyeau								
MID	Material	Use	Unit Cost	Unit	Area	Length	Density	Sub Total
1	Titanium	Ti-662	\$22,00	kg	3,80E-03		0,15	4540 56,94
							Sub Total	56,94
PID	Process	Use	Unit Cost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
1	Machining Setup,							
1	Install and remove		\$1,30		1			1,30
2	Machining	Late turn and mill	\$0,04	cm^3	551	Material - Titanium	3,65	80,45
3	Machining Setup,							
3	Change		\$0,65		1			0,65
4	Broach, Internal	Splines (rear only)	\$0,50	cm	6	Material - Titanium	3,65	10,95
Drilled holes <								
5	25.4 mm dia.	Stud hole	\$0,35		4	Machine - Hole Length >= 4D	1,5	2,10
5	Weld	Joining	\$0,15	cm	80,4	Material - Titanium	3,65	12,06
6	Cure, Oven		\$20,00	m^2	0,03			0,60
							Sub Total	108,11

B.10. Frein à disque en acier

Frein à disque								
MID	Material	Use	Unit Cost	Unit	Area	Length	Density	Sub Total
1 Steel, Mild		Rotor	\$2,25	kg	6,45E-02	6,35E-03	7800	7,19
							Sub Total	7,19
PID	Process	Use	Unit Cost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
1	Laser cut	Ventillating rotor	\$0,10	cm	206			20,60
2	Drilled holes < 25,4 mm dia.	Support rotor	\$0,35	hole	4	Material - Steel	3,00	4,20
3	Grind, Profile	Facing rotor	\$0,15	cm^2	149	Material - Steel	3,00	67,05
							Sub Total	91,85
FID	Fastener	Use	Size	Unit	Unit Cost	Quantity	-	Sub Total
1	Bolt, Grade 12.9	Support rotor	6,35 mm		0,1	4		0,40
2	Nut, Grade 12.9	Support Rotor	6,35 mm		0,05	4		0,20
							Sub Total	0,60

Annexe C Détermination de la méthode de fabrication et du matériau du porte-moyeu et du moyeu

	bois usiné	fibre de verre moulé	fibre de carbone moulé	titanium coulé	titanium usiné	titanium soudé	acier coulé	acier usiné	acier soudé	aluminium coulé	aluminium usiné	aluminium soudé
Prix	25	10	5	10	5	10	15	5	15	20	10	20
Facilité de fabrication	8	12	8	4	8	12	8	8	16	8	16	16
Résistance et fiabilité	3	12	15	12	12	12	9	9	9	6	6	6
Densité	10	10	10	6	6	6	2	2	2	10	10	10
Disponibilité	5	5	2	3	3	3	5	5	5	4	4	4
Total	51	49	40	35	34	43	39	29	47	48	46	56

Alliage d'aluminium	5083-H116	6061-T6	2011-T3	6063-T5	2024-T4	7075-T6	6351-T6	5454-H34
Prix	15	20	10	20	10	5	20	15
Facilité de fabrication	8	16	8	12	4	4	16	8
Résistance et fiabilité	6	6	9	3	12	15	6	6
Densité	10	10	10	10	10	10	10	10
Disponibilité	3	5	2	4	2	1	4	3
Total	42	57	39	49	38	35	56	42

Annexe D Détermination de la méthode de fabrication et du matériau du disque de frein

	acier	acier inoxydable	aluminium	carbone	céramique	fonte	titanium
Prix	25	15	20	5	5	25	10
Résistance, fiabilité et performance	8	12	0	20	16	8	16
Facilité de fabrication	12	9	15	3	3	9	6
Densité	2	2	6	10	8	2	6
Disponibilité	5	4	4	2	2	4	3
Total	52	42	45	40	34	48	41

Nuance d'acier	1018	1117	1215	1045	1141	1144	12L14	A36	8620
Prix	25	20	20	20	20	25	20	25	20
Résistance, fiabilité et performance	4	8	4	12	12	12	4	4	4
Facilité de fabrication	3	9	15	3	9	9	6	9	6
Densité	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Disponibilité	5	4	4	4	4	5	5	5	5
Total	39	43	45	41	47	53	37	45	37

Annexe E

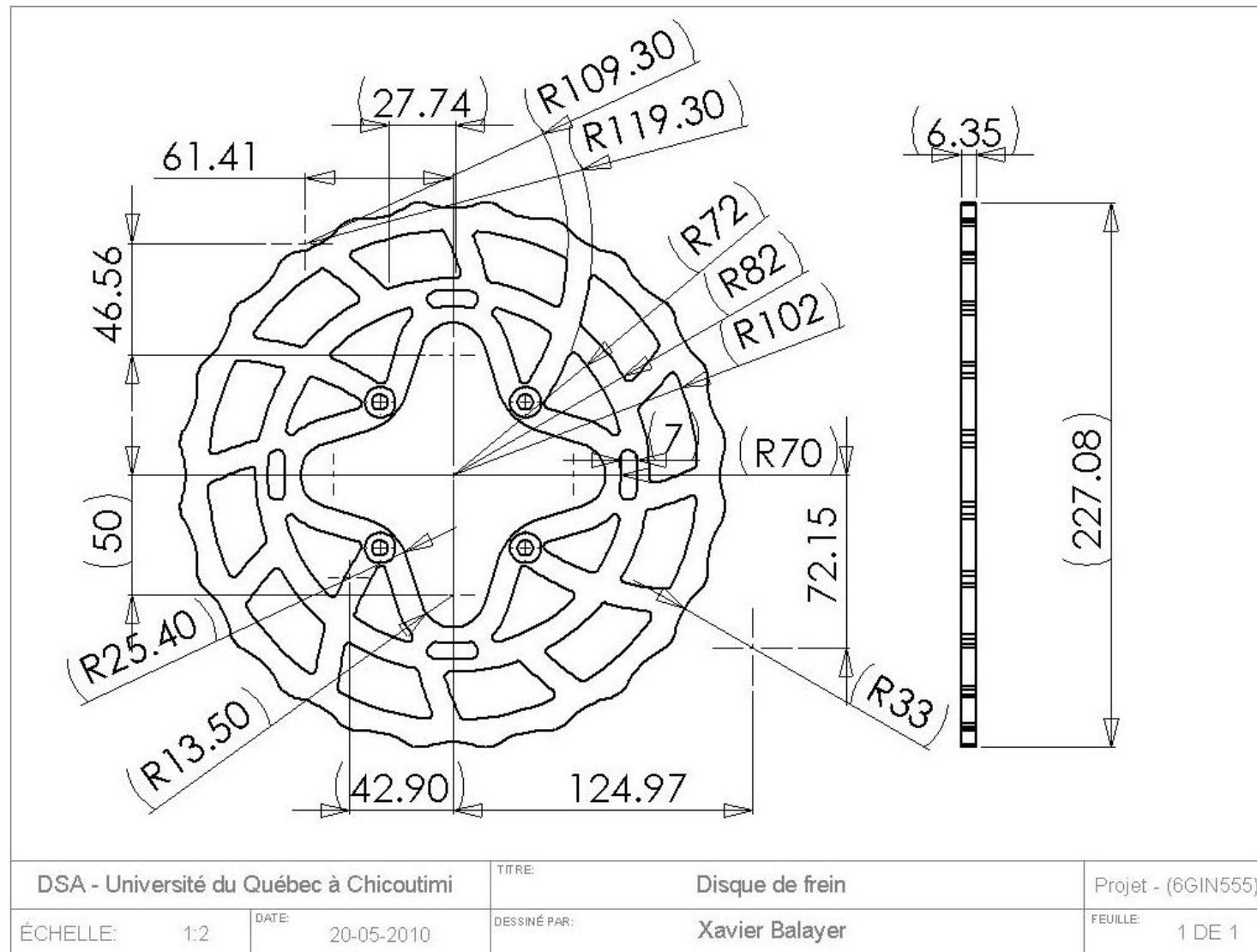


Figure E.1: Plan du disque de frein

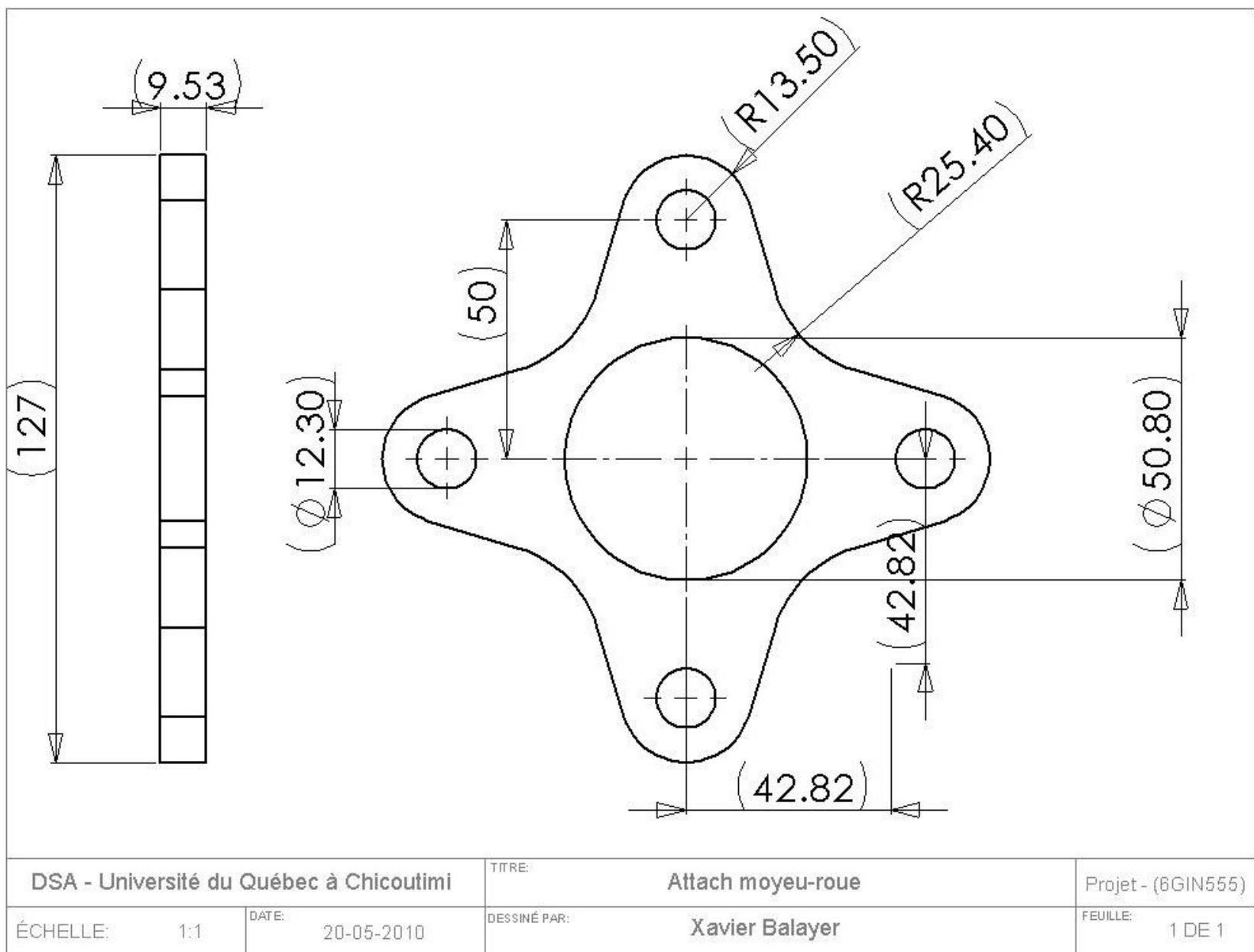
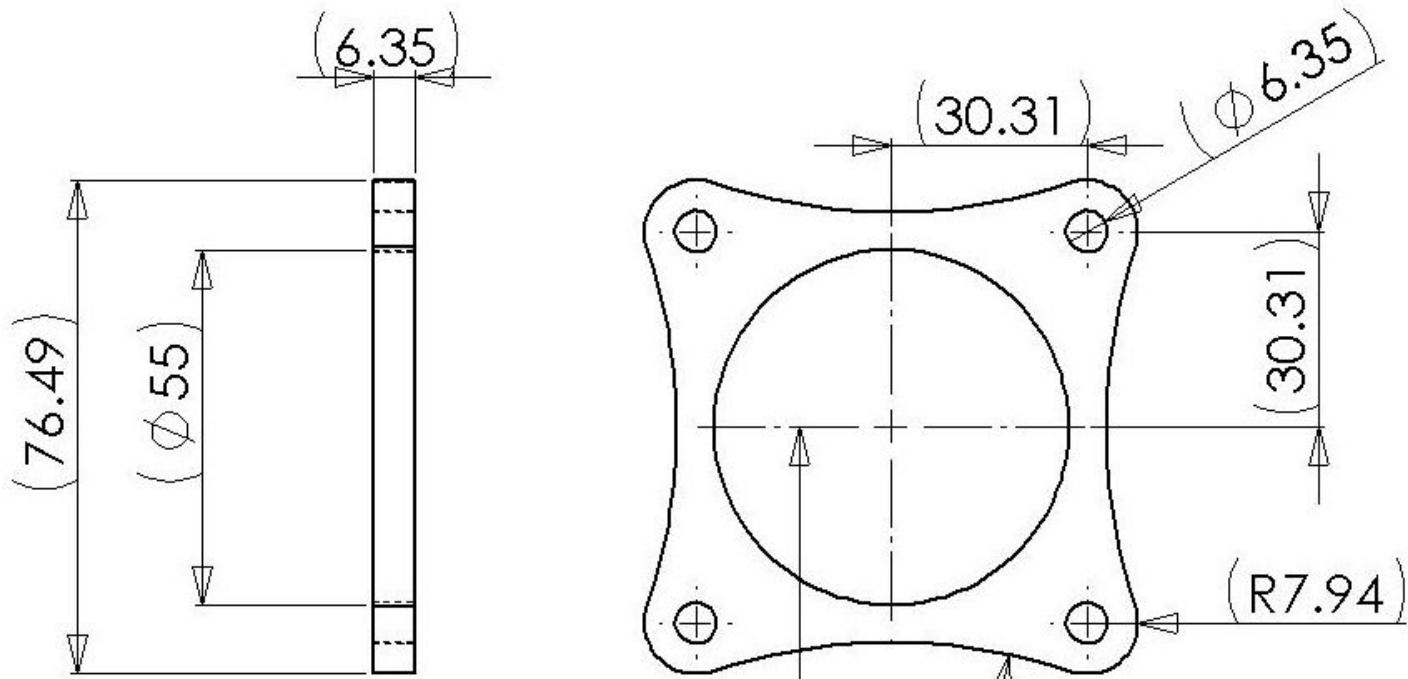


Figure E.2: Plan de l'attach moyeu-roue



DSA - Université du Québec à Chicoutimi	TITRE:	Attach moyeu-disque	Projet - (6GIN555)
ÉCHELLE: 1:1	DATE: 20-05-2010	DESSINÉ PAR: Xavier Balayer	FEUILLE: 1 DE 1

Figure E.3: Plan de l'attach moyeu-disque

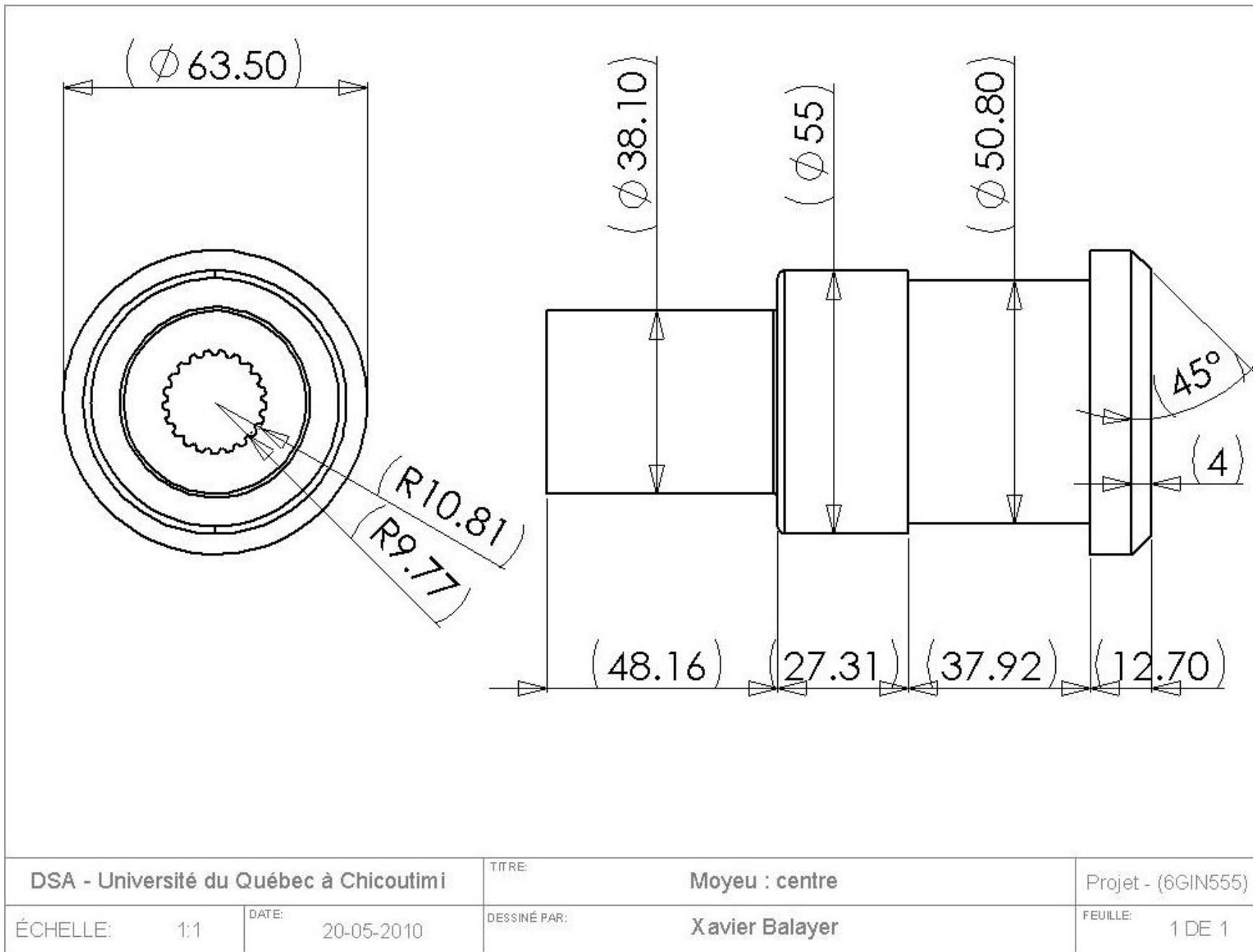
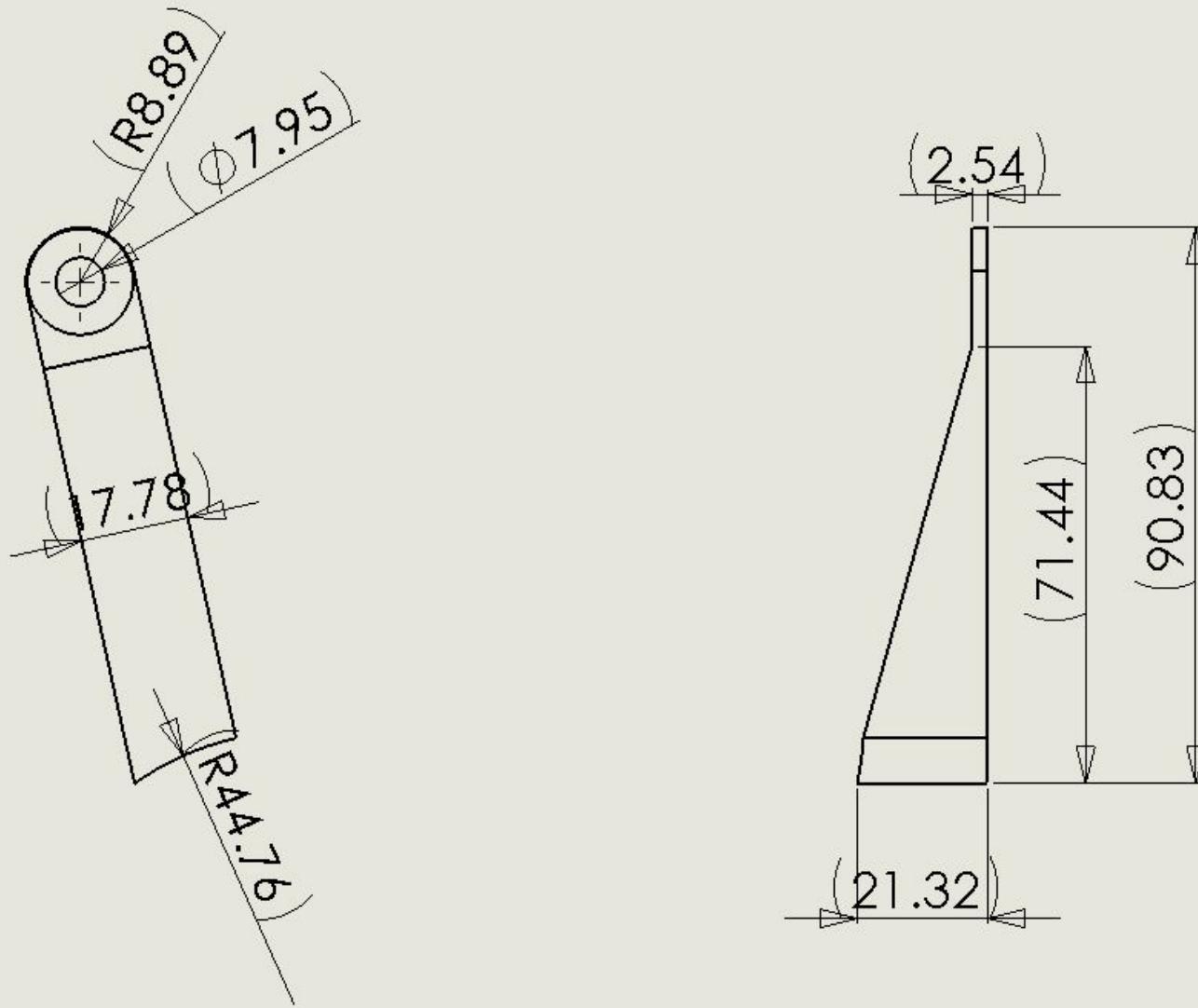


Figure E.4: Plan de la partie centrale du moyeu



DSA - Université du Québec à Chicoutimi		TITRE:	Bras 1	Projet - 6GIN555
ÉCHELLE:	1:1	DATE:	20-05-2010	DESSINÉ PAR: Victor Botchway

Figure E.5: Bras 1 du Porte-moyeu

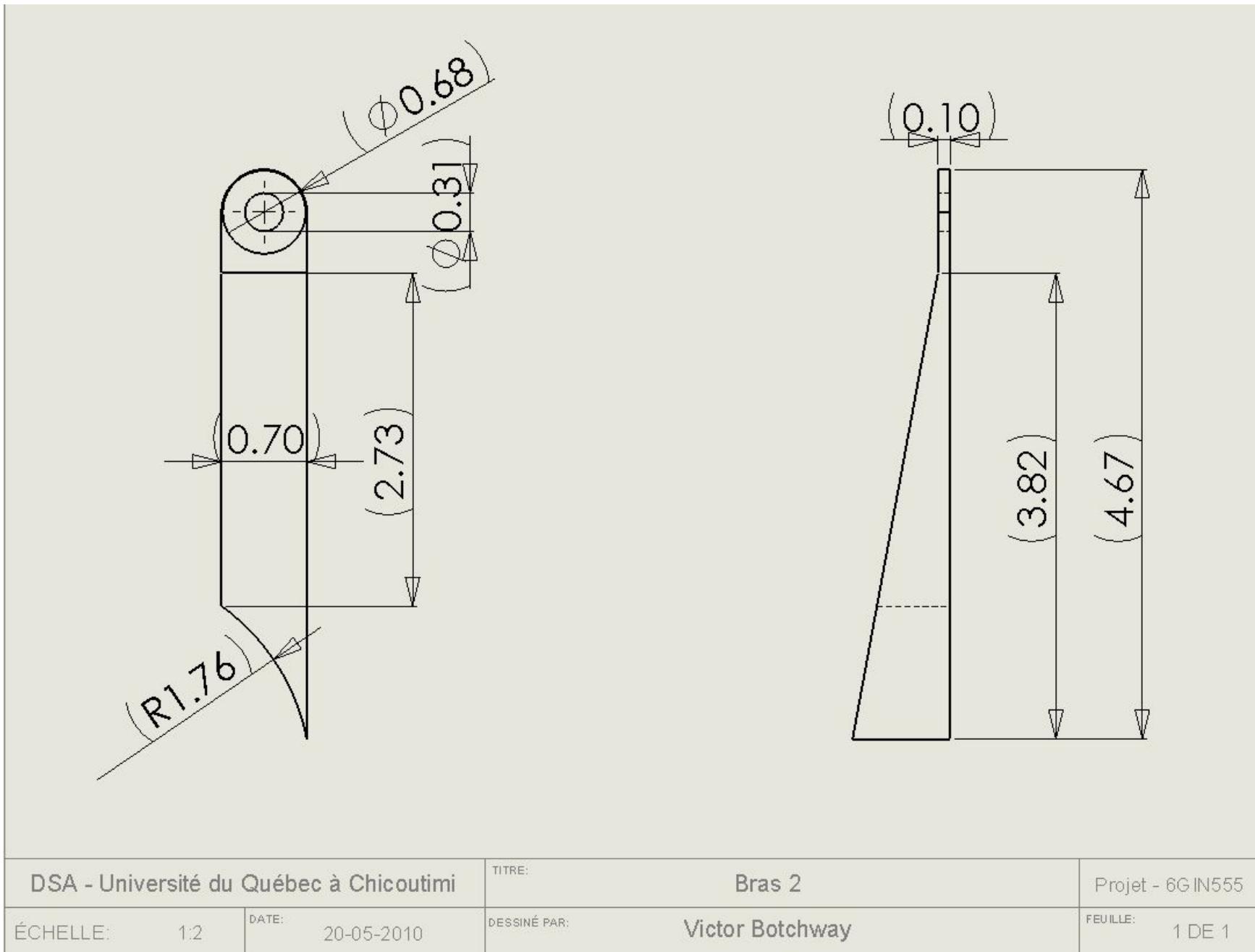
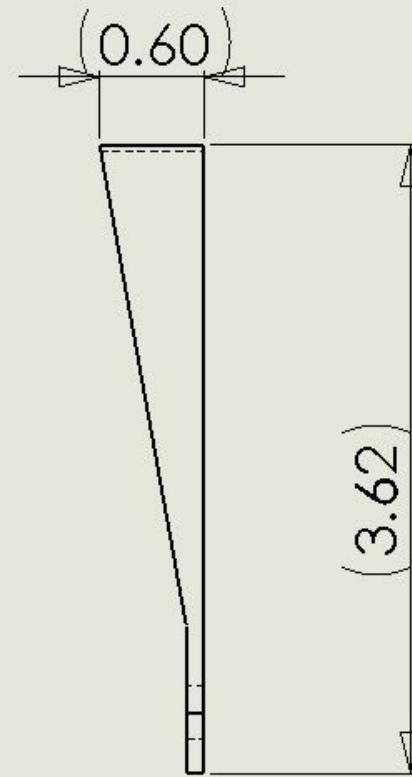
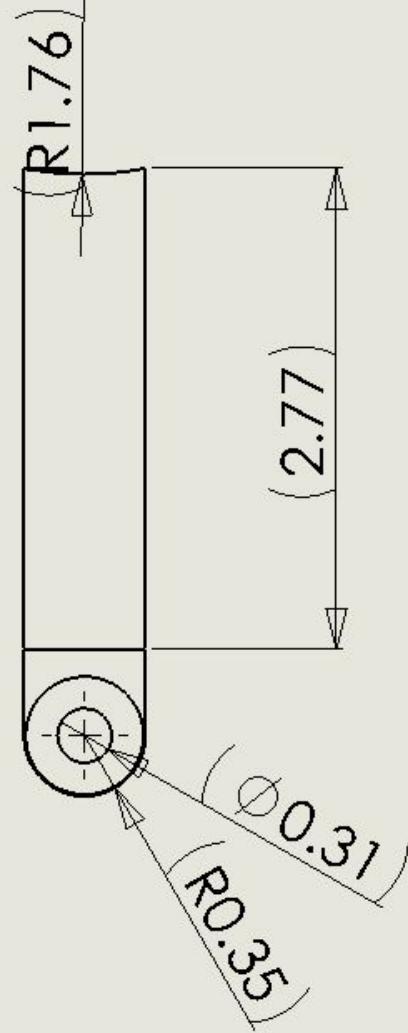
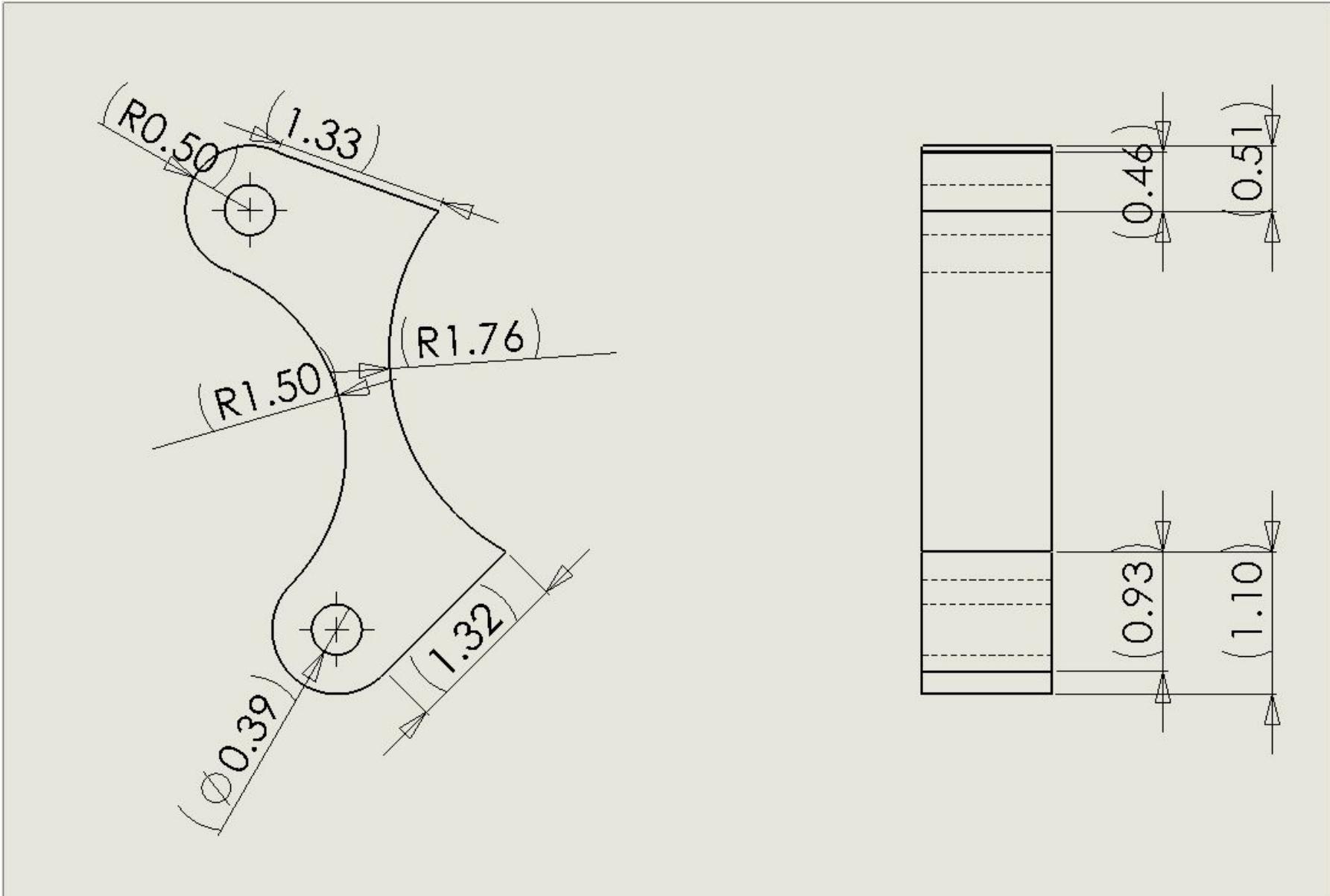


Figure E.6: Bras 2 du porte-moyeu



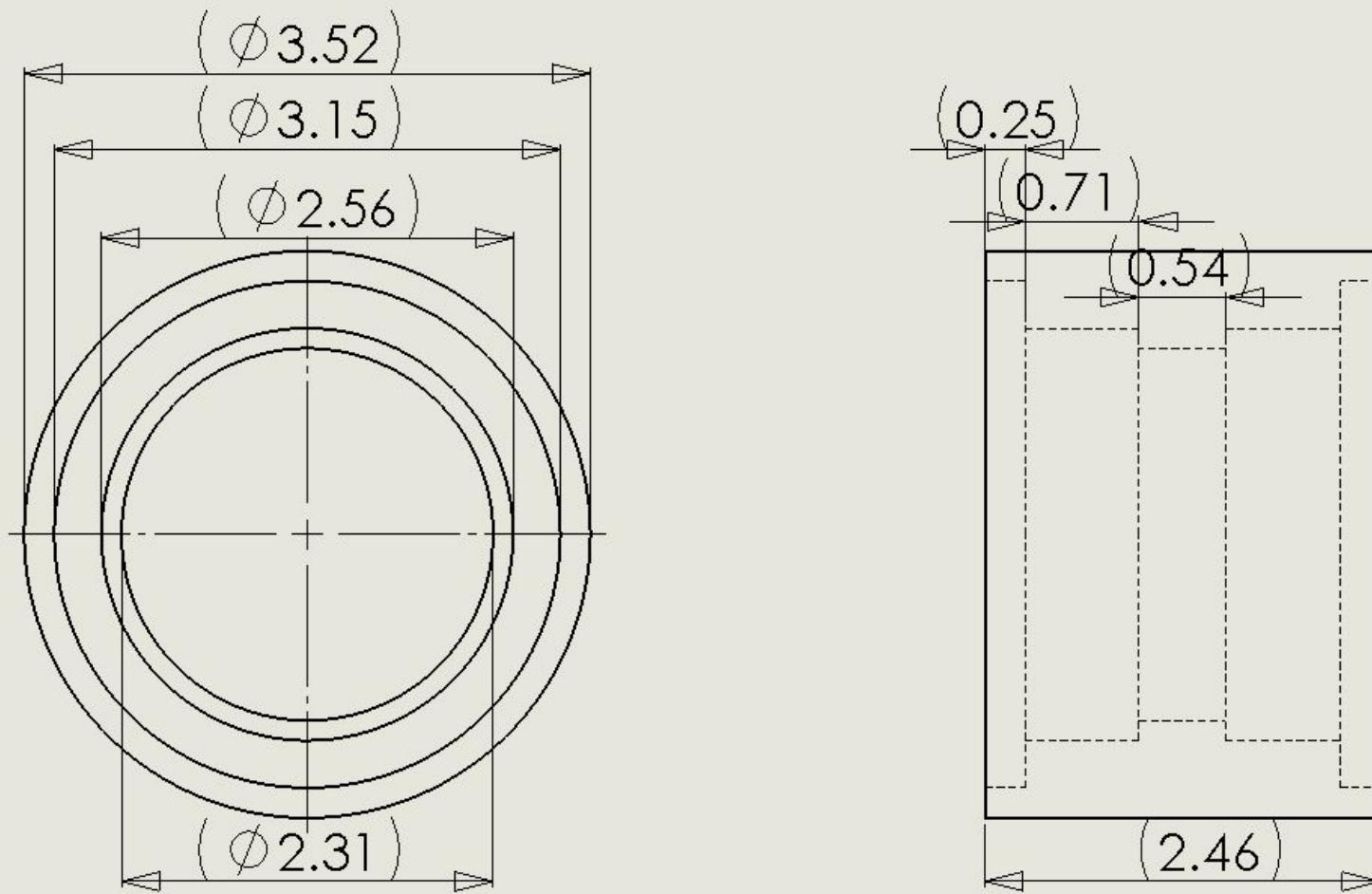
DSA - Université du Québec à Chicoutimi	TITRE:	Bras 3	Projet - 6G IN555
ÉCHELLE: 1:1	DATE: 20-05-2010	DESSINÉ PAR: Victor Botchway	FEUILLE: 1 DE 1

Figure E.7: Bras 3 du porte-moyeu



DSA - Université du Québec à Chicoutimi		TITRE:	Point d'attache	Projet - 6GIN555
ÉCHELLE:	1:1	DATE:	20-05-2010	DESSINÉ PAR: Victor Botchway FEUILLE: 1 DE 1

Figure E.8: Point d'attache porte-moyeu et disque de frein



DSA - Université du Québec à Chicoutimi	TITRE:	Corps	Projet - 6Gin555
ÉCHELLE: 1:1	DATE: 20-06-2010	DESSINÉ PAR: Victor Botchway	FEUILLE: 1 DE 1

Figure E.9: Corps central du porte-moyeu

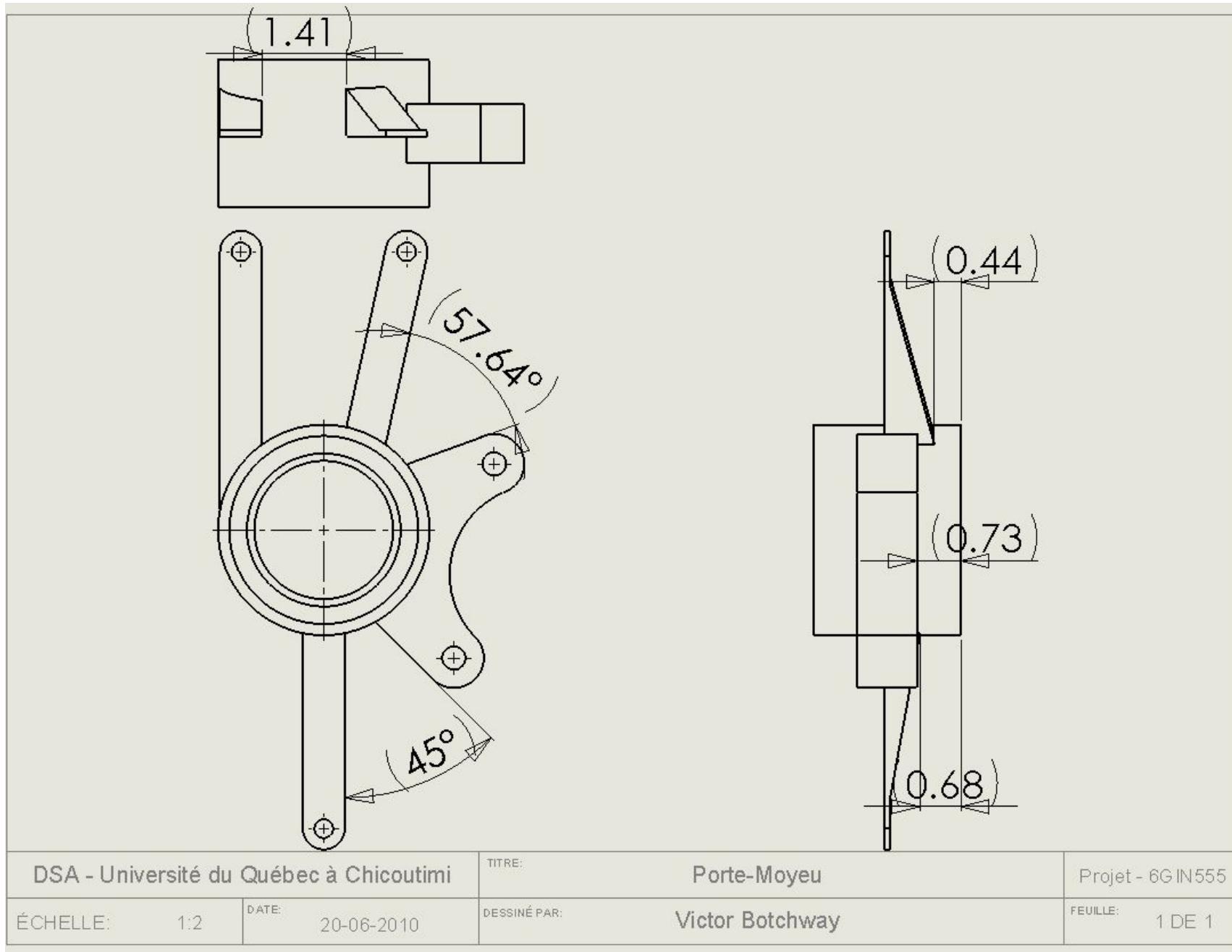


Figure E.10: Assemblage du porte-moyeu