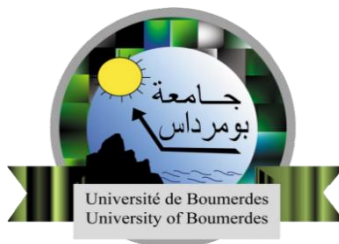


REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA BOUMERDES



Faculté de Technologie
Département Génie Mécanique

Mémoire de Master

Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Construction Mécanique

THEME

**Adaptation d'un système ABS sur un essieu avant E2A sur le
camion K66**

Présenté par :

LEFKIR Rayane

LATAOUI Anis

Promoteur :

MANSER Belkacem

Encadreur :

CHERCHOURI Farid

Promotion 2022 - 2023

Résumé

L'objectif principal de ce travail consiste à la conception d'une solution technologique pour l'adaptation d'un système de freinage à disque avec le dispositif anti-blocage Wabco sur l'essieu avant E2A du camion K66.

Dans cette étude, la conception du système de freinage à disque avec le système antiblocage ABS sur le pont avant du camion K66 a été proposée et réalisée à l'aide du logiciel de conception SolidWorks®. La simulation des éléments sur lesquels des modifications ont été apportées a été effectuée à l'aide du logiciel SolidWorks Simulation. Les principaux paramètres, fonctions, types et caractéristiques des éléments intervenant dans la simulation ont été définis et présentés. Les résultats obtenus ont été exposés, discutés et approuvés.

Mots clés : Camion K66 ; système de freinage à disque ; ABS ; Simulation Numérique ; VIUR.

Abstract

The main objective of this work is the design of a technological solution for the adaptation of a disc brake system with the Wabco anti-lock braking system on the front axle E2A of the K66 truck.

In this study, the design of the disc brake system with the ABS anti-lock braking system on the front axle of the K66 truck was proposed and carried out using the SolidWorks® design software. The simulation of the components on which modifications were made was performed using SolidWorks Simulation software. The main parameters, functions, types, and characteristics of the components involved in the simulation were defined and presented. The obtained results were presented, discussed, and approved.

Keywords : K66 Truck ; disc brake system ; ABS ; Digital simulation ; VIUR.

ملخص

الهدف الرئيسي من هذا العمل هو تصميم حلاً تكنولوجياً لتكييف نظام الفرامل القرصية مع نظام مكافحة الانغلاق من Wabco على المحور الأمامي E2A لشاحنة K66 .

في هذه الدراسة، تم اقتراح وتنفيذ تصميم نظام الفرامل القرصية مع نظام مكافحة الانغلاق ABS على الجسر الأمامي لشاحنة K66 باستخدام برنامج تصميم SolidWorks®. تم إجراء محاكاة العناصر التي تم إجراء تعديلات عليها باستخدام برنامج SolidWorks Simulation. تم تحديد وعرض المعلمات الرئيسية والوظائف والأنواع والخصائص الرئيسية للعناصر المشاركة في المحاكاة. تم تقديم النتائج المحصلة ومناقشتها واعتمادها.

الكلمات المفتاحية: شاحنة K66؛ نظام الفرامل القرصية؛ ABS؛ المحاكاة العددية؛ VIUR.

Remerciements

On remercie en premier lieu "Allah", le Tout-Puissant, de nous avoir donné la santé, la volonté et la chance de terminer ce mémoire.

Nous tenons à remercier nos parents pour leur soutien moral et financier indéfectible tout au long de notre parcours scolaire et universitaire.

*Nous tenons à exprimer nos remerciements et notre gratitude les plus sincères envers notre promoteur, **M. MANSER Belkacem**, pour son orientation, sa disponibilité ainsi que ses conseils avisés tout au long de notre travail de mémoire.*

Nous adressons également nos remerciements à tous les enseignants, intervenants et membres du corps universitaire pour leurs paroles, leurs écrits, leurs conseils et leurs critiques qui ont su orienter nos pensées et nos réflexions de manière précieuse.

*Nous remercions également toute l'équipe de l'entreprise VIUR ROUIBA pour nous avoir encadrés et guidés tout au long de notre stage, et en particulier notre maître de stage, **M. CHERCHOURI Farid**, pour son accueil chaleureux et son professionnalisme exemplaire.*

Enfin, nous exprimons notre gratitude envers les honorables membres du jury qui nous font l'honneur d'examiner notre travail.



Dédicace

Je tiens à dédier ce travail.

*À ma très chère **mère** et à mon très cher **père**, pour leurs sacrifices, leurs dévouements, ainsi que leurs soutiens inflexibles durant tous mon parcours scolaire et universitaire, ainsi que leur foi illimitée envers moi.*

Eux qui ont investi tant d'effort pour mon éducation et mon instruction qui m'a permis d'atteindre ce but.

À ceux qui sont la source de mon inspiration et mon courage, à qui je dois de l'amour et de la reconnaissance.

*À mon très cher frère **AZIZ**,*

À toute ma famille,

*À mon cher ami **Anís Lataouí**,*

À tous mes amis,

*À l'équipe **VIUR**,*

À tous ceux qui m'aiment.

Lefkír Rayane





Dédicace

Je tiens à dédier ce travail

*A mes chers parents ma mère et mon père
Pour leur patience, leur amour, leur soutien et leurs
encouragements.*

A mon frère Hamza.

A mes sœurs Anissa, Ouarda et Hanane.

A mon oncle Lakhdar koroghli.

A mon cousin Rachid Bouacherine.

*A mes amis surtout Rayane lefkir, Aymen Bakeri
et mes camarades.*

A tout l'équipes de VIUR.

*Sans oublier tous les professeurs que ce soit du
Primaire, du moyen, du secondaire ou de
l'enseignement supérieur.*

LATAOUI Anis



Table des matières

Table des matières	i
Table des figures	vii
Liste des tableaux	x
Nomenclature	xi
Introduction générale	1
Présentation de l'entreprise VIUR-ROUÏBA	4
Chapitre I : Aperçu des systèmes de freinage	9
Introduction	9
1. Historique des systèmes de freinage	9
2. Principe de freinage.....	10
3. Système de freinage classique.....	10
4. Différents types de freins	11
4.1. Frein à tambour.....	11
4.2. Frein à disque.....	11
5. Inconvénients de frein classique	12
6. Types de freins à disque	12
6.1. Principe de fonctionnement de frein à disque à étrier coulissant	12
6.2. Principe de fonctionnement de frein à disque à étrier fixe	12
7. Types de commandes de freinage	13
7.1. Commande de freinage hydraulique.....	13
7.1.1. Eléments constitutifs	13
7.1.2. Principe de fonctionnement	13
7.2. Commande Pneumatique.....	14
7.2.1. Eléments constitutifs	14
7.2.2. Principe de fonctionnement	16
8. L'ABS : système de freinage antiblocage	17
8.1. Depuis quand est obligatoire l'ABS	17
8.2. Composants de système ABS	17
8.2.1. Unité de commande électronique.....	17

8.2.2. _Modulateur de pression hydraulique.....	18
8.2.3. _Capteurs de vitesse des roues.....	18
8.2.4. _Maitre-cylindre	18
8.3. Principe de fonctionnement de l'ABS	19
8.4. Rôle du système ABS	20
Conclusion	20

Chapitre II : Conception des composants du système de freinage 21

Introduction	21
1. Camion SONACOME K66.....	21
2. Positionnement.....	25
3. Présentation de logiciel SolidWorks	25
3.1. Description.....	26
3.2. Pourquoi en utilisé SolidWorks	26
3.3. Fonctionnalités de SolidWorks.....	27
4. Conception de système de freinage	27
5. Description des organes constitutifs de l'ensemble de freinage	29
5.1. Description du moyeu.....	29
5.2. Description de disque de frein	30
5.3. Ensemble disque moyeu	31
5.4. Description de support étrier	31
5.5. Description de la couronne (roue dentée).....	32
5.6. Description de la fusée	33
5.7. Description de l'étrier.....	34
5.8. Capteur de vitesse.....	35
5.9. Autres pièces de frein	35
Conclusion	36

Chapitre III : Simulation des composants de l'ensemble de freinage 37

Introduction	37
1. Simulation numérique	37
2. SolidWorks simulation.....	38
2.1. Gamme SolidWorks simulation.....	38

Table des matières

2.2. Fonctionnalités de SolidWorks Simulation	38
3. Présentation du système de freinage	39
4. Processus d'analyse.....	40
5. Modèles étudiés	40
6. Résultat et discussion de la simulation.....	41
6.1. Analyse et simulation de sous-l'ensemble Fusée-Support Etrier	42
6.1.1. Charge et condition aux limites	42
6.1.2. Maillage de modèle.....	42
6.1.3. Résultat de la simulation	43
6.2. Analyse et simulation de sous-l'ensemble Disque-Moyeu-Goujon	45
6.2.1. Charge et condition aux limites	45
6.2.2. Maillage de modèle.....	46
6.2.3. Résultat de la simulation	46
7. Étude de mouvement sur le sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon	49
7.1. Étapes de l'étude de mouvement.....	49
7.1.1. Création de l'étude de mouvement.....	49
7.1.2. Choix des pièces à simuler.....	49
7.1.3. Exécution de la simulation.....	49
7.2. Résultats de l'étude de Mouvement.....	49
8. Étude statique du sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon en rotation	51
8.1. Analyse et simulation du disque	51
8.1.1. Charge et condition aux limites	51
8.1.2. Maillage du modèle.....	51
8.1.3. Résultats de la simulation	52
8.2. Analyse et simulation du moyeu	54
8.2.1. Charge et condition aux limites	54
8.2.2. Maillage du modèle.....	54
8.2.3. Résultats de la simulation	54
Conclusion	56
Conclusion générale	57
Références Bibliographiques	58
Annexe	60

Table des figures

Chapitre I

Figure I. 1: Système de freinage classique [4]	11
Figure I. 2: Frein à tambour [5]	11
Figure I. 3: Frein à disque [6]	11
Figure I. 4: Étrier coulissant [5]	12
Figure I. 5: Étrier fixe [5]	12
Figure I. 6: Schéma d'une commande hydraulique [5]	13
Figure I. 7: Système de freinage pneumatique [7]	14
Figure I. 8 : Pédale de frein [7]	14
Figure I. 9: Compresseur d'air [7]	15
Figure I. 10: Régulateur [7]	15
Figure I. 11: Réservoir [7]	15
Figure I. 12: Soupape sûreté [7]	15
Figure I. 13: Récepteur de freinage [7]	16
Figure I. 14: Système pneumatique à simple circuit [7]	17
Figure I. 15: Unité de commande électronique [10]	17
Figure I. 16: Modulateur de pression hydraulique [10]	18
Figure I. 17: Capteur de vitesse des roues [10]	18
Figure I. 18: Maître-cylindre [10]	18
Figure I. 19: Circuit de système de freinage ABS [11]	19

Chapitre II

Figure II. 1: Camion K66 [13]	21
Figure II. 2: Positionnement de l'ensemble de roue [14]	25
Figure II. 3: L'ensemble frein dessiné avec SolidWorks	27
Figure II. 4: Vue éclatée de l'ensemble frein dessiné avec SolidWorks	28
Figure II. 5: Moyeu dessiné avec SolidWorks [16]	29
Figure II. 6: Disque de frein	30
Figure II. 7 : Ensembles disque moyeu	31

Table des figures

Figure II. 8: Support étrier	31
Figure II. 9: Couronne	32
Figure II. 10: Fusée.....	33
Figure II. 11: Étrier	34
Figure II. 12: Capteur de vitesse.....	35
Figure II. 13: Sous-ensemble goujon écrou	35
Figure II. 14: Sous-ensemble boulon-rondelle	35
Figure II. 15: Sous-ensemble vis-rondelle.....	35

Chapitre III

Figure III. 1: Système de freinage à disque ABS dessiné avec SolidWorks.....	39
Figure III. 2: Maillages des modèles dans SolidWorks simulation.....	40
Figure III. 3: Sous-ensemble Fusée-Support Étrier dessiné avec SolidWorks.....	41
Figure III. 4: Sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon dessiné avec SolidWorks.....	41
Figure III. 5: Sous-ensemble Fusé-Support Étrier sous conditions aux limites	42
Figure III. 6: Maillage du sous-ensemble Fusée-Support Étrier	42
Figure III. 7: Distributions des contraintes équivalentes de la Fusée-Support Étrier.....	43
Figure III. 8: Distribution de champ de déplacement de Fusée-Support Étrier.....	44
Figure III. 9: Distribution de champ de déformation de Fusée-Support Étrier	44
Figure III. 10: Distribution du coefficient de sécurité sur la Fusée-Support Étrier.....	45
Figure III. 11: Sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon sous conditions aux limites.....	46
Figure III. 12: Maillage de sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon.....	46
Figure III. 13: Distributions des contraintes équivalentes sur le Disque-Moyeu-Goujon.....	47
Figure III. 14: Distribution de champ de déplacement de Disque-moyeu-goujon	47
Figure III. 15: Distribution de champ de déformation de Disque-Moyeu-Goujon	48
Figure III. 16: Distribution de coefficient de sécurité sur le Disque-Moyeu-Goujon	48
Figure III. 17: Sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon sous l'effet de la vitesse.....	49
Figure III. 18: Distribution des contraintes équivalentes sur le Disque-Moyeu-Goujon	50
Figure III. 19: Distribution du champ de déplacement sur le Disque-Moyeu-Goujon	50
Figure III. 20: Distribution du coefficient de sécurité sur le Disque-Moyeu-Goujon.....	51
Figure III. 21: Maillage de disque	51

Table des figures

Figure III. 22: Distribution des contraintes équivalentes sur le disque	52
Figure III. 23: Distribution du champ de déplacement sur le disque	52
Figure III. 24: Distribution de champ de déformation de disque	53
Figure III. 25: Distribution du coefficient de sécurité sur le disque.....	53
Figure III. 26: Moyeu sous conditions aux limites et densité moyenne de maillage.	54
Figure III. 27: Distribution des contraintes équivalentes de Von-mises sur le moyeu.....	54
Figure III. 28: Distribution du champ de déplacement sur le moyeu	55
Figure III. 29: Distribution de champ de déformation de moyeu	55
Figure III. 30: Distribution du coefficient de sécurité sur le moyeu	56

Liste des tableaux

Chapitre II

Tableau II. 1: Caractéristique des composants de l'ensemble de freinage [14].....	28
Tableau II. 2: Propriétés mécaniques de fonte 66	29
Tableau II. 3: Caractéristiques mécaniques du Moyeu	29
Tableau II. 4: Propriétés mécaniques de fonte EN-GJL-200 HC	30
Tableau II. 5: Caractéristiques mécaniques du disque	31
Tableau II. 6: Propriétés mécaniques de l'acier 34CrMo4.....	32
Tableau II. 7: Caractéristiques mécaniques du support étrier	32
Tableau II. 8: Propriétés mécaniques d'Acier E355.....	33
Tableau II. 9: Caractéristiques mécaniques de la couronne	33
Tableau II. 10: Propriétés mécaniques de l'Acier 34CrMo4.....	34
Tableau II. 11: Caractéristiques mécaniques de la fusée.....	34
Tableau II. 12: Propriétés mécaniques de 42CrMO4	36

Nomenclature

SNVI	Société nationale des véhicule industriels
VIUR	Entreprise des véhicules industrielle et utilitaires de Rouïba
DGPC	Direction générale de la protection civile
ESP	L'électro stabilisateur programmé
ABS	Système antiblocage des roues
AFU	Assistance au freinage d'urgence
ASR	Antipatinage des roues
FO. R	Epe Fonderies de Rouïba
VIR	Véhicules Industriels de Rouïba
CIR	Carrosseries Industrielles de Rouïba
CIT	Carrosseries Industrielles de Tiaret
E.R.V.I	Entreprise Rénovation Véhicules Industriels
RAP	Renaut Algérie Production
ZF	Principale fournisseur mondiale de technologie de transmission
PTAC	Poids totale autorisé en charge de tracteur
PTRA	Poids totale roulante autorisé
CAO	Conception assistée par ordinateur
KNOTT	Principale fournisseur mondiale de technologie de freinage

Introduction générale

Chaque année, les accidents de la route font des milliers de victimes en Algérie. En effet, selon le bilan de 2020 de la Direction Générale de la Protection Civile (DGPC), il y a eu plus de 54 000 accidents qui ont coûté la vie à plus de 1 501 Algériens et ont blessé plus de 64 080 personnes.

Si aucune mesure n'est prise, ces chiffres ne feront qu'augmenter au fil des années. C'est pourquoi cette problématique est désormais considérée comme une priorité nationale, en raison de ses dimensions sociales, économiques et politiques. Le ministre considère ces chiffres comme particulièrement préoccupants et les interprète comme un appel à entreprendre des actions durables pour promouvoir la sensibilisation et la sécurité routière.

Parmi ces actions durables, on peut citer la publication de l'arrêté du 23/03/2015 du J.O N°16, qui établit les cahiers des charges relatifs aux conditions et modalités d'exercice des activités des concessionnaires de véhicules neufs. Ces derniers sont tenus de respecter de nouvelles exigences réglementaires en matière de dispositifs de sécurité pour tous types de véhicules, afin d'améliorer la sécurité routière et de lutter contre ce fléau qui sévit en Algérie. Ils deviennent ainsi des acteurs majeurs dans cette lutte [1].

Il est important de souligner que l'industrie automobile est en constante évolution, et cela concerne tous les composants des véhicules. Cependant, c'est dans le domaine de la sécurité que les progrès ont été les plus importants au cours des dernières décennies, principalement en raison des normes de sécurité européennes et américaines de plus en plus strictes. Il est donc logique que les voitures modernes, quelle que soit leur gamme, intègrent de plus en plus de systèmes embarqués tels que l'ABS (système antiblocage) et l'ESP (programme de stabilité électronique).

En effet, les constructeurs automobiles doivent moderniser les nouveaux modèles en intégrant une variété de nouveaux modules de sécurité avancés. On parle ainsi de différentes technologies de sécurité, qu'elles soient passives ou actives. Parmi ces systèmes embarqués, on trouve l'ABS, l'AFU (assistance au freinage d'urgence), l'ASR (antipatinage des roues) et le système de correction de trajectoire ESP.

Ces systèmes ont pour objectif de réduire les risques d'accidents et, le cas échéant, de limiter les dommages causés par ces accidents. Par exemple, le système ABS joue un rôle crucial en évitant le blocage des roues sur une route glissante, ce qui permet de retrouver une adhérence importante lors de situations dangereuses. L'ESP, quant à lui, améliore également l'adhérence et la trajectoire du véhicule sur sol mouillé en agissant sur le freinage, le moteur voire même la boîte de vitesses. Lorsqu'ils sont combinés avec l'ASR et l'AFU, ces systèmes d'assistance à la conduite permettent une amélioration significative de l'adhérence et de la trajectoire du véhicule

lors de situations dangereuses sur la route, que ce soit en raison d'une chaussée mouillée ou d'un obstacle nécessitant une manœuvre d'urgence.

Il convient également de souligner l'importance du système de freinage en lui-même. En effet, il existe communément deux systèmes de freinage qui se sont démocratisés au fil des décennies. Tout d'abord, le système de frein à tambour a été le premier système de freinage à être utilisé dans l'industrie automobile. Il n'est donc pas étonnant qu'il ait été largement adopté en raison de l'absence de systèmes de freinage concurrents. Ce n'est qu'à la moitié du XXe siècle que le système de freinage à disque a commencé à être utilisé sur des véhicules haut de gamme, venant ainsi concurrencer le frein à tambour qui a été progressivement remplacé en faveur du frein à disque, offrant de meilleures performances. Les deux systèmes ont leurs avantages et leurs inconvénients. Par exemple, on peut souligner la résistance à la chaleur du frein à tambour par rapport au frein à disque, qui a tendance à chauffer davantage. De même, on peut noter la facilité d'entretien du frein à disque par rapport au frein à tambour. Tous ces facteurs sont pris en compte par les constructeurs lors du choix du système approprié en fonction des charges et des utilisations du véhicule [2].

C'est dans ce contexte que la société VIUR, anciennement connue sous le nom de SNVI, s'est confrontée à une problématique : mettre à jour ses anciens modèles en termes de sécurité. La société a décidé d'équiper le camion K66, qui était initialement équipé d'un système de freinage pneumatique à tambour, en améliorant le système de freinage de l'essieu avant en le remplaçant par un système de freinage à disque avec ABS. De plus, le dispositif ABS a été ajouté sur le pont arrière. Ce dispositif, désormais requis, améliore le contrôle du véhicule lors de freinages brusques et intenses, en évitant le blocage des roues qui peut entraîner une perte d'adhérence et compromettre la capacité de direction du véhicule.

Le dispositif ABS est principalement composé d'un calculateur qui gère le circuit de freinage par le biais d'un bloc d'électrovannes. Il surveille la vitesse de rotation de chaque roue grâce à un capteur intégré dans chacune d'entre elles. Ce défi technologique oblige la société à se doter d'un dispositif antiblocage de type WABCO, qui est principalement utilisé par les constructeurs automobiles allemands et français.

L'objectif principal de ce stage est de concevoir et simuler la solution technologique pour l'adaptation du système de freinage à disque avec ABS WABCO sur l'essieu avant (E2A) de camion k66, Dans cette étude, nous nous proposons de structurer ce présent manuscrit en trois chapitres.

Pour répondre à l'objectif fixe dans le cadre de cette étude, nous nous proposons de structurer ce présent manuscrit en trois chapitres.

Dans le premier chapitre, nous présenterons d'abord le freinage, à cet effet, nous commencerons par sa définition et son historique, ainsi ses principes de fonctionnement. Ensuite, nous présenterons les différents types de freins et les types de commandes de freinage utilisés actuellement sur les véhicules automobiles. Enfin, nous terminerons ce chapitre par une présentation du système ABS et de son principe de fonctionnement.

Le dernier chapitre consiste à vérifier numériquement la résistance de chaque sous-ensemble aux différentes contraintes qu'ils pourraient subir lors d'une charge maximale, conformément aux spécifications techniques du véhicule. Cette charge maximale correspond au poids maximal du véhicule et à sa vitesse maximale. Nous étudierons donc les deux sous-ensembles du système : la fusée avec son support d'étrier "Fusée-Support étrier", et le disque avec le moyeu et les goujons "Disque-Moyeu-Goujon".

Dans un premier temps, nous réaliserons une analyse statique de chaque sous-ensemble pour étudier leur comportement dans des conditions statiques. Une fois cela terminé, nous procéderons à une analyse de mouvement du sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon afin de simuler sa rotation à la vitesse maximale de la roue. Ensuite, nous importerons les informations de forces et de moments obtenues lors de l'analyse de mouvement pour réaliser une analyse statique des pièces principales de ce sous-ensemble, à savoir le disque de frein et le moyeu. Nous appliquerons ensuite la charge du camion afin de simuler le véhicule en mouvement avec une charge appliquée. Dans ce but, une simulation numérique est réalisée via le logiciel SolidWorks Simulation. Le processus comprend la création du modèle géométrique, le choix des conditions aux limites, le choix du maillage et du type de calcul et l'analyse des résultats.

Une conclusion générale synthétisera l'étude réalisée et les résultats obtenus dans notre travail. Enfin perspectives de développement ultérieurs seront proposées et parachèveront ce manuscrit.

Présentation de l'entreprise

VIUR-ROUÏBA

L'entreprise de véhicules industriels et utilitaires (VIUR) de Rouïba, une entreprise publique économique constituée en société par actions depuis mai 1995, se spécialise dans la production et la commercialisation de véhicules industriels. Elle est située à environ 30 km à l'est d'Alger, plus précisément à Rouïba. VIUR a été créée par le décret 81-342 en date du 12 décembre 1981.

Par le biais du décret n° 81-345 du 12/12/1981, VIUR a hérité des structures, des moyens, des biens, des activités, du monopole à l'importation et du personnel

détenus ou gérés par la Société Nationale de Construction Mécanique (SONACOME).



Figure 1 : VIUR-ROUÏBA

VIUR-Rouïba a pour vocation la conception, la fabrication, la commercialisation et le soutien après-vente d'une large gamme de produits. Avec un capital social de 2.200.000.000 DA, entièrement détenu par l'État algérien, VIUR se spécialise dans la construction de camions, d'autocars, d'autobus, d'équipements de carrosserie industrielle ainsi que d'équipements ferroviaires.

1. Historique de la société VIUR

- **De 1957 à 1966 :** L'implantation de la société française BERLIET sur le territoire algérien remonte à juin 1957, avec la construction d'une usine de montage de véhicules "poids lourds" située à Rouïba, à environ 30 km à l'est d'Alger.
- **De 1967 à 1980 :** En octobre 1967, la SONACOME (Société Nationale de Construction Mécanique) a été créée en vertu de l'ordonnance 67.150. Le schéma d'organisation adopté pour la SONACOME consistait à regrouper dix (10) entreprises autonomes afin de promouvoir et développer les industries mécaniques en Algérie.
- **De 1981 à 1994 :** VIUR est devenue une entreprise publique socialiste (EPS). Elle est née de la restructuration de la SONACOME et le décret de sa création lui a conféré un statut d'entreprise socialiste à caractère économique, régi par les principes directeurs de la Gestion Socialiste des Entreprises (GSE).

- **De 1995 à 2011 :** En mai 1995, VIUR a changé de statut juridique pour devenir une entreprise publique économique régie par le droit commun. VIUR a alors été transformée en Société Par Actions (SPA) avec un capital social de 2,2 milliards de dinars. Par la suite, VIUR est devenue un groupe industriel.
- **De 2011 à janvier 2015 :** Au mois d'octobre 2011, VIUR a modifié son statut juridique pour devenir un groupe industriel composé d'une société mère et de quatre filiales.
- **Depuis février 2018 à ce jour :** Le groupe VIUR est constitué de :
 1. Epe Fonderies de Rouïba (FO.R) ;
 2. Epe Véhicules Industriels de Rouïba (V.I.R) ;
 3. Epe Carrosseries Industrielles de Rouïba (C.I.R) ;
 4. Epe Carrosseries Industrielles de Tiaret (C.I.T) ;
 5. Epe Entreprise Rénovation Véhicules Industriels (E.R.V.I).

2. Constitution du Groupe VIUR

Le groupe VIUR est composé d'une société mère comprenant :

- a. Directions Centrales.
- b. Direction Centrale Commerciale et son réseau.

Les missions principales de la société mère VIUR orientées essentiellement vers :

- L'exercice de contrôle des filiales et la gestion de portefeuille de participations dans les JV suivantes :
 - ZF Algérie : (VIUR 20%/ ZF Allemagne 80%).
 - SAPPL-MB : Société Algérienne pour la Production de Poids Lourds de marque Mercedes-Benz à Rouïba : VIUR 17% / EPIC EDIV (MDN) 34% / AABAR (Emirates Arabes Unis) 49% avec DAIMLER (partenaire technologique).
 - SAFAV-MB : Société Algérienne pour la Fabrication de Véhicules de Marque Mercedes-Benz à Tiaret. VIUR 17% / EPIC EDIV (MDN) 34% / AABAR (Emirates Arabes Unis) 49% avec DAIMLER (partenaire technologique).
 - RAP (Renaut Algérie Production) : VIUR 34% / FNI (Fonds National d'Investissement) 17% / Renault 49%.
- L'élaboration et la mise en œuvre de la politique financière.
- La définition de la politique de rémunération et du développement de la Ressource Humaine du Groupe.
- Continuer également à assurer le business actuel en rapport avec :
 - La commercialisation des véhicules industriels neufs.

- Les activités du transport, dédouanement et transit.
- La formation spécialisée avec son centre implanté sur site de Rouïba.

2.1. Epe Fonderies de Rouïba (FO. R)

Epe fonderies produit des pièces brutes en fonte lamellaire, en fonte sphéroïdale et en aluminium. Ces pièces sont destinées aux structures de VIUR, à la sous-traitance et à divers clients.

2.2. Epe Véhicules Industriels de Rouïba (V.I.R)

Créé en juillet 1970, le Complexe des Véhicules Industriels de Rouïba est devenu une filiale le 1er janvier 2011. Il fait partie du groupe industriel VIUR et est le seul fabricant de véhicules industriels en Algérie.

Situé à seulement 10 minutes de l'aéroport d'Alger et à 30 minutes du port, le complexe produit une gamme variée de véhicules. Cela comprend des camions de 6,6 à 26 tonnes de poids total en charge, des tracteurs routiers, des autocars et des autobus. Le complexe met en œuvre diverses technologies et techniques de fabrication telles que l'estampage à chaud (forge), l'emboutissage, l'usinage, le taillage d'engrenages, la rectification et les traitements thermiques.

- Capacité de production installée : 4 500 véhicules/an.
- Cette filiale regroupe elle-même cinq (05) centres de production :
- Forge : Obtention des bruts par déformation plastique à chaud,
- Mécanique : produit des ponts, des essieux, des directions et des pièces de liaisons,
- Tôlerie et Emboutissage : produit des longerons pour cadres châssis, des cabines et des pièces de liaisons,
- Montage Camions : assemble les camions,
- Montage Autocars et Autobus : produit les caisses, les treillis et assemble les cars & bus et produit également des pièces en polyester et sièges.



Figure 2 : Partie montage des bus VIUR

2.3. Epe Carrosseries Industrielles de Rouïba (C.I.R)

La Filiale Carrosseries Industrielles de Rouïba, se spécialise dans la fabrication d'équipements industriels portés et tractés tels que des plateaux, des bennes, des citernes à eau, des citernes pour hydrocarbures, des semi-remorques ainsi que des équipements spéciaux d'assainissement et de voirie, de lutte contre l'incendie et des minicars.

Elle partage le même site que les filiales Fonderies et Véhicules Industriels, dans la zone industrielle de Rouïba - Alger.

2.4. Carrosseries Industrielles de Tiaret (C.I.T)

La Filiale Carrosseries Industrielles de Tiaret, située dans la commune de Ain Bouchekif à Tiaret, se trouve à seulement 3 km de l'aéroport de Tiaret. Elle est spécialisée dans la conception et la fabrication de carrosseries industrielles portées et tractées, couvrant les gammes suivantes : plateaux, bennes, citernes à eau, citernes pour hydrocarbures, cocottes à ciment, porte-engins, fourgons frigorifiques/standards et véhicules spéciaux.

2.5. Epe Entreprise Rénovation Véhicules Industriels (E.R.V.I)

Proposant une gamme variée de services dans le domaine de la rénovation de véhicules, elle se spécialise dans la réparation et la rénovation mécanique de matériel lourd, de véhicules de transport routier, de véhicules automobiles, ainsi que dans la rénovation de parties et de pièces mécaniques pour tous types de véhicules.

3. Activités

L'entreprise des véhicules industriels et utilitaires de Rouïba a pour vocation la conception, la fabrication, la commercialisation et le soutien après-vente d'une gamme de produits, comprenant :

- Camions d'une capacité de charge allant de 6,6 à 26 tonnes ;
- Autocars et autobus pouvant accueillir de 25 à 100 passagers ;
- Équipements de carrosserie, remorques, semi-remorques et porte-engins d'une capacité de charge allant de 3 à 75 tonnes.

3.1. Technologies et techniques mises en œuvre

- Fonderie fonte et aluminium ;
- Estampage à chaud ;
- Emboutissage et formage ;
- Usinages de précision ;
- Production de pièces en polyester ;
- Travaux de chaudronnerie et de soudage.

3.2. Prestations d'appui

- Direction d'études et d'adaptation.
- Centre informatique (système d'information, ERP).
- Centre de formation.

Présentation de l'entreprise VIUR-ROUÏBA

- Laboratoires de chimie, de métallurgie et métrologie.
- Unité spécialisée en transit / dédouanement et transport.



Figure 3 : Différents produits de VIUR

Le tableau ci-dessous présente l'infrastructure industrielle ainsi que la capacité de production.

Tableau 1 : Infrastructures industrielles et capacités de production

Usine	Nature des activités	Capacités de production installées
Epe Véhicules industriel de Rouïba	Production de véhicules motorisés (camion, autocars, autobus)	4500 Unités
Epe Fonderies de Rouïba	Production de pièces de fonderies en fonte nodulaire et en aluminium	12000 Tonnes Fonte 200 Tonnes Aluminium
Epe Carrosserie industriel de Rouïba	Production de toutes carrosseries portées sur camions (Bennes, plateau, frigo, ...) Ainsi que de minicars	8500 Unités
Epe Carrosserie industriel de Tiaret	Production de toutes carrosseries tractées (Bennes, plateau, frigo ...)	9000 Unités

Chapitre I

Aperçu des systèmes de freinage : fonctionnement, types et composants

Introduction

Le système de freinage est un dispositif essentiel qui permet de ralentir ou d'arrêter les pièces en mouvement d'une machine ou d'un véhicule. Son fonctionnement repose sur la conversion de l'énergie cinétique en chaleur par le frottement entre les pièces mobiles et fixes. La performance du frein dépend de la capacité de ses composants à fournir une friction adéquate et à dissiper efficacement la chaleur afin d'éviter la surchauffe du système.

Dans ce chapitre, nous examinerons en détail le fonctionnement et l'importance des freins pour la sécurité des véhicules et la gestion des machines. Nous aborderons également les différents types de freins, tels que les freins à disque et à tambour, ainsi que leurs composants et accessoires. De plus, nous explorerons les commandes de freinage utilisées pour actionner les freins. Enfin, nous conclurons ce chapitre en approfondissant le fonctionnement du système de freinage antiblocage (ABS), une technologie essentielle pour améliorer la stabilité et la sécurité lors du freinage.

1. Historique des systèmes de freinage

Aux débuts de l'automobile au début du siècle, les freins fonctionnaient de manière similaire à ceux des "carrioles" et des trains, avec un simple patin de bois pressé contre le cerclage métallique d'une roue en bois.

L'introduction du bandage caoutchouc puis du pneu a conduit à l'utilisation de freins à tambour, offrant une meilleure efficacité. Ainsi, de nombreux véhicules étaient équipés de deux freins arrière à tambour, bien que ceux-ci soient relativement petits à l'époque (comme sur la Ford T). Ces freins étaient actionnés par un câble relié à une pédale ou à un levier manuel, sans aucune obligation ou réglementation.

Cependant, avec l'augmentation de la vitesse des véhicules grâce aux progrès de la puissance des moteurs, ce système de freinage est rapidement devenu obsolète. Les ingénieurs de l'époque, après de nombreuses nuits blanches et quelques incidents, ont mis au point le freinage hydraulique sur les quatre roues, toujours en utilisant des tambours mais avec des demi-segments en matériau composite "métal/amiante/céleron".

Le freinage hydraulique sur les quatre roues a été introduit en série à partir de 1923, notamment sur les voitures 6 cylindres Chrysler, et son adoption s'est généralisée au cours des années 2000 avec les freins Lockheed-Tracta en 1928. Les tambours de frein augmentaient en

taille jusqu'à remplir complètement la roue, souvent fabriqués en alliage avec des ailettes de refroidissement. L'assistance de freinage a été introduite dans les voitures de série dans les années 60, suivie des freins à disques à l'avant et à l'arrière vers 1980, puis de l'ABS vers 1990. Les matériaux de freinage continuent d'évoluer, tant en termes d'efficacité que de résistance [2].

Voici quelques dates marquantes dans le développement des freins :

- **1902** : Freins à disque brevetés par F.W. Lanschester (G.-B.).
- **1903** : Frein sur roues avant (VAN HOOYDONK)
- **1904** : 1^{ère} voiture à pétrole pourvue de freins (à air comprimé) sur les 4 roues (voiture Charley sur châssis Mercedes).
- **1910** : Brevet du frein hydraulique (WEIGHT)
- **1911** : 1^{ère} freinage sur les 4 roues.
- **1912** : Frein à main sur Isetta Fraschini.
- **1919** : 1^{ère} frein à commande hydraulique : Lockheed.
- **1921** : Dépôt du brevet de servofrein par Renault.
- **1926** : Les freins à tambours Adoption universelle après 1926.
- **1953** : Apparition du frein à disque (lancé en série sur la DS 19 CITROËN en 1955).
- **1973** : L'invention de l'ABS par Bosch
- **Vers les années 2000**, la suppression de l'amiante contenu dans les plaquettes.

2. Principe de freinage

Le freinage suppose l'existence préalable d'un mouvement. Ainsi, la fonction principale d'un frein est de ralentir, voire d'immobiliser un système mécanique en mouvement. Il joue un rôle essentiel en matière de sécurité sur les véhicules automobiles. Le principe du freinage repose sur la transformation de l'énergie cinétique en énergie thermique, soit par des actions de nature magnétique ou électromagnétique, ce qui est appelé freinage à distance, soit par des actions de nature mécanique impliquant un contact direct entre les éléments. Le freinage mécanique est le type de freinage le plus couramment utilisé sur les véhicules automobiles. Il repose sur le phénomène physique du frottement, qui reste encore peu compris. L'étude du frottement fait appel à plusieurs domaines, tels que la tribologie et la mécanique du contact, qui sont parmi les domaines les plus complexes de la physique. L'efficacité d'un système de freinage mécanique dépend de la capacité de ses composants à fournir une friction suffisante et à dissiper rapidement la chaleur afin d'éviter toute surchauffe du mécanisme dans son ensemble [3].

3. Système de freinage classique

Lorsque le conducteur appuie sur la pédale de frein, il actionne le maître-cylindre, qui est un système composé d'un piston et d'un cylindre rempli d'huile provenant d'un réservoir d'huile spécifique pour les freins. Cela crée une pression à la sortie du maître-cylindre. Cette pression est ensuite transmise aux freins (qu'ils soient à tambour ou à disque) par le biais d'un circuit hydraulique [4].

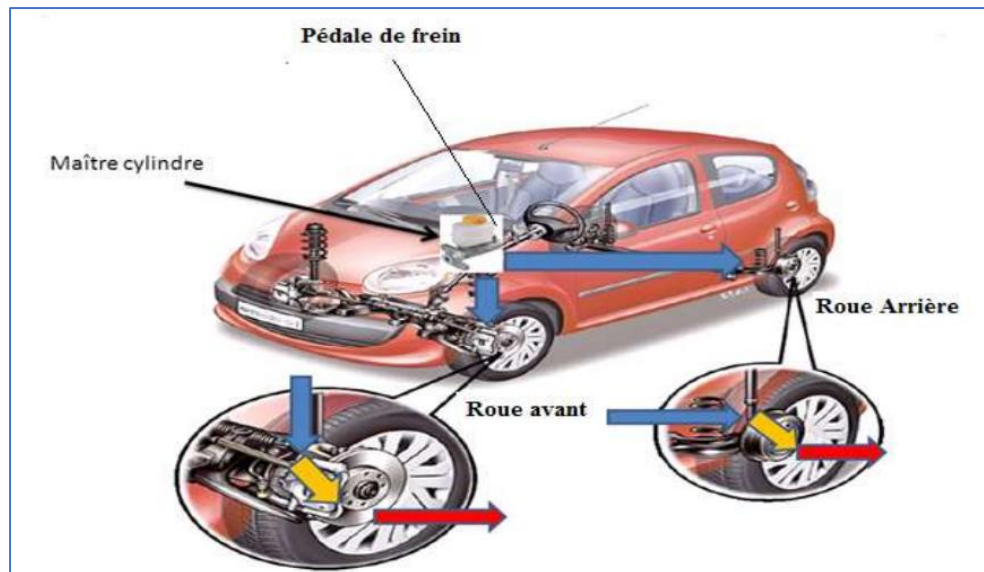


Figure I. 1: Système de freinage classique [4]

4. Différents types de freins

En mécanique automobile, il existe deux types de freins : les freins à tambour et les freins à disque.

4.1. Frein à tambour

Le frein à tambour est constitué d'un cylindre à l'intérieur duquel des mâchoires équipées de garnitures s'écartent pour effectuer le freinage, ainsi que d'un système de compensation d'usure. L'écartement est réalisé à l'aide d'une came, tandis que les mâchoires reviennent à leur position initiale grâce à un ressort [5].

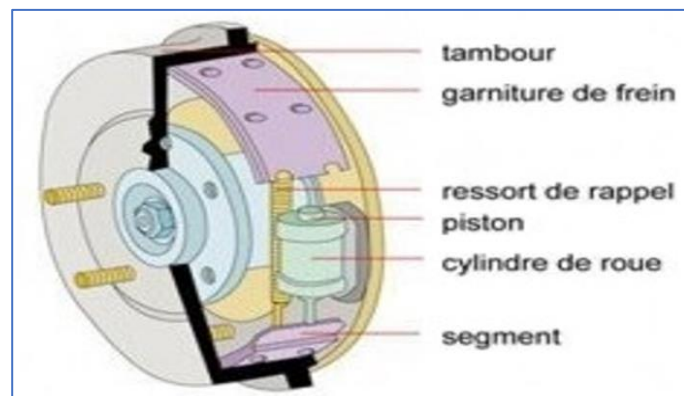


Figure I. 2: Frein à tambour [5]

4.2. Frein à disque

Le frein à disque est un système de freinage performant utilisé sur différents types de véhicules en contact avec le sol, tels que les voitures, les avions, les trains, les vélos tout-terrain, etc. Il est également utilisé sur diverses machines qui nécessitent des freins efficaces et résistants [6].

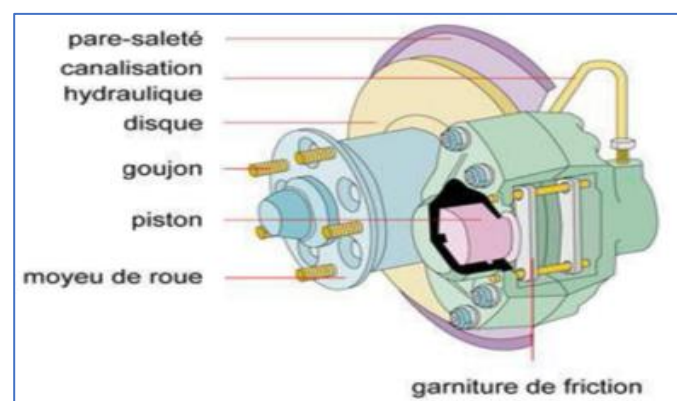


Figure I. 3: Frein à disque [6]

5. Inconvénients de frein classique

Les problèmes rencontrés lors d'un freinage d'urgence avec un système de freinage classique : lorsque le conducteur appuie trop fort sur la pédale de frein de son véhicule en raison d'un danger imminent, les roues se bloquent. Cela entraîne les problèmes suivants [5] :

- La perte de la stabilité directionnelle et le dérapage du véhicule.
- La perte de la dirigeabilité du véhicule.
- L'augmentation de la distance de freinage.
- L'usure des pneumatiques.

6. Types de freins à disque

Il existe deux types principaux : Système de freinage à étrier coulissant et Système de freinage à étrier fixe.

6.1. Principe de fonctionnement de frein à disque à étrier coulissant

Lorsque la pression est établie dans le circuit hydraulique de freinage, elle agit sur le piston qui applique un patin sur le disque, ainsi que sur le fond de l'alésage du cylindre. L'étrier se déplace axialement et applique le deuxième patin sur le disque. Un joint en caoutchouc de section carrée, monté dans une gorge trapézoïdale (ou en forme de M), est serré sur le piston pour assurer l'étanchéité. Pendant le déplacement du piston, le joint se déforme.

Lorsque la pression hydraulique diminue, le joint reprend sa forme initiale et rappelle le piston.

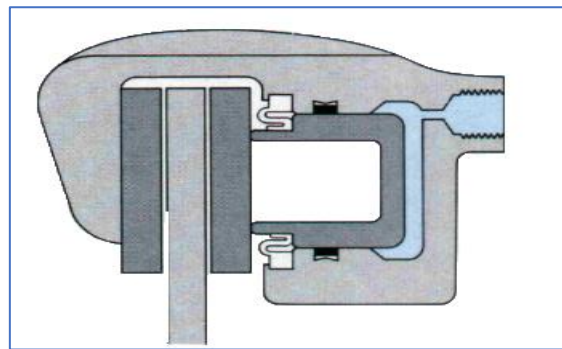


Figure I. 4: Étrier coulissant [5]

Pour obtenir le niveau de freinage souhaité, la course du piston est supérieure au jeu de déformation du joint d'étanchéité, le piston glisse sur le joint déformé. Lors du relâchement des freins, le joint ne rappelle le piston que jusqu'à son jeu de déformation, assurant ainsi un ajustement automatique. La plaquette côté piston est libérée par le recul de celui-ci, tandis que l'autre plaquette est repoussée par le voile du disque. Cela permet un recentrage automatique de l'ensemble du frein [5].

6.2. Principe de fonctionnement de frein à disque à étrier fixe

Sous l'effet de la pression hydraulique, les deux pistons appliquent simultanément leurs plaquettes sur le disque. Tout comme pour le frein coulissant, ce sont les joints en caoutchouc qui assurent le rappel des pistons lors du relâchement des freins, ainsi que le rattrapage automatique de l'usure [5].

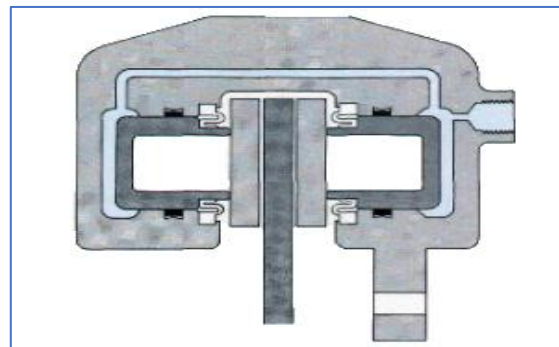


Figure I. 5: Étrier fixe [5]

7. Types de commandes de freinage

Il existe deux types de commandes de freinage : Commande hydraulique et Commande Pneumatique

7.1. Commande de freinage hydraulique

7.1.1. Eléments constitutifs

La commande de freinage hydraulique est constituée des composants suivants (figure I.6):

1. Pédale de frein ;
2. Tige de pousse ;
3. Emetteur ou maître-cylindre ;
4. Réservoir ;
5. Canalisations de frein avant ;
6. Flexible de frein avant ;
7. Etrier de frein à disque ;
8. Canalisations de frein arrière ;
9. Flexible de frein arrière ;
10. Cylindre de récepteur frein à tambour.

7.1.2. Principe de fonctionnement

Lorsque le conducteur appuie sur la pédale de frein à l'aide d'une tige de poussée, il transmet une force au piston de l'émetteur ou du maître-cylindre. Le liquide, qui est pratiquement incompressible, se déplace dans la canalisation et entraîne immédiatement le mouvement des récepteurs. Les pistons des cylindres récepteurs poussent les segments et les plaquettes contre les surfaces de frottement.

Dès que les cylindres récepteurs rencontrent une résistance, une pression (p) s'établit dans le circuit, qui est égale à :

$$p = \frac{F}{S}$$

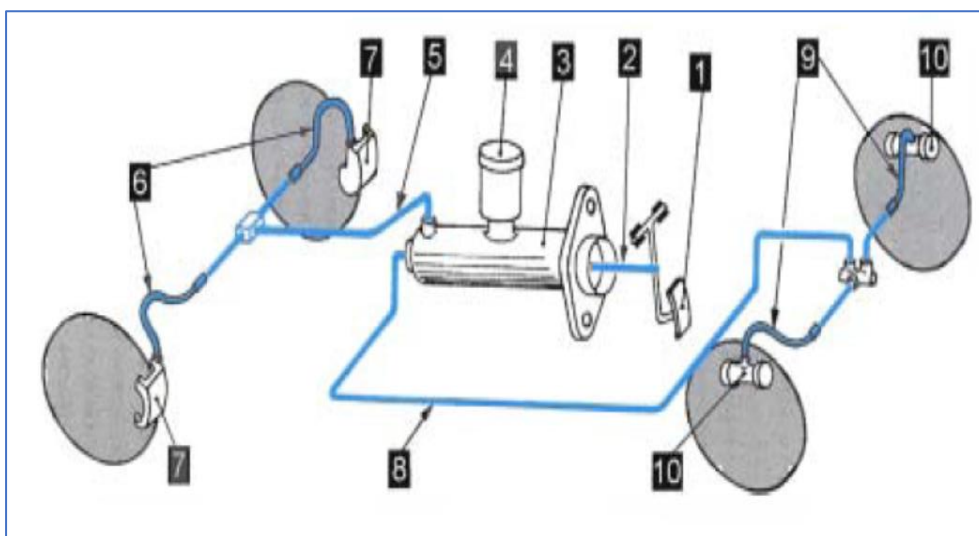


Figure I. 6: Schéma d'une commande hydraulique [5]

La valeur de cette pression (p) est donc :

- Proportionnelle à la force communiquée au piston de l'émetteur.
- Inversement proportionnelle à sa section.

Les cylindres restitueront une force ($F' = p.S'$) proportionnelle :

- à la pression du circuit.
- à la section de chaque cylindre récepteur [5].

7.2. Commande Pneumatique

Les systèmes de freinage à air comprimé sont généralement utilisés sur les camions, les cars et les autobus. La friction, permettant la dissipation de l'énergie cinétique, est assurée soit par des freins à disque, soit par des freins à tambour.

Tout système de freinage pneumatique fonctionnel est composé des cinq éléments principaux suivants :

1. Un compresseur, pour comprimer l'air et munis d'un régulateur pour le contrôler.
2. Un réservoir, pour emmagasiner l'air comprimé.
3. Une commande au pied, pour régler l'arrivée d'air comprimé du réservoir au moment du freinage.
4. Des cylindres de frein et des régleurs de jeu, pour communiquer la force exercée par l'air comprimé à la timonerie mécanique.
5. Des garnitures de frein et des tambours ou rotors qui créent le frottement entraînant l'arrêt du véhicule [7].

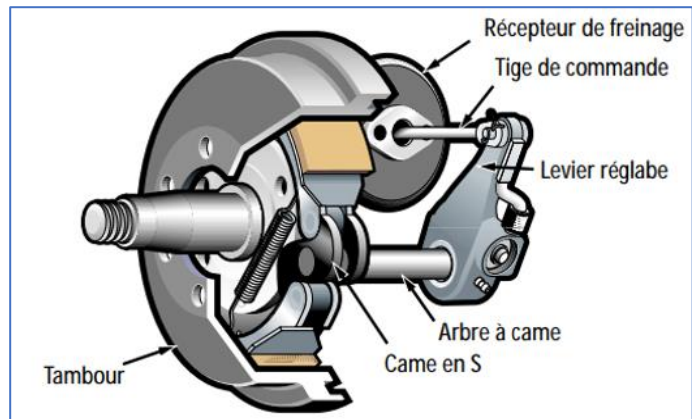


Figure I. 7: Système de freinage pneumatique [7]

7.2.1. Eléments constitutifs

a. Pédale de frein

La pédale de frein permet au conducteur d'actionner les freins. La course imprimée à la pédale de frein détermine la quantité d'air comprimé que l'on envoie dans le circuit de freinage. Par contre, la pression maximale obtenue ne peut excéder la pression d'air qui se trouve dans le réservoir. En relâchant la pédale de frein, les freins se desserrent [7].

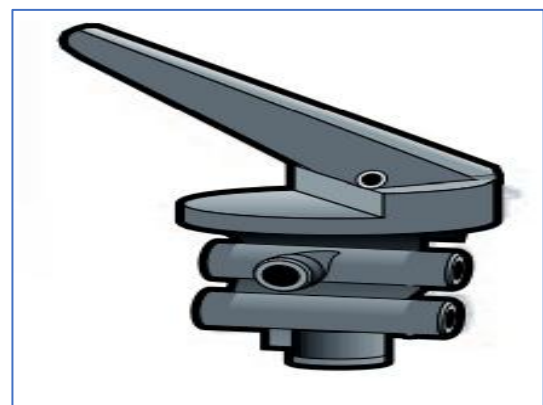


Figure I. 8 : Pédale de frein [7]

b. Compresseur d'air et le régulateur

Dans un système de freinage pneumatique, la force est communiquée par l'intermédiaire de l'air. L'air provient d'une pompe à air appelée "compresseur d'air". Le compresseur d'air agit par pompage de l'air dans le réservoir où l'air est emmagasiné sous pression [7].

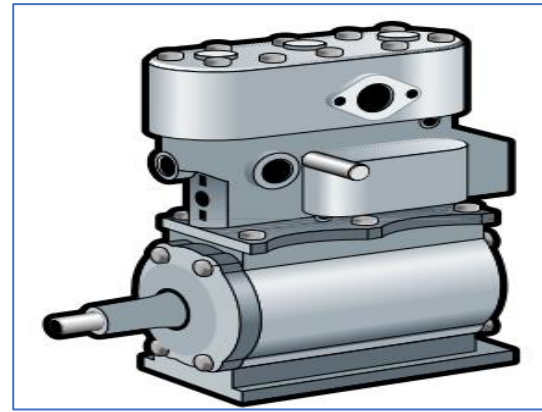


Figure I. 9: Compresseur d'air [7]

c. Régulateur

Un régulateur contrôle les pression d'air minimale, on dit alors que le compresseur est soit en (cycle de décharge) ou en (cycle de pompage). Le régulateur dirige la pression d'air dans les soupapes d'admission du compresseur et les maintient ouvertes, ce qui permet à l'air de circuler dans les deux sens entre les deux cylindres, au lieu d'être comprimé. Lorsque la pression baisse, le régulateur laisse les soupapes d'admission se fermer, ce qui réactive le cycle de pompage du compresseur [7].

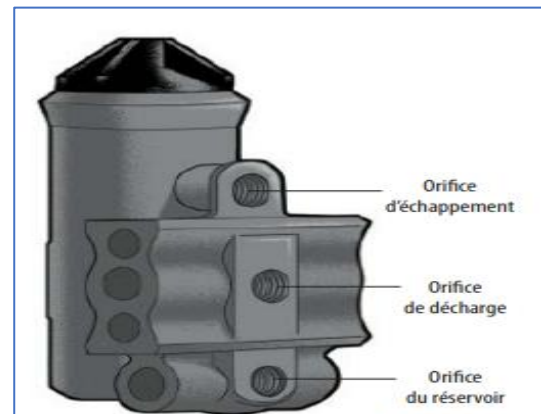


Figure I. 10: Régulateur [7]

d. Réservoirs

Les réservoirs sont conçus pour recevoir l'air et sont protégés des pressions excessives par une soupape de sûreté. Les réservoirs sont aussi munis d'un robinet de purge permet d'éliminer la condensation qui se forme à l'intérieur du réservoir [7].

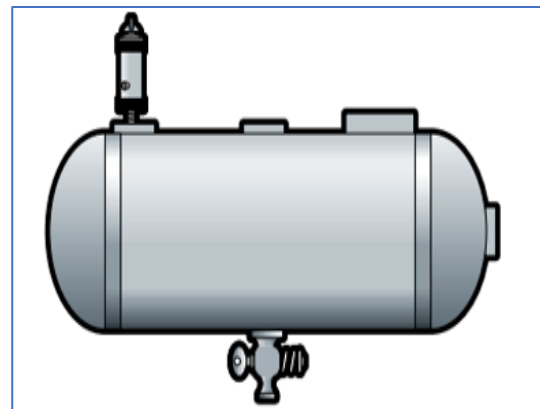


Figure I. 11: Réservoir [7]

e. Soupape de sûreté

Si le régulateur était en panne et ne parvenait pas à « décharger » le compresseur, la soupape de sûreté protégerait les réservoirs de la surpression et de l'explosion. Cette soupape comprend une bille qui permet à l'air de décharger la pression du réservoir dans l'atmosphère. C'est la force du ressort qui détermine le réglage de la pression de la soupape. Lorsque la pression du système s'élève cette soupape expulse la bille hors de son siège, ce qui permet à la pression de s'échapper par l'orifice d'échappement du boîtier du ressort. Lorsque la

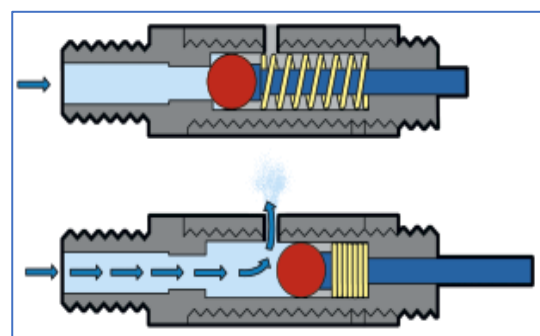


Figure I. 12: Soupape sûreté [7]

pression du réservoir a suffisamment diminué, le ressort ramène la bille sur son siège, enfermant ainsi la pression du réservoir. Les soupapes de sûreté ne sont pas toutes dotées de dispositifs de déverrouillage manuel [7].

f. Récepteurs de freinage

Le récepteur de freinage est généralement localisé sur l'essieu près de la roue à freiner. L'air pénètre par l'orifice A et exerce une pression sur la membrane B et la tige de poussée qui en est solidaire. La tige de poussée est reliée à un levier, appelé levier réglable, au moyen d'une chape et d'un axe. La pression d'air exercée dans le récepteur crée un déplacement longitudinal de la tige de poussée ; ce déplacement est transformé en mouvement rotatif de l'arbre à came qui, à son tour, commande les cames en S et les segments de frein. Lorsque l'air comprimé est évacué, le ressort de rappel permet à la tige de poussée de reprendre sa position de repos [7].

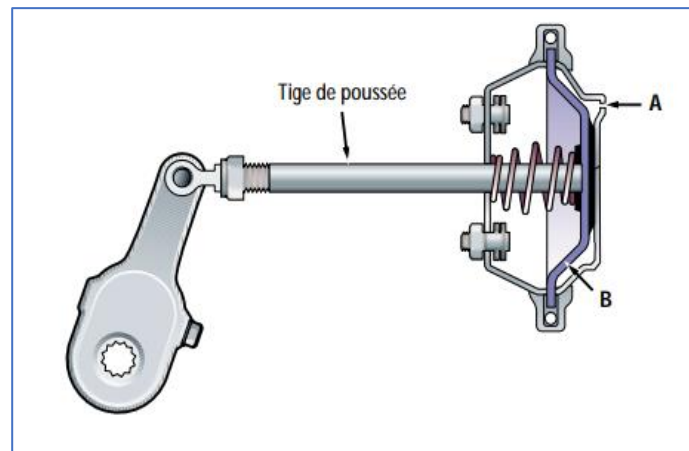


Figure I. 13: Récepteur de freinage [7]

g. Segments et tambours de frein

Le mécanisme de frein installé sur l'essieu arrière d'un camion, sur les essieux d'une remorque ou sur l'essieu avant. L'ensemble récepteur de freinage et levier réglable est installé sur la plaque support, ce qui permet aux roues directrices de tourner dans les deux sens.

Les garnitures fixées aux segments de frein doivent permettre un freinage uniforme sur l'ensemble des roues portantes, avec un minimum de perte d'efficacité à haute température, pour ce faire, on utilise divers types de matériaux que l'on choisit en fonction des besoins du véhicule [7].

7.2.2. Principe de fonctionnement

Le compresseur (1) pompe l'air et l'envoie dans le réservoir humide (5), qui est protégé contre les surpressions par une soupape de sûreté (4). Le régulateur (2) surveille la pression du réservoir. L'air comprimé du réservoir atteint la commande au pied (31) par l'orifice situé en bas de la commande. Lorsque le conducteur appuie sur la commande au pied, l'air comprimé s'écoule vers les cylindres de frein avant (32) et arrière (11) du véhicule. Le déplacement des biellettes entraîne le déplacement des régleurs de jeu, ce qui provoque la rotation des cames en S qui appuient les mâchoires contre le tambour. Le frottement ainsi créé permet d'arrêter le véhicule. Lorsque le conducteur relâche la pédale de la commande au pied, l'air présent dans le cylindre de frein est évacué par cette commande, ce qui entraîne le desserrage des freins.

Le schéma suivant illustre d'autres composants du système de freinage pneumatique à circuit simple. Les autres soupapes nécessaires pour assurer le bon fonctionnement et l'efficacité du système ne sont pas représentées dans ce schéma de base. Ces soupapes seront expliquées ultérieurement [7].

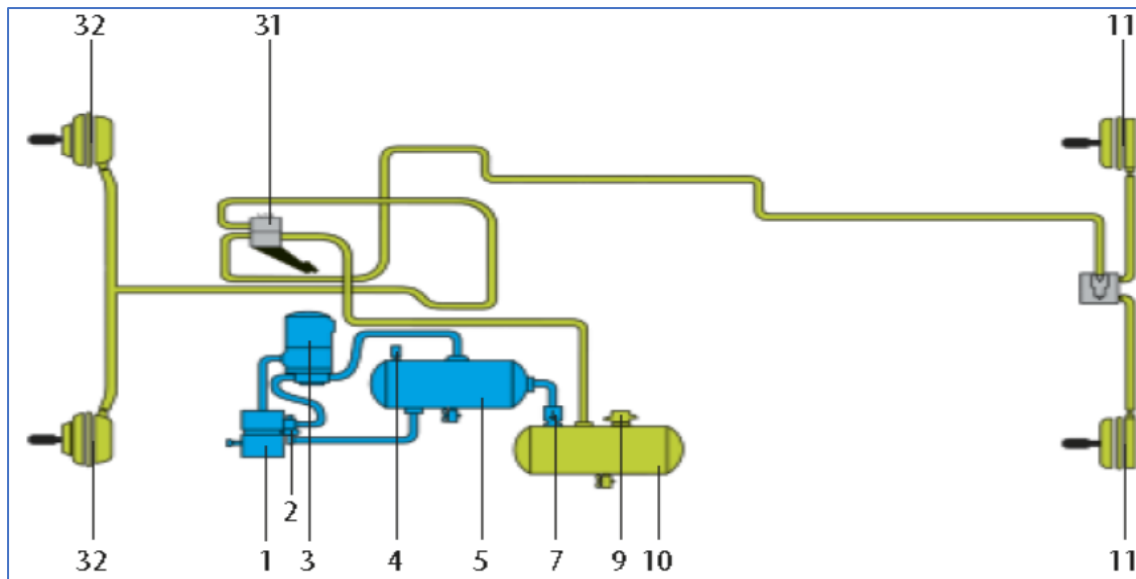


Figure I. 14: Système pneumatique à simple circuit [7]

8. L'ABS : système de freinage antiblocage

Le système de freinage ABS est un dispositif électronique qui permet de contrôler en permanence la vitesse des roues pendant le freinage. Si le système détecte le blocage d'une roue, il relâche la pression de freinage de cette roue spécifique. Cela empêche la roue de patiner, améliorant ainsi la stabilité et le contrôle du véhicule lors d'un freinage d'urgence, de conditions climatiques défavorables ou lors de virages et changements de voie. Le système de freinage à air comprimé reste le même, avec l'ajout du système antiblocage des freins (ABS) [8].

8.1. Depuis quand est obligatoire l'ABS

Les recherches visant à développer l'ABS ont débuté au début des années 1960, et le premier système électronique d'antiblocage des roues a été commercialisé dans les années 1970 [8].

8.2. Composants de système ABS

Le système ABS est composé de :

8.2.1. Unité de commande électronique

Habituellement à base de microprocesseur, c'est le composant central qui reçoit, filtre et amplifie le signal des capteurs et effectue les calculs nécessaires pour l'estimation de la vitesse du véhicule et du patinage des roues. L'unité commande électronique (ECE) envoie alors un signal au modulateur hydraulique selon l'algorithme de contrôle implémenté. Dans certains véhicules, chaque système a son propre calculateur, cependant, les créateurs installent souvent une unité



Figure I. 15: Unité de commande électronique [10]

qui traite tous les éléments du système de sécurité actif (stabilité directionnelle « ABS », anti-patinage, etc.) [9].

8.2.2. Modulateur de pression hydraulique

Le modulateur de pression hydraulique est un dispositif électrohydraulique pour réduire, maintenir et restaurer la pression des freins de roue en manipulant les électrovannes du système de freinage hydraulique. L'unité hydraulique actionne les freins en augmentant la pression hydraulique ou en contournant la force de la pédale pour réduire la puissance de freinage [9].

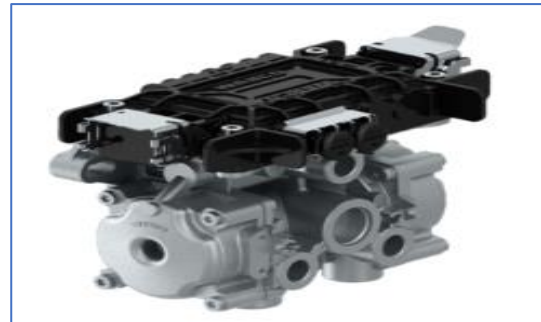


Figure I. 16: Modulateur de pression hydraulique [10]

8.2.3. Capteurs de vitesse des roues

Le dispositif permettant de mesurer la vitesse des roues est composé d'une roue dentée montée sur l'axe de chaque roue contrôlée et d'un capteur de vitesse positionné de manière où son extrémité soit en contact avec la roue dentée. Le capteur transmet en continu les informations relatives à la vitesse de la roue au boîtier électronique de commande, fournissant ainsi une tension finale proportionnelle à la vitesse de la roue. Une bague de serrage maintient le capteur en place au niveau de la roue dentée [9].

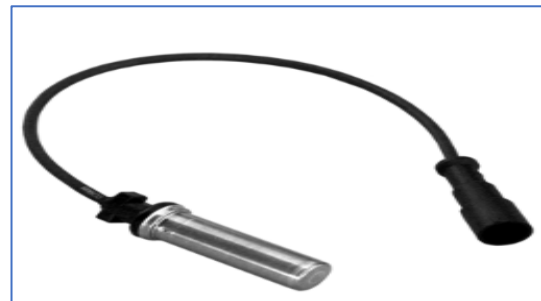


Figure I. 17: Capteur de vitesse des roues [10]

8.2.4. Maître-cylindre

Le maître-cylindre transforme l'effort du conducteur sur la pédale de frein en une pression hydraulique. La pression hydraulique fournie par le maître-cylindre est transmise aux roues avant et Arrière du véhicule par des canalisations rigides et souples (flexibles de frein). Il alimente les différents systèmes de frein tels que les freins à disques ou les freins à tambour.

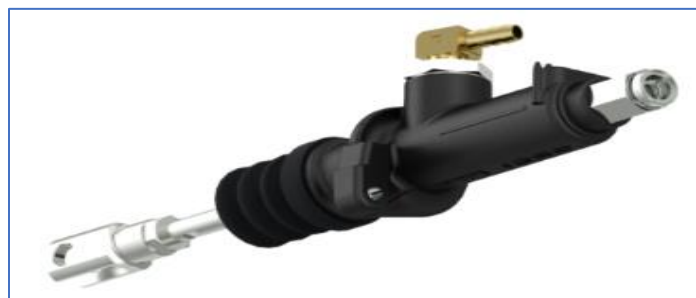


Figure I. 18: Maître-cylindre [10]

Il existe deux types [9] :

1. **Maître-cylindre simple** : c'est un circuit à trou de dilatation. Il est composé d'un réservoir de compensation fixé sur un corps en fonte, à l'intérieur duquel se déplace un piston muni d'une coupelle d'étanchéité. Ce système fonctionne avec un seul circuit pour les différentes roues. Cependant, en raison de l'évolution des véhicules en termes de sécurité

et de performances, le maître-cylindre simple est principalement utilisé sur d'anciens véhicules.

2. **Maître-cylindre tandem à double circuits** : il se compose d'un réservoir de compensation fixé sur un corps en fonte, dans lequel se déplacent deux pistons munis de coupelles d'étanchéité. Lors du freinage, les deux pistons se déplacent : le premier est directement commandé par la tige de poussée (pédale de frein), ce qui constitue le circuit primaire. Le deuxième piston est actionné par un ressort, et la pression hydraulique est générée par le premier piston, formant ainsi le circuit secondaire. Les coupelles d'étanchéité empêchent les fuites d'huile et la pression hydraulique s'élève dans les deux circuits.

8.3. Principe de fonctionnement de l'ABS

Le système de freins antiblocage (ABS) de WABCO est un dispositif électronique servant à mesurer et à contrôler la vitesse de chaque roue pendant la période de freinage. Le dispositif fonctionne avec les systèmes de freinage pneumatique standard. Le système ABS mesure en tout temps la vitesse de chaque roue et contrôle le niveau de freinage dans les conditions de blocage de roues. Le système permet d'améliorer la stabilité et la défectibilité du véhicule en réduisant le niveau de blocage des roues pendant le freinage. Le boîtier électronique de commande reçoit et analyse les signaux transmis par les capteurs de vitesse. Lorsque le boîtier électronique détecte un blocage de roue, le dispositif actionne le modulateur approprié permettant ainsi de contrôler la pression d'air. Si un mauvais fonctionnement se produisait dans le système, le dispositif ABS dans la ou les roues ne fonctionnant pas correctement est mis hors fonction afin de permettre à la roue ou aux roues en question d'avoir recours au système de freinage régulier. Le système ABS continue d'être en fonction dans les autres roues [11].

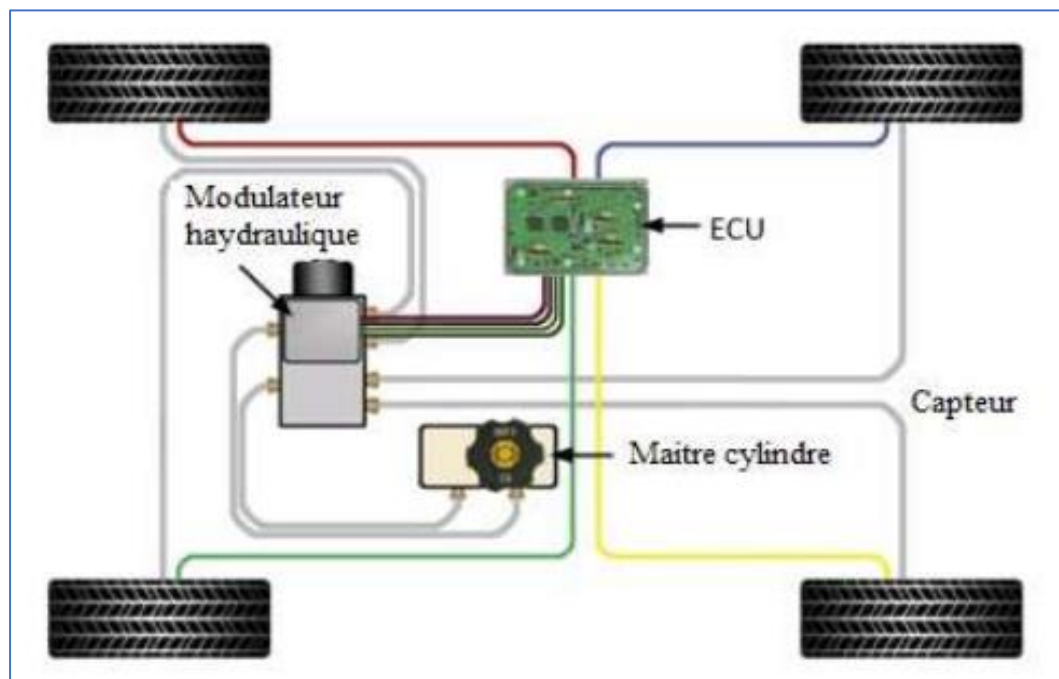


Figure I. 19: Circuit de système de freinage ABS [11]

8.4. Rôle du système ABS

Le rôle d'un système ABS est de :

- Eviter l'utilisation exagérée des freins du véhicule.
- Servir de frein supplémentaire en cas de besoin.
- Eviter l'usure des pneus.
- Assurer le contrôle et la direction du véhicule pendant le freinage.

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté des définitions de base concernant les freins et les commandes de freinage, ainsi que leurs types, leurs fonctions et leurs accessoires. Nous avons également détaillé le fonctionnement du système de freinage antiblocage (ABS).

La fonction principale du système ABS est de prévenir le blocage des roues lors d'un freinage d'urgence. Ses principaux avantages sont une meilleure stabilité et un meilleur contrôle du véhicule lors d'un freinage dans toutes les conditions d'adhérence, que ce soit sur des routes humides ou instables. Le système ABS permet de réduire le glissement des roues pendant le freinage, améliorant ainsi la capacité de freinage et le contrôle de la direction du véhicule.

Dans le prochain chapitre de ce mémoire, nous nous concentrerons sur les caractéristiques géométriques et mécaniques du système de freinage ABS du camion K66.

Chapitre II

Conception des composants du système de freinage

Introduction

Dans le chapitre précédent, nous avons abordé de manière générale les systèmes de freinage et l'ABS. Nous avons discuté des types les plus couramment utilisés dans l'industrie, tels que les freins à disque et les freins à tambour, en examinant leurs définitions et caractéristiques.

Ce chapitre se concentrera sur la fiche technique du camion K66, la structure globale du système de freinage et ses composants. L'entreprise souhaite évaluer ces composants, y compris leurs dimensions, les matériaux utilisés et les outils nécessaires pour comprendre et simuler la physique de ce système.

1. Camion SONACOME K66

Le camion K66 est un camion porteur de fabrication algérienne, produit par la Société des véhicules industriels et utilitaire de Rouïba (VIUR) [12].

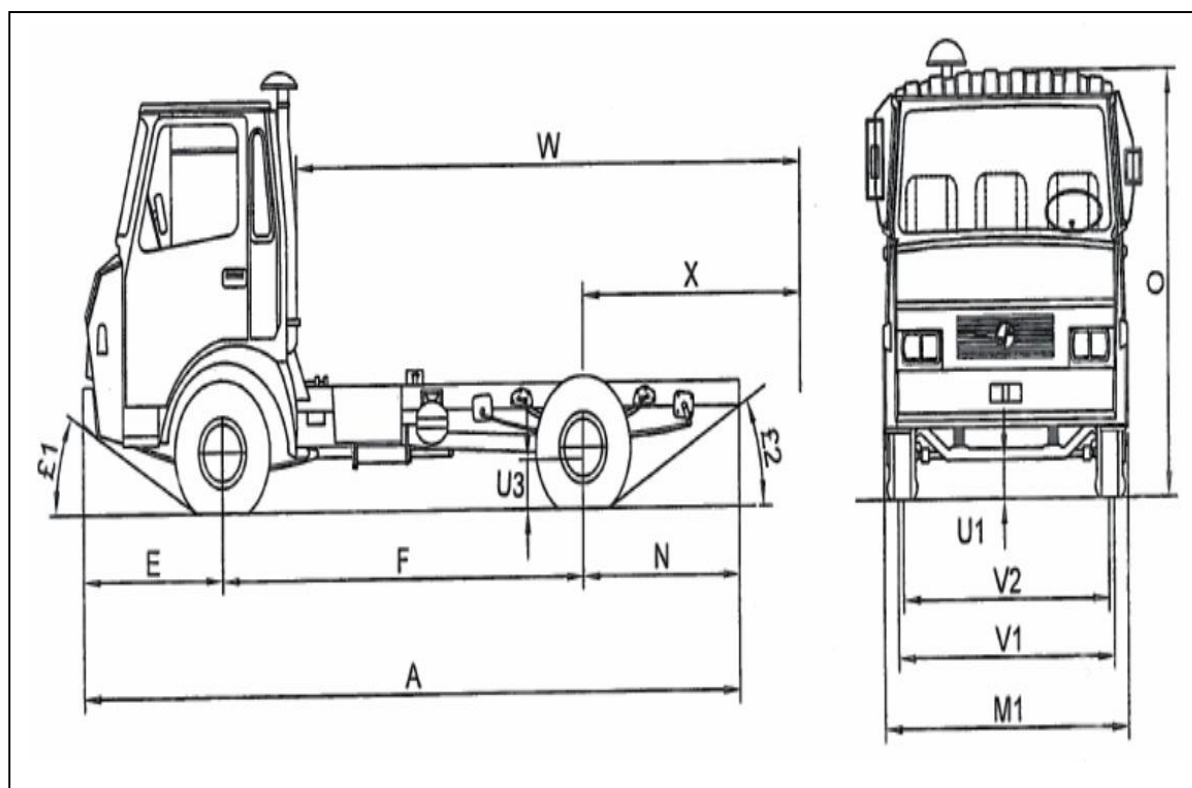


Figure II. 1: Camion K66 [13]

La fiche technique de ce camion est présentée ci-dessous [12] :

Fiche technique du camion K66 :

• Châssis porteur, PTAC 6600 KG et PTRAC 7850



DIMENSIONS					
Châssis		Normal	Long	Extra long	
Empattement	F	2600	3100	3700	
Porte à faux avant	E	1130			
Porte à faux arrière	N	885	1335	1540	
Porte à faux arrière max	X	1535	1835	1540	
Longueur hors tout	A	4677	5625	6430	
Longueur carrossable	W	3500	4300	5300	
Longueur hors tout	M1	1990			
Longueur à vide	O	2510			
Grade au sol	Avant	U1	200		
	Arrière	U3	200		
Voie	Avant	V1	1665		
	Arrière	V2	1530		
Angle d'attaque		£1	26		
Angle de fuite		£2	32°	21°	17°

Poids (kg)				
Châssis		Normal	Long	Extra long
Poids du châssis cabine en ordre de marche		2392	2422	2462
Répartition de ce poids sur	Essieu AV	1640	1660	1685
	PONT AR	752	762	777
Poids total autorisé en charge (PTAC)		6600		
Charge maxi autorisé sur	Essieu AV	2450		
	Pont AR	4600		
Poids total roulant autorisé (PTRA)		7850		

➤ **Cabine**

- Type : K1980.
- Avancé fixe ou basculante.
- Constitué par des éléments emboutis en tôle d'acier et assemblées par des points de soudure.
- Suspendue en 4 points par des plots élastiques.
- 3place avec ceintures de sécurité 3 points.

➤ **Moteur**

- Type : PMA/CMT : F4L 912
- Nbre de cylindres : 4 en ligne
- Injection : Directe
- Alésage / course : 100 / 120 mm
- Cylindres : 3,77 L
- Toux de compression : 17/1
- Carburateur : Gasoil
- Puissance maxi : 73 ch à 2800 tr/mn
- Couple maxi : 21,5 mdaN à 1500 tr/mn
- Aspiration : naturelle
- Refroidissement : à air
- Capacité d'huile : 10 L

➤ **Boîte de vitesse**

Zf type s5-42

- 5 vitesses AV synchronisées + 1marche AR
- Couple admissible : 56 mdaN.
- Rapports extrêmes : 5,72-0,76

➤ **Pont arrière**

- Type : P410.

- Simple démultiplication par couple conique.
- Couple : 8x41 réduction : 5,125.
- Capacité en huile : 4 L
- **Essieu**
- Type : E2A
- Rigide forge, section en I
- **Direction**
- 8090 à assistance hydraulique intégrée
- **Suspension**
- AV : ressort à lames semi-elliptiques + amortisseurs télescopiques.
- AR : ressort à lames semi-elliptiques avec auxiliaires et amortisseurs télescopiques.
- **Châssis**
- Cadre à 2 longerons en tôles d'acier embouties en forme de U entretoisés par des traverses rivetées
- Section : 199x60x5
- **Freinage**
- Frein principal (service avec ABS) : oléopneumatique à double circuit indépendant agissant sur les roues Av et AR.
- Frein de parcage (indépendant) : mécanique agissant sur les roues AR et pouvant être utilisés comme frein de secours.
- **Pneumatique**
- Dimensions : 8.5R17.5
- AV : simple, AR : jumelés
- **Embrayage**
- Ø 310 VALEO DBR
- **Réservoir de carburant**
- 1 réservoir (implanté à droite)
- Capacité : 90 L
- **Performance**
- Capacité : 8x41 réduction : 5,125.

Tableaux des vitesses en km/h au régime maxi [12]

Vitesses	1 ^{ère}	2 ^{ème}	3 ^{ème}	4 ^{ème}	5 ^{ème}
Rap BV	5,72	2,94	1,61	1	0,76
Rap pont 5,125	14	27	50	80	89

- **Divers**
- Lot de bord.
- Tachygraphe.

- Limiteur de vitesse.

➤ **Options**

- Crochet de remorque (sans DFR).
- Stabilisateur Ar.
- Stabilisateur Av.
- Equipement RTMD.
- Protection par grillage des feux Ar.
- Rétroviseur intérieur cabine.
- Extincteur 4 kg.
- Projecteur de travail AR.
- Double pédalier pour version auto-école.
- Déфлекteur sur pavillon.
- Vitres teintées.
- Climatisation.
- PMT ZF.
- PMT HYDROCR.
- Réservoir 140 L.

2. Positionnement

Le système de freinage que la société a décidé d'évaluer est positionné sur l'essieu avant [14] (voir figure II.2).

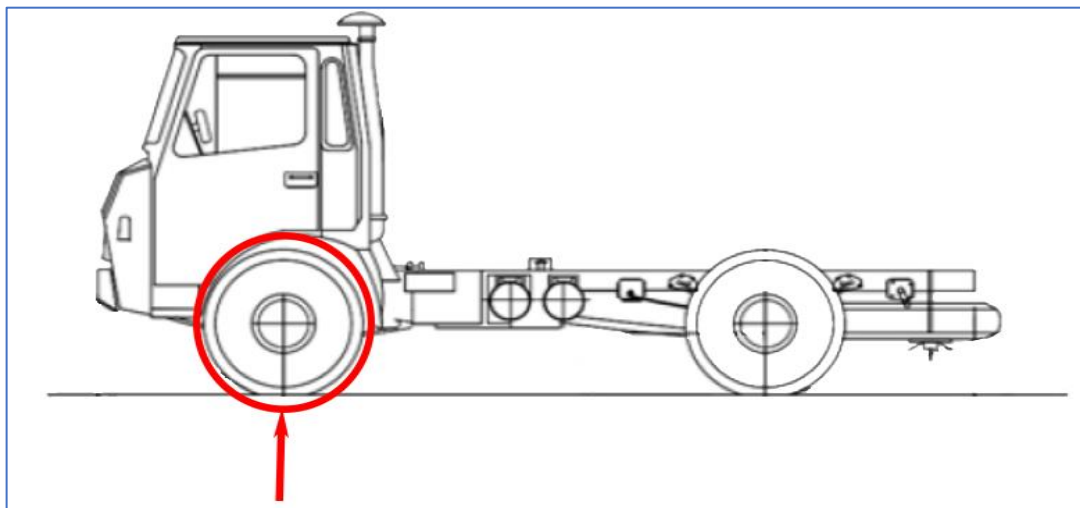


Figure II. 2: Positionnement de l'ensemble de roue [14]

3. Présentation de logiciel SolidWorks

SolidWorks est un logiciel de conception assistée par ordinateur (CAO), appartenant à la société Dassault Systèmes. Il utilise le principe de conception paramétrique et génère trois types de fichiers

qui sont liés : la pièce, l'assemblage, et la mise en plan. Ainsi toute modification sur un de ces trois fichiers sera répercutée sur les deux autres.

Les outils de CAO mécanique, qui permettent de conceptualiser et de fabriquer des produits, sont actuellement très demandés dans le secteur industriel de la conception de produits. En tant que concepteurs, nous recherchons souvent des fonctionnalités de modélisation complexes. Sachant que notre conception peut changer ou être rejetée, nous devons être en mesure de la créer et de la modifier rapidement. Actuellement la CAO mécanique [15].

3.1. Description

SolidWorks est également connu sous le nom de « DSS SolidWorks ». DSS désigne Dassault System, qui est le développeur de ce logiciel de CAO. Il s'agit d'un logiciel de CAO qui permet de créer des modèles solides 2D ou 3D sans aucune complexité, plus rapidement et de manière rentable. L'avantage principal du modélisateur solide est que très facile à utiliser, l'interface utilisateur graphique simple et beaucoup plus amical, par rapport à d'autres logiciels de modélisation solide CAD. Il contient la modélisation solide, Motion, Simulation, Boîte à outils, TolAnalyst, Circute Works, PhotoView 360, ScanTo3D, et éditeur DWG.

SolidWorks est considéré comme un logiciel de CAO avec Haute productivité (jusqu'à 95%). Il offre une meilleure visualisation de conception, concevoir de meilleurs produits, des itérations de conception plus rapides, des communications améliorées, la conception avec moins d'erreurs, crée des designs de produits avec plus d'esthétique et répond également aux exigences des clients / clients.

SolidWorks a une vaste gamme d'applications dans des industries telles que l'aérospatiale, la défense, l'automobile, le transport, les produits de consommation, l'électronique, usine de traitement, la conservation de l'énergie, la construction, l'équipement lourd, machines, outils médicaux, Mold & prestations de service. Il aide à concevoir différents produits et services, les tester de manière très rentable comme le modèle et le prototype de test.

Le DSS SolidWorks Corp développe également d'autres produits logiciels, ce qui aide dans diverses sections d'ingénierie, en particulier pour la mécanique. Il s'agit de CAO 3D, Simulation, Gestion de données produit, Communication technique, Conception électrique et 3D expérience. Ce modélisateur CAO n'est pas limité aux ingénieurs mécaniciens ; D'autres filières techniques (spécialement pour l'électricité et le civil) et les concepteurs de produits peuvent convertir les idées de nouveaux produits en réalité [15].

3.2. Pourquoi utiliser SolidWorks

1. Maintenant, il est utilisé dans diverses industries pour concevoir leurs produits et augmenter la productivité sans abaisser le coût. En raison de la vaste gamme d'applications et de possibilités d'emploi, en tant qu'ingénieur mécanicien, vous devez apprendre le logiciel de CAO le plus utilisé et le plus utilisé, comme SolidWorks.
2. La plupart des universités et collèges internationaux d'ingénierie offrent dans leurs programmes des cours sur la CAO en utilisant SolidWorks.

3. Il fournit une conception avec une productivité maximale, car il offre diverses données et une communication technique, ce qui contribue à votre conception et aide à la valider selon les normes. Tout ce dont vous avez besoin est de vous concentrer sur l'innovation de nouveaux produits ou de conceptions. Il intègre la technologie de simulation qui vous permet de vérifier votre conception.
4. La solution SolidWorks est une fonctionnalité collaborative améliorée, qui contribue à partager votre conception avec les clients appropriés via cette plate-forme. Si vous êtes un professionnel, vous n'avez pas besoin de chercher sur Internet pour trouver les bons clients et leur présenter des innovations.
5. Il est très facile d'apprendre les bases, comment commencer les conceptions de produit et plus [15].

3.3. Fonctionnalités de SolidWorks

Le logiciel SolidWorks permet de [15] :

- Concevoir des objets en 3D de manière très précise.
- Développer des produits.
- Vérifier la conception de votre fichier.
- Détenir une bibliothèque de vos fichiers 3D.
- Mettre en place des mises en plan 2D.
- Créer des images et animations de vos objets 3D.
- Estimer le coût de la fabrication de vos objets 3D.

4. Conception de système de freinage

Les figures II.3 et II.4 montrent le système de freinage ABS que l'entreprise souhaite évaluer, dessiné avec le logiciel de conception SolidWorks.

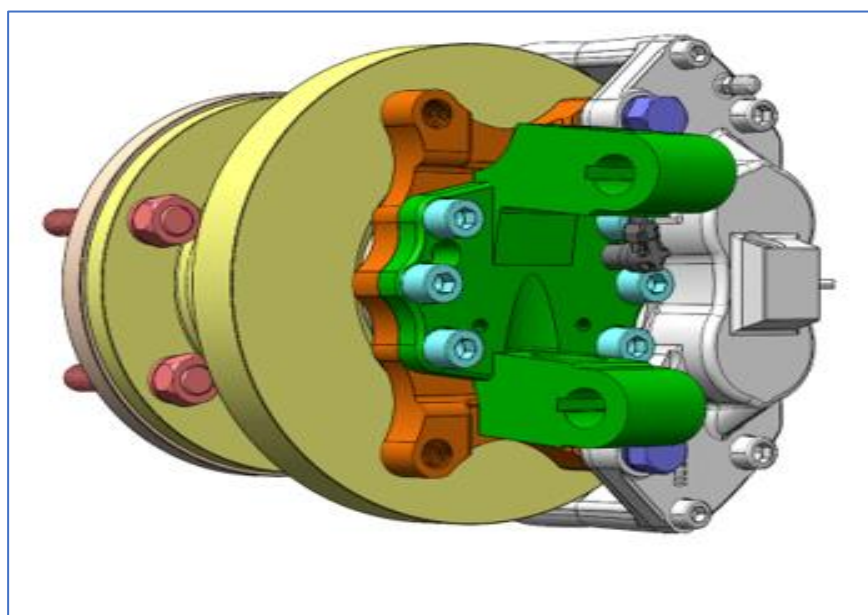


Figure II. 3: L'ensemble frein dessiné avec SolidWorks

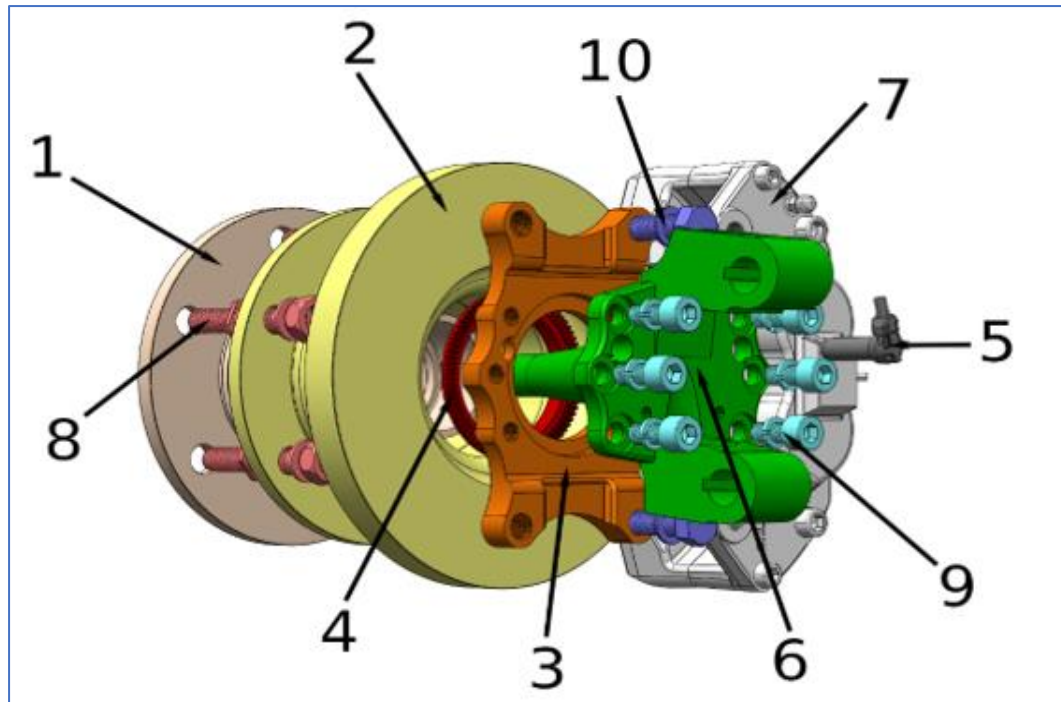


Figure II. 4: Vue éclatée de l'ensemble frein dessiné avec SolidWorks

Le tableau suivant indique le numéro et le nom de chaque pièce de l'ensemble de freinage, ainsi que la désignation de leur matériau et la quantité de chaque élément.

Tableau II. 1: Caractéristique des composants de l'ensemble de freinage [14]

N°	Nom	Matière	Désignation	Quantité
1	Moyeu	Fonte 66	EN-GJS-400-15	1
2	Disque de frein	Fonte	EN-GJL-200 HC	1
3	Support étrier	Acier	34CrMo ₄	1
4	Couronne	Acier	E335	1
5	Capteur de vitesse			1
6	Fusée	Acier	34CrMO4	1
7	Etrier			1
8	Ensemble goujon, rondelle 20 et écrou	Acier	42CrMO ₄	6
9	Ensemble vis rondelle 14	Acier	42CrMO ₄	6
10	Ensemble boulon Rondelle 18	Acier	42CrMO ₄	2

5. Description des organes constitutifs de l'ensemble de freinage

Comme expliqué précédemment, notre système est constitué de sept éléments principaux : le moyeu, le disque de frein, l'étrier, la couronne, le support d'étrier, la fusée et le capteur de vitesse.

5.1. Description du moyeu

Le moyeu est la pièce centrale qui relie la roue au système de suspension du véhicule. Il se situe à l'extrémité de l'essieu et permet la rotation de la roue autour de cet essieu. Le moyeu joue un rôle essentiel dans la sécurité et les performances du camion. Le matériau utilisé pour le moyeu est la fonte 66 [16].

Le tableau suivant présente les principales propriétés mécaniques de fonte 66.

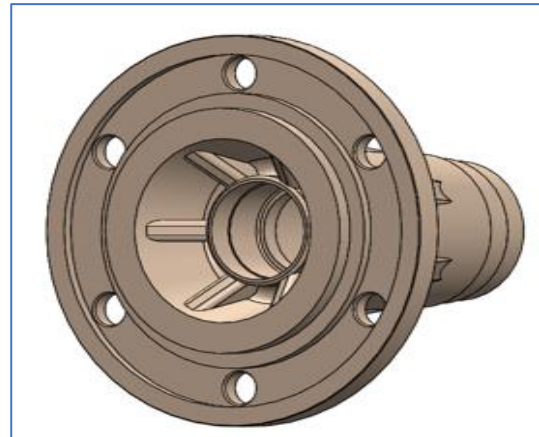


Figure II. 5: Moyeu dessiné avec SolidWorks [16]

Tableau II. 2: Propriétés mécaniques de fonte 66

Propriété	Valeur	Unités
Module d'élasticité	120000.0031	N/mm ²
Coefficient de poisson	0.26	S.O.
Module de cisaillement	6500	N/mm ²
Masse volumique	7250	Kg/m ³
Limite de traction	400	N/mm ²
Limite d'élasticité	250	N/mm ²
Coefficient de dilatation thermique	1.15×10^{-5}	/K
Conductivité thermique	58	W/ (m.K)
Chaleur spécifique	460	J/ (Kg.K)

Après avoir sélectionné le matériau du moyeu, SolidWorks nous permet d'accéder aux principales caractéristiques de celui-ci, notamment son poids, son volume, sa densité et sa superficie.

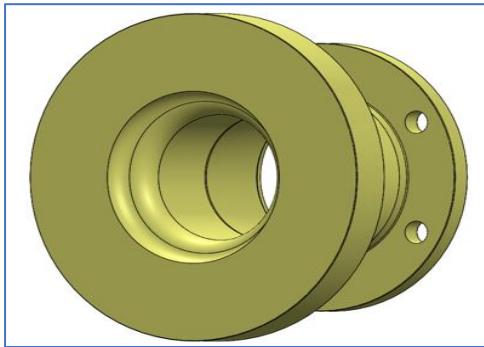
Le tableau suivant montre ces caractéristiques :

Tableau II. 3: Caractéristiques mécaniques du Moyeu

Poids (g)	Volume (mm ³)	Superficie ((mm ²))	Densité
8085.05	1115178.95	206494.82	0.01

5.2. Description de disque de frein

Le disque de frein est un composant solide fixé au moyeu de la roue d'un véhicule équipé d'un système de freinage à disque. Le moyeu fait référence à la partie centrale de la roue. Le disque utilisé est fourni par le fabricant KNOTT. Le matériau utilisé pour le disque est la fonte EN-GJL-200 HC.



Sous figure 6.1 : disque dessiné avec SolidWorks



Sous-figure 6.2 : Image réelle de disque

Figure II. 6: Disque de frein

Les principales propriétés mécaniques de fonte EN-GJL-200 HC sont montrées dans le tableau suivant :

Tableau II. 4: Propriétés mécaniques de fonte EN-GJL-200 HC

Propriété	Valeur	Unités
Module d'élasticité	120000.0031	N/mm ²
Coefficient de poisson	0.26	S.O.
Module de cisaillement	6500	N/mm ²
Masse volumique	7250	Kg/m ³
Limite de traction	200.825984	N/mm ²
Limite d'élasticité	145.593984	N/mm ²
Coefficient de dilatation thermique	1.05×10^{-5}	/K
Conductivité thermique	58	W/ (m.K)
Chaleur spécifique	460	J/ (Kg.K)

Une fois que nous avons choisi le matériau du disque dans SolidWorks, nous avons la possibilité d'accéder aux principales caractéristiques de celui-ci, telles que son poids, son volume, sa densité et sa superficie.

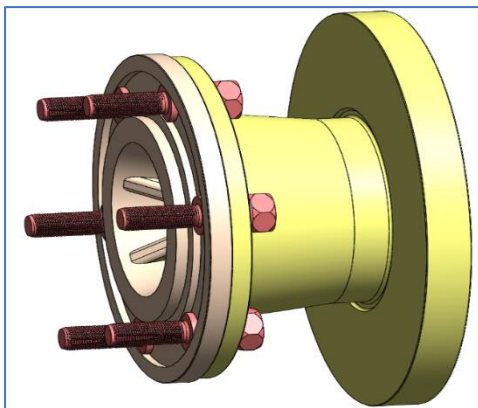
Le tableau suivant montre les caractéristiques mécaniques de ce dernier.

Tableau II. 5: Caractéristiques mécaniques du disque

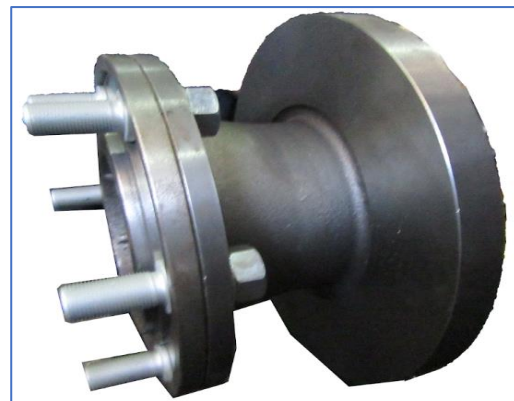
Poids (g)	Volume (mm ³)	Superficie ((mm ²)	Densité
18118.34	2499080.73	308223.04	0.01

5.3. Ensemble disque moyeu

L'ensemble disque-moyeu est conçu pour assurer une connexion solide et sécurisée entre le disque de frein et le moyeu, garantissant ainsi un fonctionnement efficace du système de freinage. Ils sont assemblés à l'aide de goujons.



Sous figure 7.1 : Ensemble disque moyeu dessiné avec SolidWorks



Sous figure 7.2 : Image réelle d'ensemble disque moyeu

Figure II. 7 : Ensembles disque moyeu

5.4. Description de support étrier

Le support d'étrier de frein à disque est un composant essentiel du système de freinage du camion. Il assure la fixation des étriers de frein et la répartition des forces pendant le freinage. Son bon fonctionnement est crucial pour garantir des performances de freinage sûres et efficaces. Le matériau utilisé pour le support d'étrier est l'acier 34CrMo4. Le support d'étrier est un produit du fournisseur KNOTT [16].

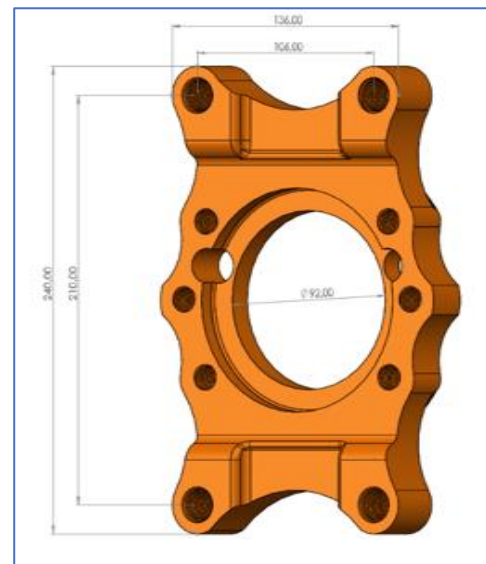


Figure II. 8: Support étrier

Les principales propriétés mécaniques de l'acier 34CrMo4 sont montrées sur le tableau suivant :

Tableau II. 6: Propriétés mécaniques de l'acier 34CrMo4

Propriété	Valeur	Unités
Module d'élasticité	210000.0031	N/mm ²
Coefficient de poisson	0.28	S.O.
Module de cisaillement	79000	N/mm ²
Masse volumique	7800	Kg/m ³
Limite de traction	900	N/mm ²
Limite d'élasticité	650	N/mm ²
Coefficient de dilatation thermique	1.1 x 10 ⁻⁵	/K
Conductivité thermique	14	W/ (m.K)
Chaleur spécifique	440	J/ (Kg.K)

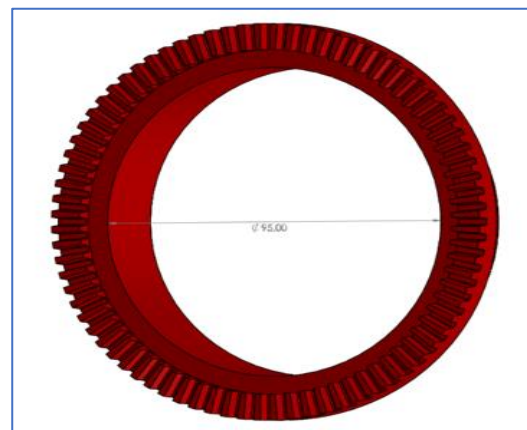
Après avoir sélectionné le matériau du support étrier dans SolidWorks, nous pouvons facilement obtenir les principales caractéristiques de celui-ci, incluant son poids, son volume, sa densité et sa superficie.

Tableau II. 7: Caractéristiques mécaniques du support étrier

Poids (g)	Volume (mm ³)	Superficie ((mm ²))	Densité
2450.97	314227.16	74831.41	0.01

5.5. Description de la couronne (roue dentée)

La couronne dentée dans le système de frein à disque ABS est un composant monté sur le moyeu de la roue. Elle est composée d'une série de dents ou de crans de forme spécifique qui sont détectés par un capteur, généralement appelé capteur de vitesse de roue. La couronne dentée est un produit du fournisseur KNOTT et possède 80 dents selon les spécifications de KNOTT. Le matériau utilisé pour la couronne est de l'acier E355 [16].

**Figure II. 9:** Couronne

Les principales propriétés mécaniques de l'acier E335 sont montrées sur le tableau :

Tableau II. 8: Propriétés mécaniques d'Acier E355

Propriété	Valeur	Unités
Module d'élasticité	210000.0031	N/mm ²
Coefficient de poisson	0.28	S.O.
Module de cisaillement	79000	N/mm ²
Masse volumique	7800	Kg/m ³
Limite de traction	550	N/mm ²
Limite d'élasticité	275	N/mm ²
Coefficient de dilatation thermique	1.1×10^{-5}	/K
Conductivité thermique	14	W/ (m.K)
Chaleur spécifique	440	J/ (Kg.K)

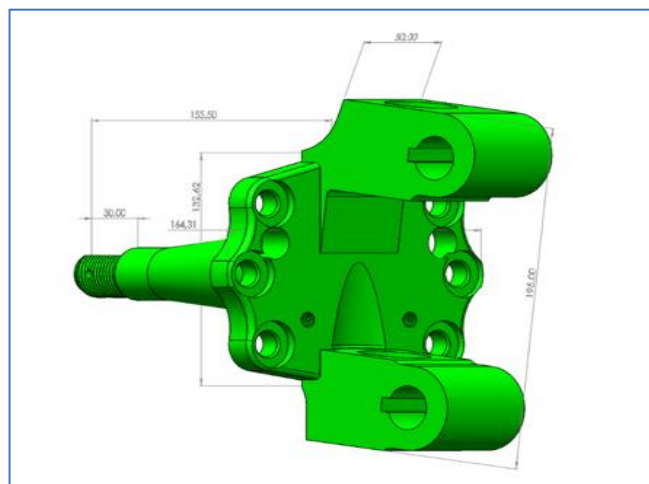
Une fois que nous avons choisi le matériau de la couronne dans SolidWorks, nous avons la possibilité d'accéder aux principales caractéristiques de celui-ci, telles que son poids, son volume, sa densité et sa superficie. Le tableau suivant montre ces caractéristiques de la couronne.

Tableau II. 9: Caractéristiques mécaniques de la couronne

Poids (g)	Volume (mm ³)	Superficie ((mm ²))	Densité
269.57	34559.65	19400.95	0.01

5.6. Description de la fusée

La fusée est une pièce mécanique essentielle de la suspension d'un véhicule, permettant de monter et de supporter la roue en rotation. Elle joue un rôle crucial dans la stabilité, la sécurité et les performances du véhicule en absorbant les forces et en permettant une rotation fluide de la roue. Le matériau utilisé pour la fusée est l'acier 34CrMo4 [16].

**Figure II. 10:** Fusée

Les propriétés mécaniques de ce matériau sont montrées dans le tableau suivant :

Tableau II. 10: Propriétés mécaniques de l'Acier 34CrMo4

Propriété	Valeur	Unités
Module d'élasticité	210000.0031	N/mm ²
Coefficient de poisson	0.28	S.O.
Module de cisaillement	79000	N/mm ²
Masse volumique	7800	Kg/m ³
Limite de traction	900	N/mm ²
Limite d'élasticité	650	N/mm ²
Coefficient de dilatation thermique	1.1×10^{-5}	/K
Conductivité thermique	14	W/ (m.K)
Chaleur spécifique	440	J/ (Kg.K)

Après avoir sélectionné le matériau du la fusé dans SolidWorks, nous pouvons facilement obtenir les principales caractéristiques de celui-ci, incluant son poids, son volume, sa densité et sa surface.

Le tableau suivant montre les caractéristiques mécaniques de la fusée.

Tableau II. 11: Caractéristiques mécaniques de la fusée

Poids (g)	Volume (mm ³)	Superficie ((mm ²))	Densité
5536.60	709820.29	118397.97	0.01

5.7. Description de l'étrier

L'étrier de frein à disque est un élément essentiel du système de freinage à disque, responsable de l'application de la force de freinage sur les disques de frein pour assurer un ralentissement efficace et sécurisé du camion. Il contient les plaquettes de frein qui sont pressées contre les surfaces latérales du disque. Lorsque la pédale de frein est actionnée, un piston génère une pression dans le liquide de frein, qui circule à l'intérieur d'un cylindre et transmet cette pression à l'étrier.

La pression exercée par l'étrier pousse les plaquettes contre le disque de frein. Le frottement entre ces deux éléments a pour effet de réduire la vitesse de rotation du disque, ce qui freine également la roue. L'étrier est un produit du fournisseur KNOTT [16].

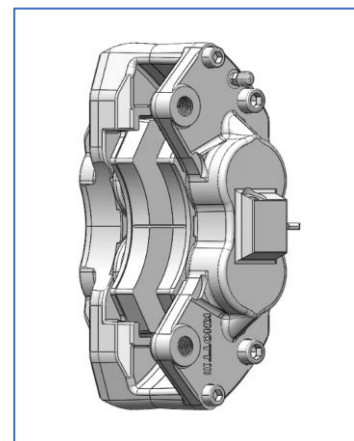


Figure II. 11: Étrier

5.8. Capteur de vitesse

Les capteurs de vitesse ABS lisent la vitesse de rotation des roues, ensuite ils émettent des signaux qui sont transmis à un boîtier de commande électronique. Si le boîtier de commande détecte une tendance au blocage des roues, il commande le modulateur, pour réduire la pression d'huile dans le cylindre de frein de chaque roue en état de blocage. Une bague de serrage tient le capteur en place près de la roue denté. Le capteur de vitesse est un produit du fournisseur KNOR [16].

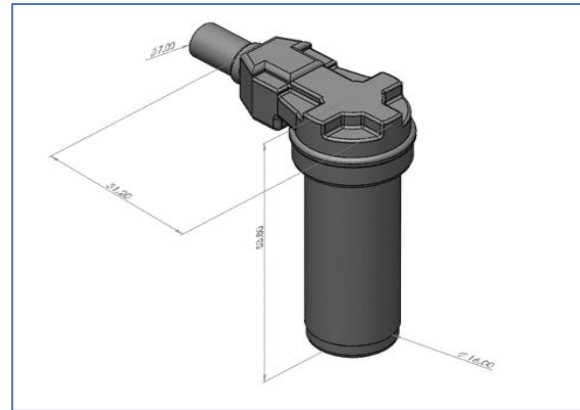


Figure II. 12: Capteur de vitesse

5.9. Autres pièces de frein

L'ensemble frein monté sur le camion K66 est un produit du fournisseur KNOTT, conçu selon les spécifications de ce camion. Il comprend également d'autres pièces d'assemblage, notamment des goujons, des boulons et des vis [16].

Les figures suivantes montrent les sous-ensembles :

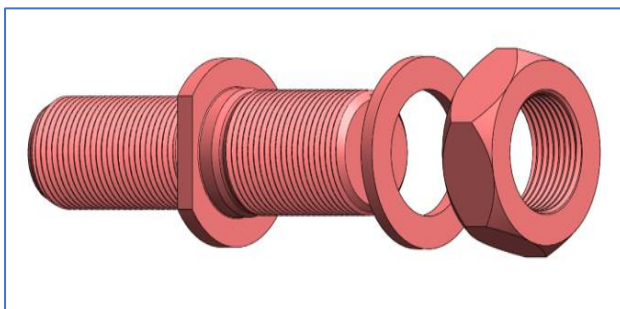


Figure II. 13: Sous-ensemble goujon écrou

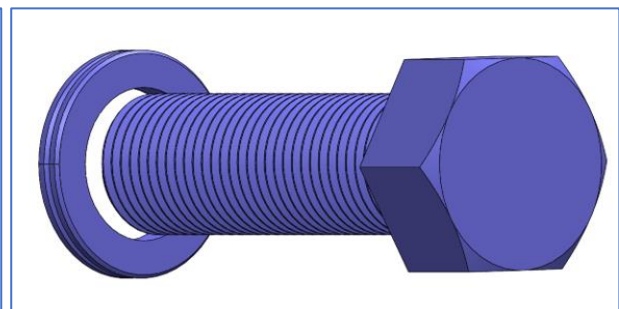


Figure II. 14: Sous-ensemble boulon-rondelle

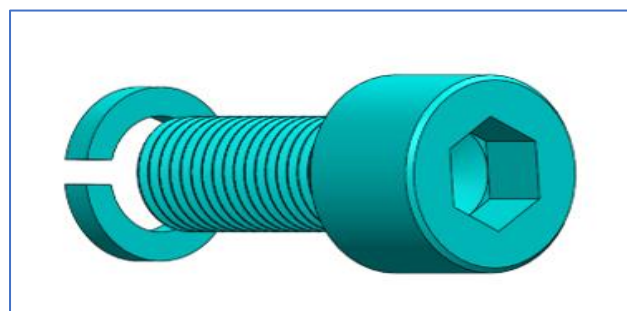


Figure II. 15: Sous-ensemble vis-rondelle

Le matériau utilisé pour ces pièces est 42CrMO₄.

Le tableau suivant montre les propriétés mécaniques de matériaux 42CrMO₄.

Tableau II. 12: Propriétés mécaniques de 42CrMO4

Propriété	Valeur	Unités
Module d'élasticité	210000.0031	N/mm ²
Coefficient de poisson	0.28	S.O.
Module de cisaillement	79000	N/mm ²
Masse volumique	7800	Kg/m ³
Limite de traction	1000	N/mm ²
Limite d'élasticité	750	N/mm ²
Coefficient de dilatation thermique	1.1×10^{-5}	/K
Conductivité thermique	14	W/ (m.K)
Chaleur spécifique	440	J/ (Kg.K)

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté l'ensemble de freinage et les organes constitutifs de cet ensemble que l'entreprise souhaite les évaluer à l'aide du logiciel de conception SolidWorks. Les dimensions, les masses et les caractéristiques géométriques et mécaniques de notre système de freinage ainsi que de chaque élément ont été présentées, discutées et détaillées.

Dans le prochain chapitre de ce mémoire, nous nous concentrerons sur la simulation du comportement de notre système et de ses pièces dans différentes conditions de fonctionnement.

Chapitre III

Simulation numérique des composants de l'ensemble de freinage

Introduction

L'étude, la conception et la simulation des éléments du système de freinage à disque (ABS) constituent l'étape la plus importante du processus de conception. Cette étude requiert des connaissances dans différents domaines tels que la mécanique, la physique, la thermique, etc., afin de garantir la stabilité et la sécurité du système lors de son utilisation.

Dans ce chapitre, nous présenterons tout d'abord une vue d'ensemble de la simulation numérique. À cet effet, nous aborderons la définition de la simulation, le logiciel SolidWorks® Simulation et ses fonctionnalités, et nous justifierons son utilisation. Ensuite, nous mettrons en évidence le processus d'analyse statique d'un modèle réel, en expliquant les étapes de la simulation. L'analyse et la dissertation de résultats obtenus feront l'objet de dernière section de ce chapitre où nous détaillerons les résultats abordés de la simulation des éléments de freinage (ABS) que l'entreprise souhaite évaluer.

1. Simulation numérique

La simulation numérique est une représentation de phénomènes physiques complexes rendue possible grâce à une série de calculs et un modèle mathématique comportant des équations aux dérivés partiels. La méthode la plus répandue est la méthode des éléments finis.

Les outils d'aide à la conception et à l'étude dans le domaine de la mécanique sont destinés à simuler le comportement cinématique et dynamique des mécanismes.

Définition de la simulation :

Méthode de mesure et d'étude consistant à remplacer un système par un modèle plus simple mais ayant un comportement analogue. Le système ou le phénomène analysé peut être schématisé sous forme d'un modèle mécanique, électronique ou logico-mathématique. Nous nous intéresserons ici uniquement à la représentation du système sous la forme d'un modèle mécanique.

L'objectif d'un modèle de simulation peut être simplement descriptif : étudier le comportement d'un système sous différentes hypothèses d'évaluation de l'environnement, ou aussi normatif (décisionnel) : en simulant plusieurs décisions envisagées choisir la meilleure ou la moins mauvaise [17].

2. SolidWorks simulation

SolidWorks Simulation est un portefeuille d'outils d'analyse structurelle faciles à utiliser qui font appel à l'analyse par éléments finis (FEA) pour prédire le comportement physique réel d'un produit en testant virtuellement des modèles de CAO. Le portefeuille propose des fonctionnalités d'analyse dynamique et statique non linéaire et linéaire.

SolidWorks simulation permet d'analyser le comportement structurel statique et dynamique de modèles de pièces et d'assemblages SolidWorks.

Il porte essentiellement sur les connaissances et les concepts les plus importants à acquérir pour optimiser l'utilisation que vous ferez de SolidWorks simulation.

En génie mécanique, l'analyse par éléments finis est largement utilisée pour résoudre des problèmes de structure, de fréquence et température.

Le processus de discrétisation que l'on appelle plus volontiers le maillage, fractionne la géométrie en entités relativement petites et composent des formes simples, désignées sous le nom d'éléments finis. Les éléments sont appelés finis pour indiquer qu'ils ne sont pas infiniment petits mais raisonnablement petits par rapport à la taille globale du module [17].

2.1. Gamme SolidWorks simulation

1. **SolidWorks Simulation Standard** : Est un environnement de test virtuel intuitif pour la simulation linéaire statique, la simulation de mouvement temporelle et la simulation de fatigue méga cyclique. Offrant une approche d'ingénierie simultanée, il vous permet de déterminer si vos produits fonctionneront correctement et d'évaluer leur durée de vie.
2. **SolidWorks Simulation Professional** : vous permet d'optimiser vos conceptions, de déterminer la topologie, les fréquences propres, la résistance mécanique et la durée de vie de vos produits, ainsi que de tester le transfert thermique et les instabilités de flambage. Vous pouvez également l'utiliser pour réaliser des simulations multi physiques. De plus, ce logiciel de simulation permet de réaliser des analyses d'hypothèses grâce à l'étude de conception avec optimisation paramétrique (modification des paramètres des modèles, matériaux, charges, contraintes, etc.).
3. **SolidWorks Simulation Premium** : Il permet d'évaluer efficacement les réponses non linéaires et dynamiques, les chargements dynamiques et les matériaux composites dans vos conceptions. Aussi il Permet de réaliser 03 types d'études avancées : dynamique linéaire (calcul des effets des charges dynamiques, d'impact ou de choc notamment), statique non linéaire (calcul de la déformation permanente et des contraintes résiduelles dues à des charges excessives par exemple) et dynamique non linéaire (où l'effet des charges variables en temps réel est intégré dans le calcul et les résultats). L'analyse non linéaire permet donc d'étudier le comportement des matériaux complexes (métal, caoutchouc, plastique) et tient compte des déflexions importantes et du contact glissant au sein des composants [17].

2.2. Fonctionnalités de SolidWorks Simulation

Avec logiciel SolidWorks simulation, il est possible [18] :

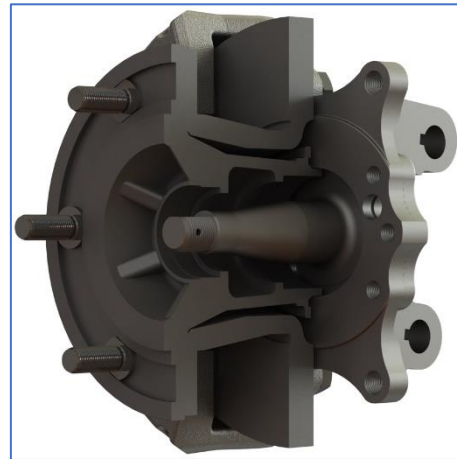
- Intégration totale dans l'interface du logiciel de CAO 3D SolidWorks.
- Prise en charge des configurations et des matériaux SolidWorks CAO.
- Prévion des performances du produit basée sur le calcul des contraintes, déformations et déplacements du composant, et sur le coefficient de sécurité.
- Estimation de la durée de vie des composants soumis à des charges diverses.
- Définition de la conception optimale ou de la plus efficace avec les analyses paramétriques (hypothèses) et d'optimisation.
- Simplification des études de simulation à l'aide de boulons, broches, ressorts, paliers, cordons et points de soudure.
- Calcul de la contrainte linéarisée avec l'étude des appareils sous pression.

3. Présentation du système de freinage

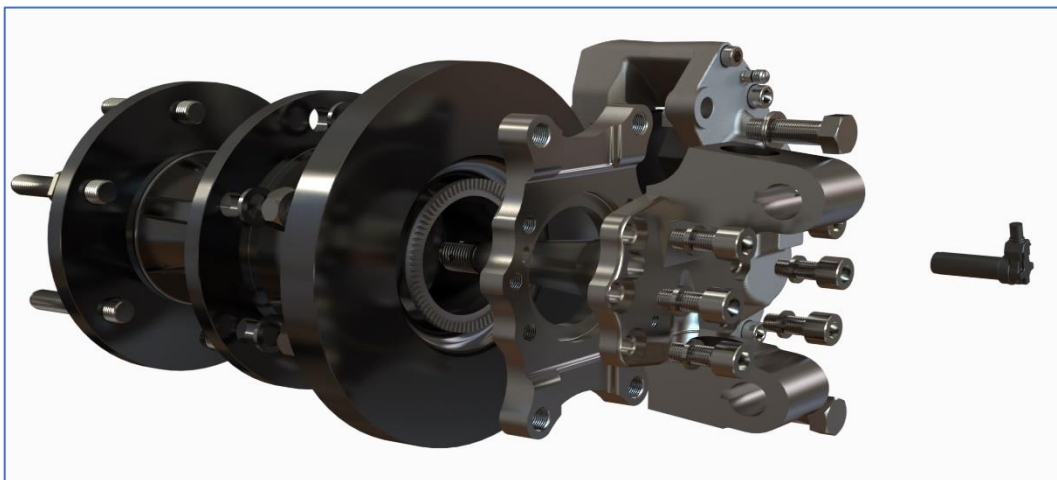
La **figure III.1** présente le système de freinage à disque (ABS) que la société souhaite évaluer dans le camion K66.



Sous-figure III.1.1 : Ensemble du système de freinage



Sous-figure III.1.2 : Vue de coupe du système de freinage en



Sous-figure III.1.3 : Système de freinage complet en vue éclatée

Figure III. 1: système de freinage à disque ABS dessiné avec SolidWorks

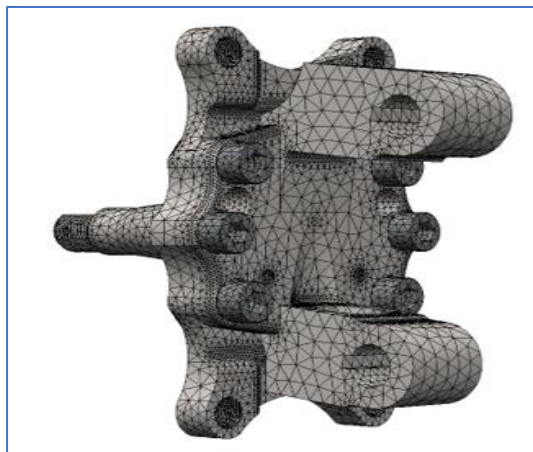
4. Processus d'analyse

Le processus d'analyse des modèles comprend toujours les mêmes étapes de base, quel que soit le type d'analyse ou le modèle [19].

Etapes de l'analyse d'un modèle :

Les étapes de l'analyse d'un modèle sont [19] :

1. **Création de l'étude** : Chaque analyse d'un modèle correspond à une étude. Nous pouvons avoir plusieurs études pour un même modèle.
2. **Application du matériau** : application au modèle un matériau contenant les informations physique, mécanique, chimique et thermique, etc.
3. **Application des conditions aux limites (déplacements, forces et charges imposés)** : Les conditions aux limites sont ajoutées afin de représenter le mode de conservation du modèle physique.
4. **Maillage de modèle** : Le modèle est fractionné en élément fini. Le maillage de modèle dépend du type de géométrie maillée, du type d'analyse à effectuer. SolidWorks Simulation propose des éléments volumiques tétraédriques pour mailler la géométrie des solides et les éléments coques, triangulaires pour mailler celle des surfaces.



Sous-ensemble fusée support-étrier



Sous-ensemble disque-moyeu-goujon

Figure III. 2: Maillages des modèles dans SolidWorks simulation

5. **Exécution de l'étude** : Le solveur calcule, les contraintes, les déplacements, les déformations et le coefficient de sécurité dans le modèle.

5. Modèles étudiés

Les deux modèles étudiés dans cette analyse statique sont des parties du système de freinage ABS à disque, monté sur le camion k66. L'objectif de cette simulation est de vérifier la résistance de notre système à pleine charge de camion.

Notre étude contient :

- **Sous-ensemble 1** : Fusée-Support Etrier
- **Sous-ensemble 2** : Disque-Moyeu-Goujon

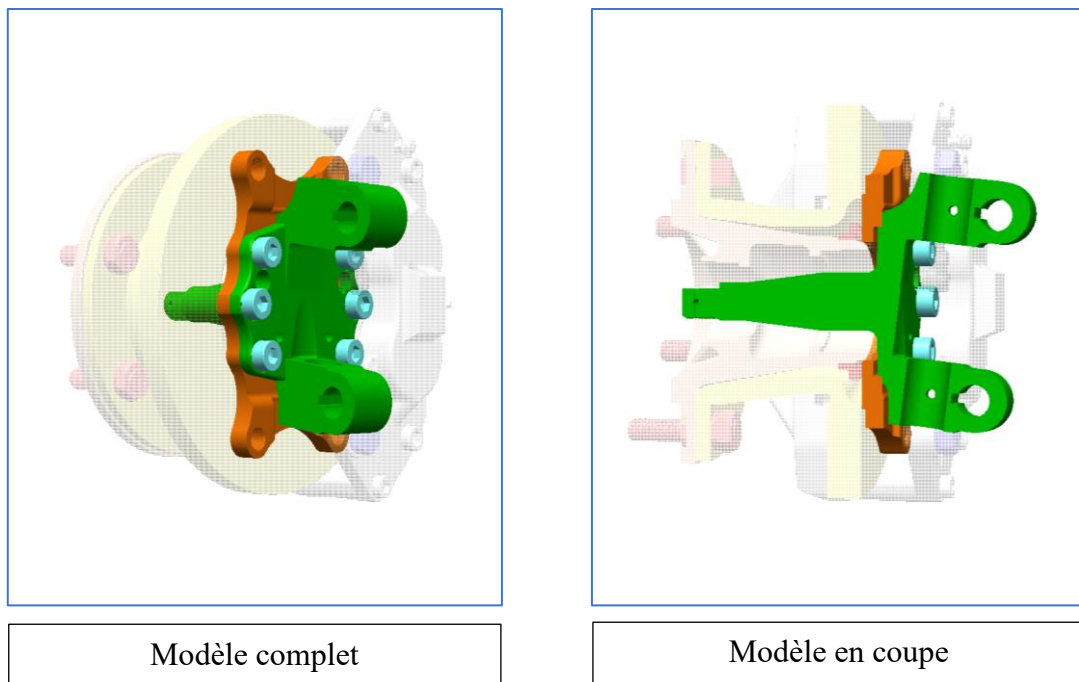


Figure III. 3: Sous-ensemble Fusée-Support Étrier dessiné avec SolidWorks

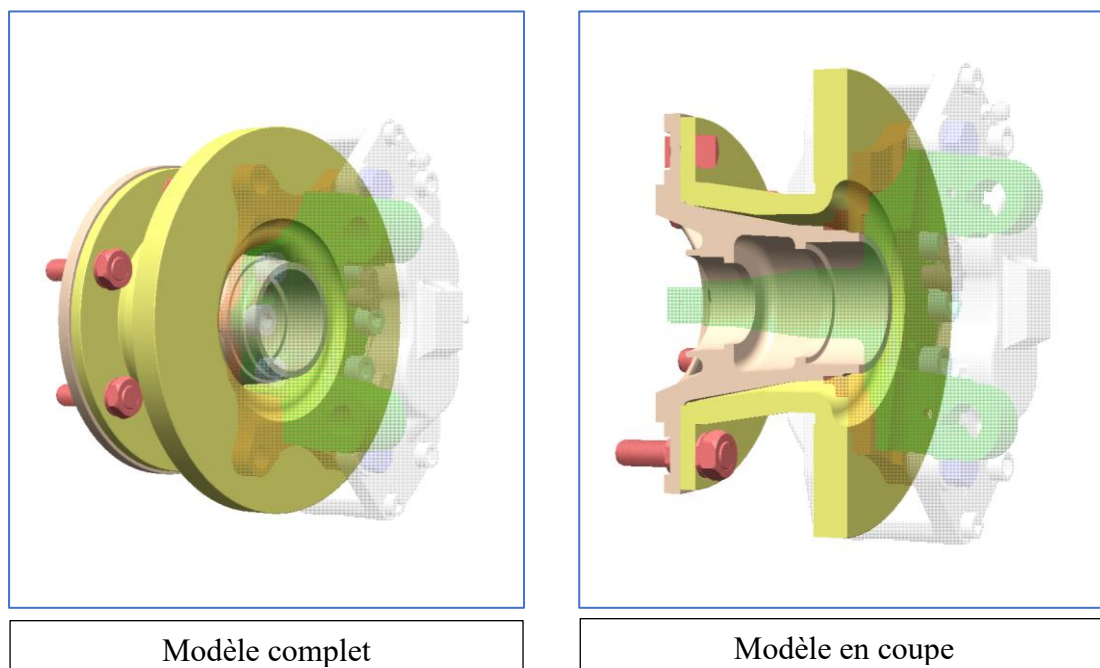


Figure III. 4: Sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon dessiné avec SolidWorks

6. Résultat et discussion de la simulation

La conception de notre système est achevée, les spécifications techniques de la simulation sont introduites et les modèles sont maillés. La prochaine et dernière étape consiste à exécuter la simulation. L'analyse sera réalisée pour chaque sous-ensemble séparément.

6.1. Analyse et simulation de sous-l'ensemble Fusée-Support Étrier

Le modèle étudié dans cette sous-section est le sous-ensemble Fusée-Support Étrier. L'objectif de cette étude est de vérifier sa résistance dans des conditions limites, notamment la charge maximale du camion.

6.1.1. Charge et condition aux limite

Les charges et les conditions aux limites appliquées sur le sous-ensemble Fusée-Support Étrier sont résumées dans les points suivants :

- Une charge répartie est appliquée par le camion sur le sous-ensemble Fusée-Support Étrier : $F = 12005 \text{ N}$.
Cette force représente la moitié de la charge maximale autorisée sur l'essieu avant du camion, simulant la charge sur une seule roue. Cette dernière est représentée par des flèches violettes.
- Une géométrie fixe (encastrement) est appliquée aux perçages situés à l'extrémité de l'arbre ainsi qu'au point de contact avec le deuxième sous-ensemble. Ces éléments sont indiqués par des flèches vertes.

La **Figure III.5** représente graphiquement le sous-ensemble Fusée-Support Étrier, dessiné à l'aide de SolidWorks®, en tenant compte des charges réparties et des conditions aux limites.

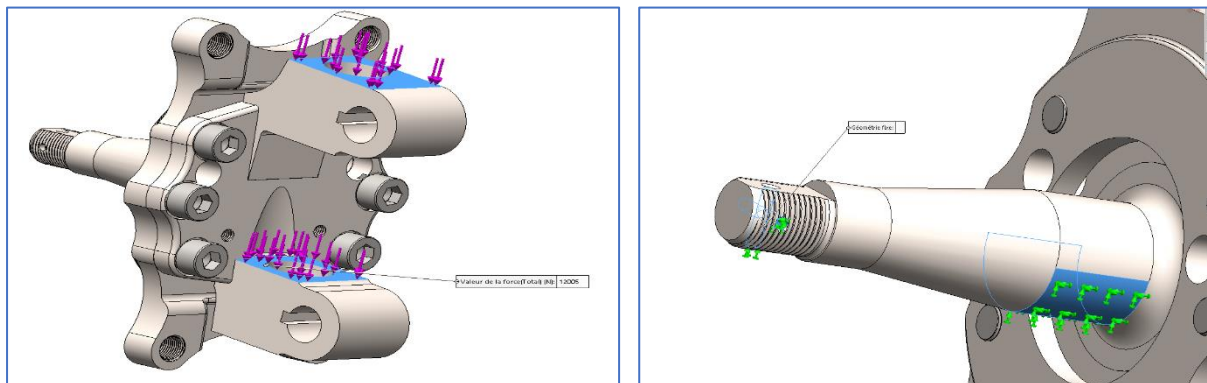


Figure III. 5: Sous-ensemble Fusée-Support Étrier sous conditions aux limites

6.1.2. Maillage de modèle

Après avoir défini les conditions aux limites et les charges appliquées sur le sous-ensemble Fusée-Support Étrier, l'étape suivante de la simulation consiste à générer un maillage du modèle. La **Figure III.6** présente le modèle maillé avec une densité moyenne de maillage utilisant des éléments tétraédriques.

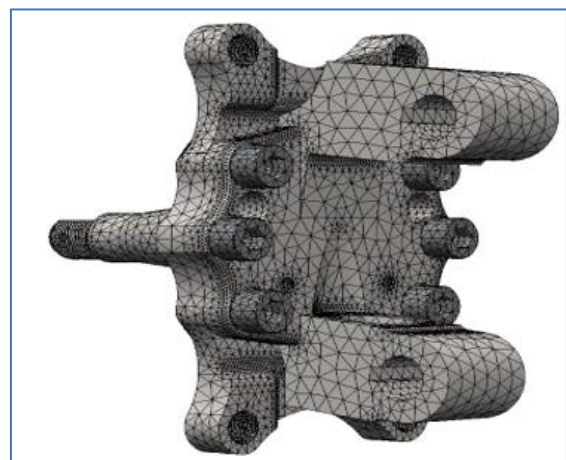


Figure III. 6: Maillage du sous-ensemble Fusée-Support Étrier

6.1.3. Résultat de la simulation

Le sous-ensemble Fusée-Support Étrier a été réalisé, les charges réparties et les conditions aux limites ont été introduites, et le modèle a été maillé. La dernière étape maintenant consiste à exécuter la simulation.

Les principaux résultats de cette étude, tels que les champs de contraintes, de déplacements, de déformations et les coefficients de sécurité, sont présentés et discutés.

a. Champ de contrainte

Le champ des contraintes équivalentes appliquées au sous-ensemble Fusée-Support Étrier est illustré à la **Figure III.7**. On peut observer que les contraintes maximales se trouvent dans les zones colorées en rouge, tandis que le vert représente les contraintes moyennes. Cette figure révèle également que la valeur maximale de contrainte est de **250 MPa**, ce qui est inférieur à la limite élastique du matériau.

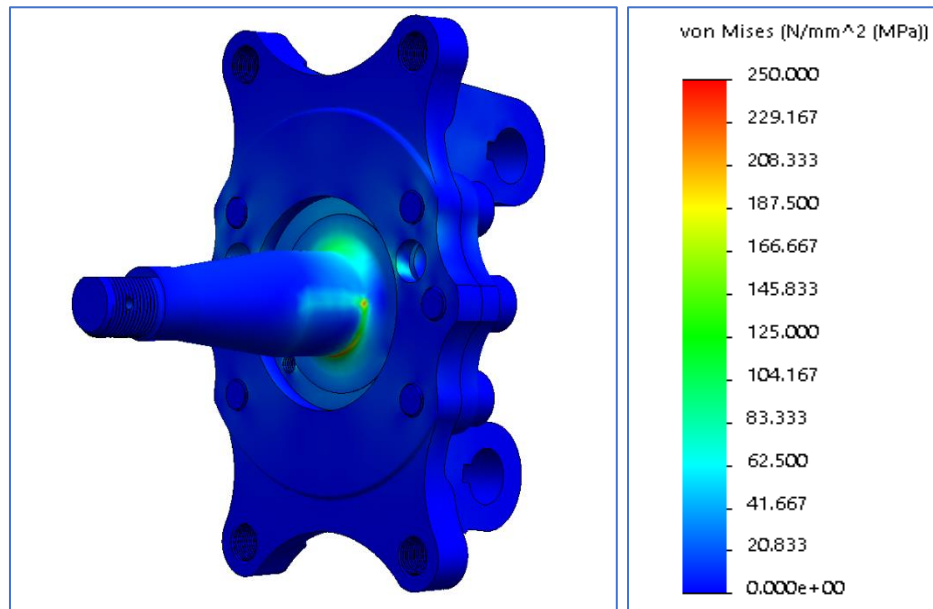


Figure III. 7: Distributions des contraintes équivalentes de von-mises sur le sous-ensemble Fusée-Support Étrier

b. Champ de déplacement

Les résultats présentés dans la **Figure III.8** montrent le champ de déplacement du sous-ensemble fusée-support étrier sous l'effet des contraintes appliquées par les appuis. On peut observer que les déplacements maximaux se trouvent dans les zones où les charges sont appliquées. De plus, la valeur maximale de déplacement est d'environ **0,25 mm**, ce qui est négligeable par rapport à la taille du sous-ensemble.

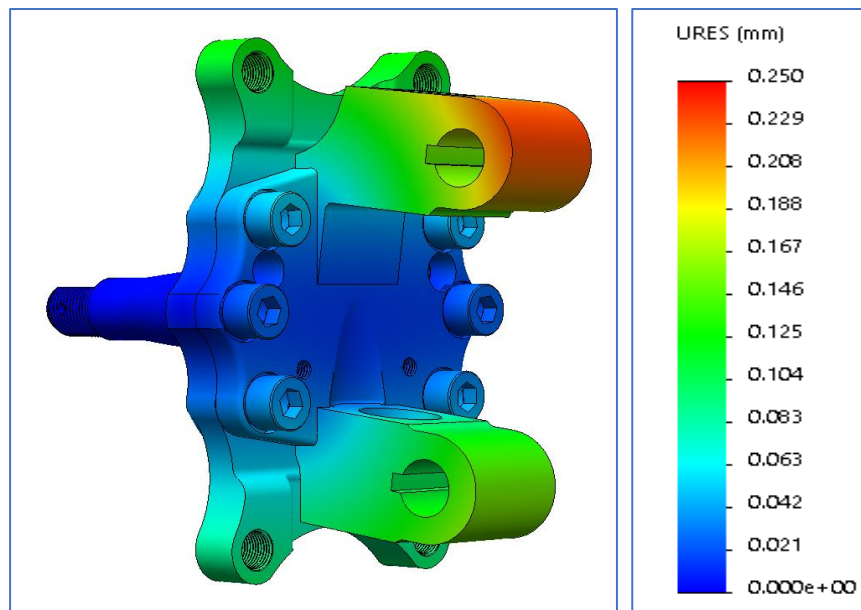


Figure III. 8: Distribution de champ de déplacement de sous-ensemble Fusée-Support Étrier

c. Champ de déformation

La Figure III.9 présente la déformation du sous-ensemble Fusée-Support Etrier sous l'effet des charges et des conditions aux limites appliquées. On peut observer que la déformation maximale se produit dans la surface colorée en vert. De plus, les zones de déformation maximale se trouvent aux endroits où les déplacements sont les plus importants. Cependant, cette déformation est de l'ordre de 9×10^{-4} , ce qui est pratiquement négligeable.

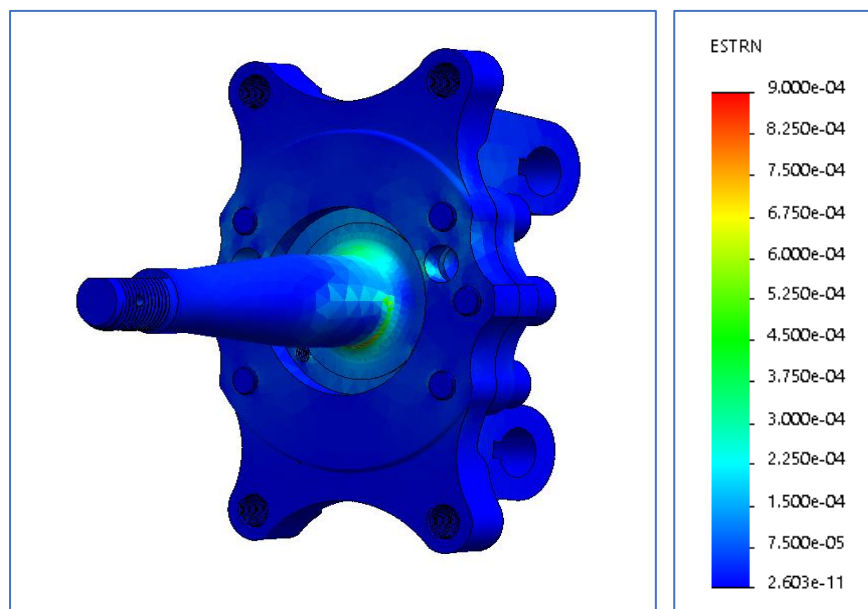


Figure III. 9: Distribution de champ de déformation de sous-ensemble Fusée-Support Étrier

d. Coefficient de sécurité

Afin de valider la conclusion selon laquelle le sous-ensemble Fusée-Support Etrier n'est pas détruit, nous présentons la distribution du coefficient de sécurité. La **Figure III.10** illustre cette distribution du coefficient de sécurité, qui est défini comme le rapport entre la contrainte maximale appliquée et la limite élastique du matériau. L'analyse des résultats présentés sur cette figure révèle que la valeur minimale du coefficient de sécurité est de **2.6**. Par conséquent, le sous-ensemble Fusée-Support Etrier ne déforme pas sous l'effet du poids du camion.

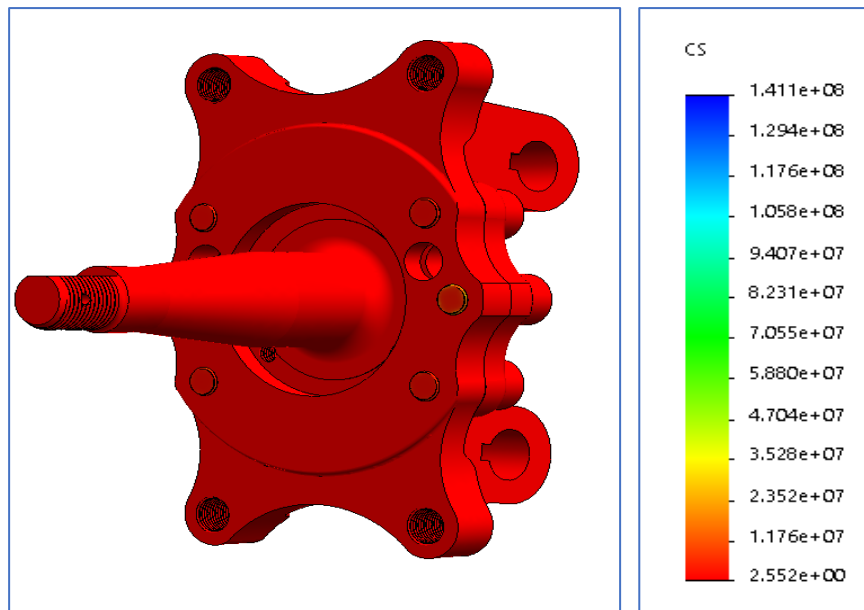


Figure III. 10: Distribution du coefficient de sécurité sur le sous-ensemble Fusée-Support Étrier.

6.2. Analyse et simulation de sous-l'ensemble Disque-Moyeu-Goujon

Le modèle étudié dans cette sous-section est le sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon. L'objectif de cette étude est de vérifier sa résistance dans les conditions limites, notamment lors de l'application de la charge maximale sur le camion.

6.2.1. Charge et condition aux limite

Les charges et les conditions aux limites appliquées sur l'sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon sont résumées dans les points suivants :

- Une charge répartie appliquée par le camion sur le sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon : $F = 12005 \text{ N}$.

Cette force représente la moitié de la charge maximale permise sur l'essieu avant du camion, simulant ainsi la charge exercée sur une seule roue. Cette charge est représentée par des flèches violettes.

- Une géométrie fixe (encastrement) est appliquée à la surface du filetage du goujon. Cette contrainte est représentée par des flèches vertes.

La **Figure III.11** montre une représentation graphique du sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon, modélisée à l'aide du logiciel SolidWorks®, en tenant compte des charges réparties et des conditions aux limites.

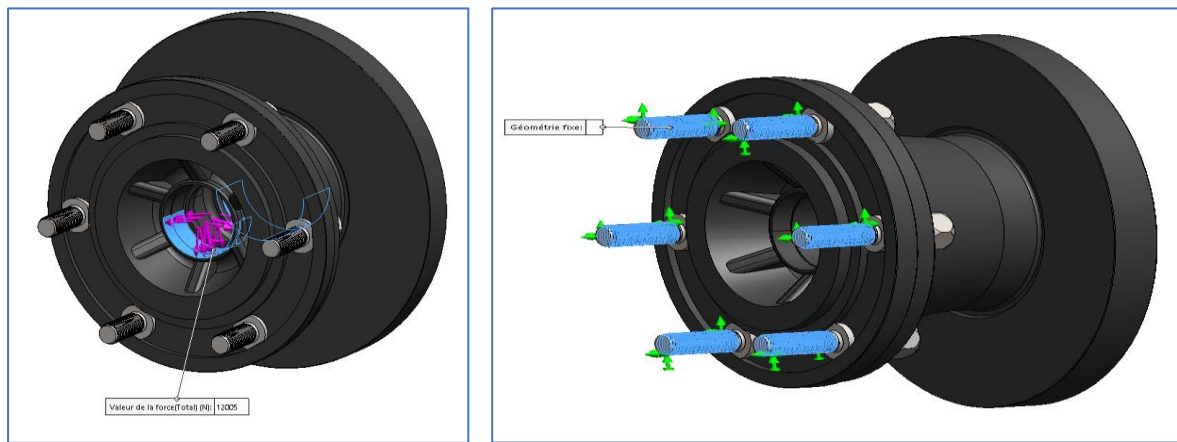


Figure III. 11: Sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon sous conditions aux limites

6.2.2. Maillage de modèle

Après l'introduction des conditions aux limites et les charges appliquées sur le sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon, l'étape suivante dans la simulation est de mailler le modèle.

La **Figure III.12** présente ce dernier sous une densité moyenne de maillage par l'élément tétraédrique.

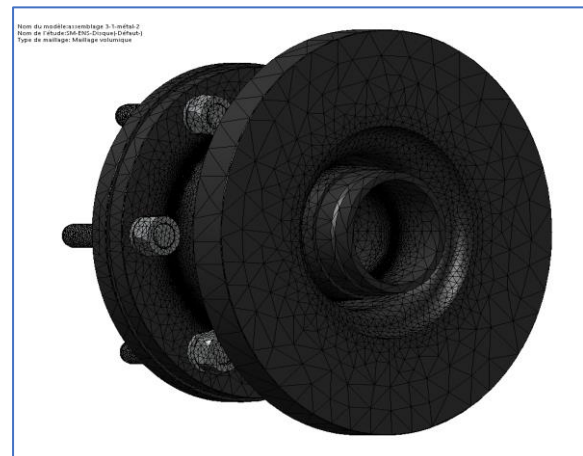


Figure III. 12: Maillage de sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon

6.2.3. Résultat de la simulation

Le sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon est réalisé, les charges réparties et les conditions aux limites sont introduites et le modèle est maillé. La dernière étape maintenant est l'exécution de la simulation.

Les principaux résultats de cette étude, à savoir : les champs de contraintes, de déplacements, de déformations et coefficients de sécurités sont présentés et discutés.

a. Champ de contrainte

Le champ de contraintes équivalentes appliqué au sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon est illustré à la **Figure III.13**. Sur cette figure, on peut observer que les contraintes maximales se situent dans les zones colorées en rouge. De plus, la valeur maximale de contrainte est de **80 MPa**, ce qui est inférieur à la limite élastique du matériau.

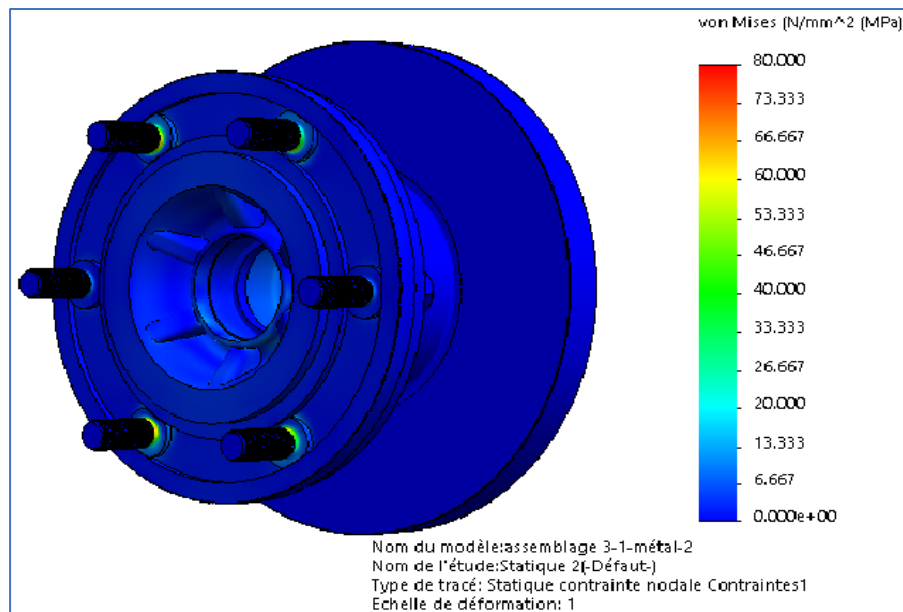


Figure III. 13: Distributions des contraintes équivalentes de von-mises sur le sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon

b. Champ de déplacement

Les résultats présentés dans la **Figure III.14** montrent le champ de déplacement du sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon sous l'effet des contraintes appliquées par les appuis. Sur cette figure, on peut observer que les déplacements maximaux se situent dans les zones d'application des charges. De plus, la valeur maximale de déplacement est d'environ **0.034 mm**, ce qui est presque négligeable par rapport à la taille du sous-ensemble.

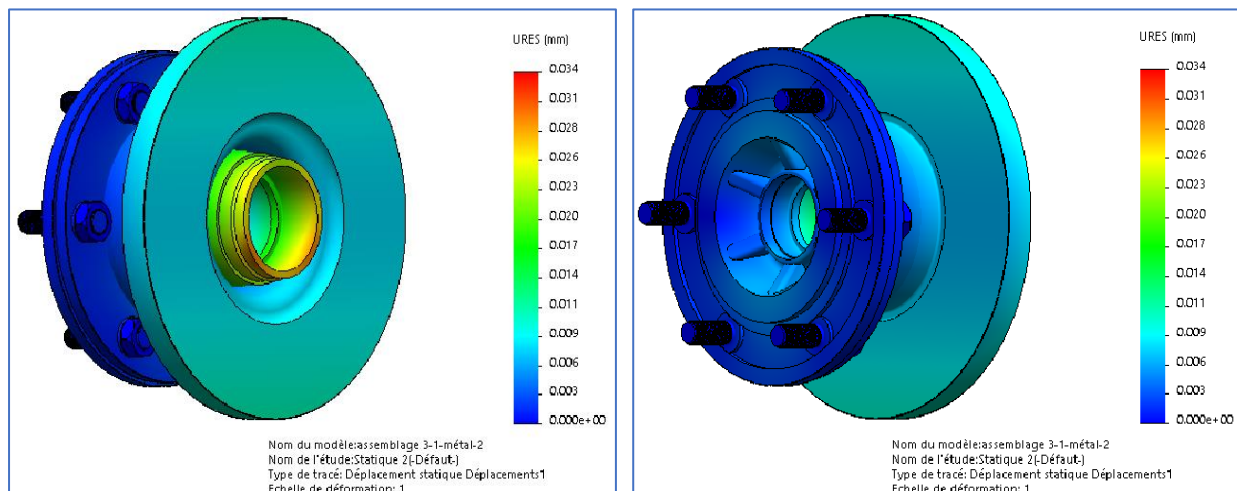


Figure III. 14: Distribution de champ de déplacement de sous-ensemble Disque-moyeu-goujon

c. Champ de déformation

La **Figure III.15** présente la déformation du sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon sous l'effet des charges et des conditions aux limites appliquées. D'après cette figure, on peut observer que la déformation maximale se situe dans la zone de contact entre le goujon, le moyeu et le disque. De plus, les zones de déformation maximale correspondent

aux surfaces présentant les déplacements les plus importants. Cependant, cette déformation est de l'ordre de 3×10^{-4} , ce qui est négligeable.

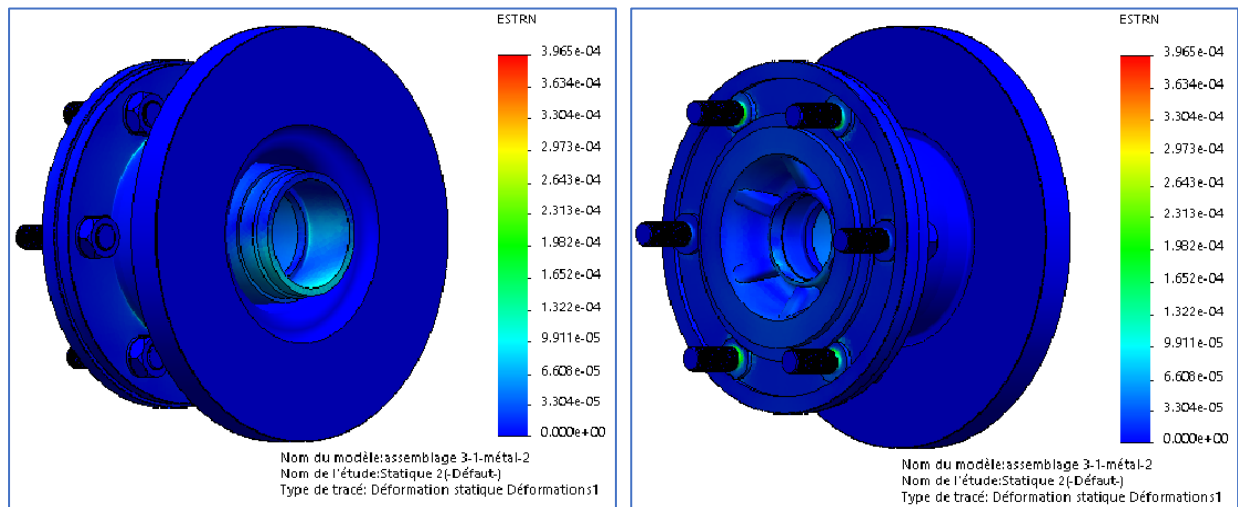


Figure III. 15: Distribution de champ de déformation de sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon

d. Coefficient de sécurité

Afin de valider la conclusion selon laquelle le sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon ne se déforme pas de manière significative, nous présentons la distribution du coefficient de sécurité sur celui-ci. La **Figure III.16** illustre cette distribution du coefficient de sécurité. Ce coefficient est défini comme le rapport entre la contrainte maximale appliquée et la limite élastique du matériau. L'analyse des résultats présentés sur cette figure révèle que la valeur minimale du coefficient de sécurité est de 3. Par conséquent, le sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon ne subit qu'une déformation très limitée sous l'effet du poids du camion.

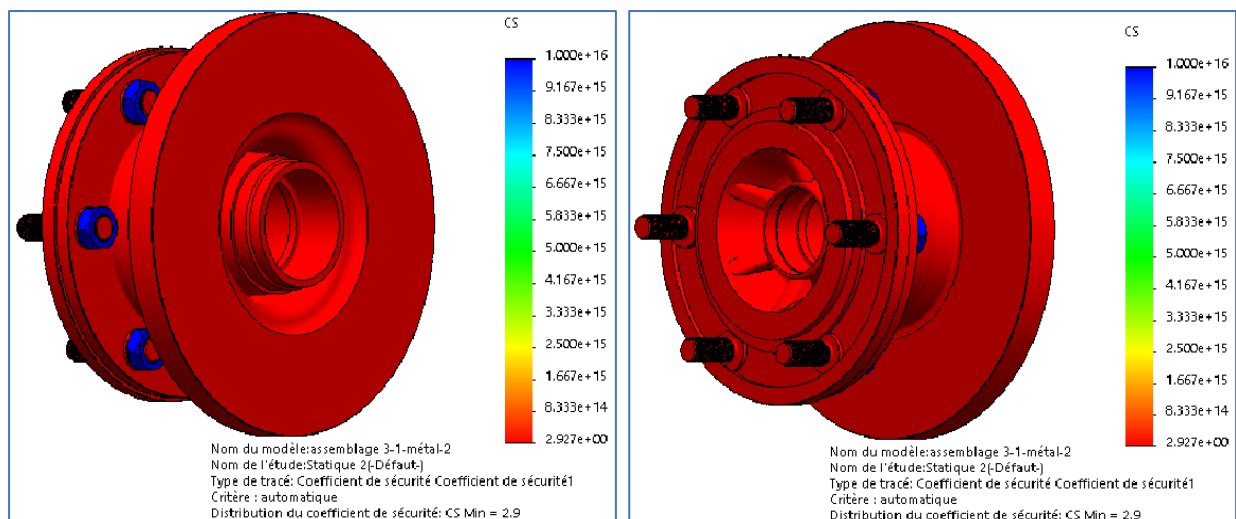


Figure III. 16: Distribution de coefficient de sécurité sur l'sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon

7. Etude de mouvement sur le sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon

Afin d'être sûr des résultats obtenus, nous allons simuler le système dans sa phase mobile. Ainsi, nous allons isoler la partie mobile du système, c'est-à-dire le sous-Ensemble Moyeu-Disque-Goujon, et lui appliquer des charges réalistes. Tout d'abord, nous allons fixer une vitesse de rotation que les roues prennent, calculée à partir de la vitesse maximale du véhicule en relation avec le périmètre de la roue de ce dernier, soit 588 tr/min. Pour compléter cette phase, nous allons utiliser l'outil de création d'étude de mouvement fourni par SolidWorks.

Une fois les contraintes et les forces dues à la rotation obtenue, nous pourrions les importer dans les pièces étudiées, c'est-à-dire le moyeu et le disque. Une fois cette étape terminée, nous ajouterons les forces statiques, c'est-à-dire le poids du véhicule, à cette dernière. Cela permettra à notre modélisation de prendre en compte à la fois les contraintes dues à la rotation du sous-ensemble et la charge du véhicule, ce qui aboutira à une situation assez réaliste du sous-ensemble, soumis à une charge et en mouvement.

7.1. Etape de l'étude de mouvement

7.1.1. Création de l'étude de mouvement

Dans cette étude de mouvement, nous avons choisi de positionner le moteur sur la surface en bleu, comme montre la **Figure III.17**, ce qui simule un positionnement de la force de rotation assez fidèle. Dans les paramètres initiaux, nous allons sélectionner une vitesse de rotation de 588 tr/min.

7.1.2. Choix des pièces à simuler

Dans cette étape, nous réalisons une simulation sur les deux pièces principales (moyeu et disque).

7.1.3. Exécution de la simulation

Une fois nos paramètres définis et nos pièces sélectionnées, nous procédons à l'exécution de la simulation. Après traitement et exécution, SolidWorks calcule toutes les contraintes appliquées à notre sous-ensemble, ce qui nous donne une information préliminaire sur les contraintes dues à la rotation de ces deux pièces.

7.2. Résultats de l'étude de Mouvement

Les principaux résultats de cette étude, à savoir le champ de contraintes, les déformations et les coefficients de sécurité, sont présentés et discutés.

a. Champ de contrainte

Le champ de contraintes équivalentes appliqué sur le sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon est représenté sur la **Figure III.18**. Sur cette figure on remarque que les contraintes maximales se situent dans les zones d'emplacements des goujons, cette figure montre aussi que la valeur maximale de contrainte est égale à presque **547.5 MPa**.

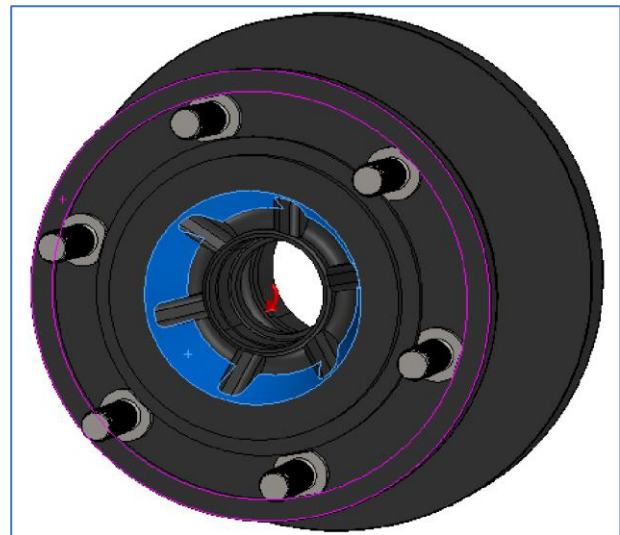


Figure III. 17: Sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon sous l'effet de la vitesse et les paramètres initiaux

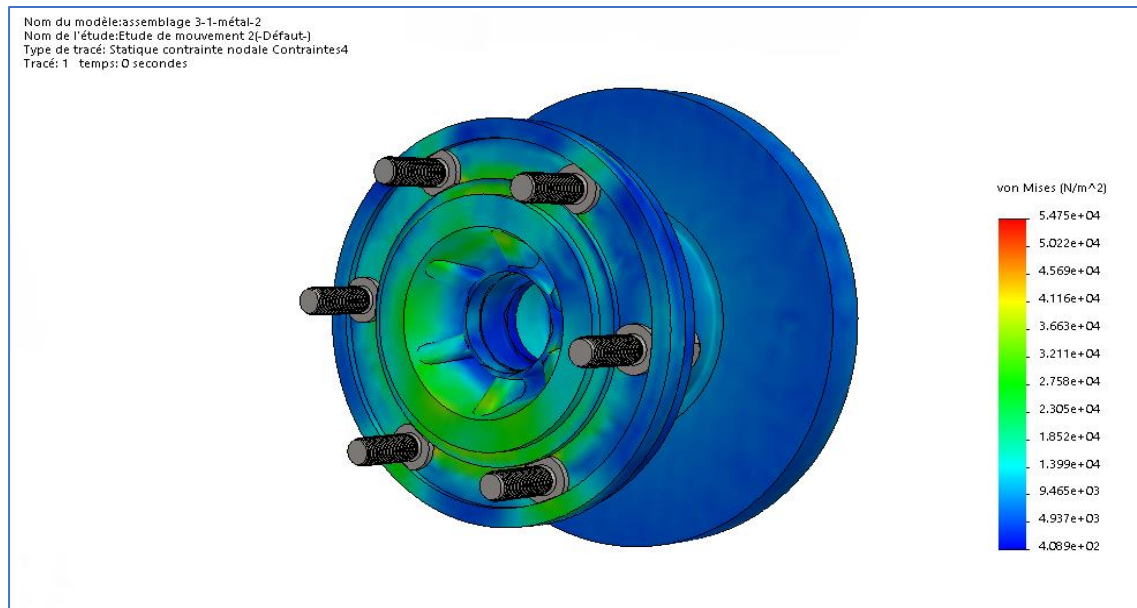


Figure III. 18: Distribution des contraintes équivalentes de Von-mises sur le sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon

b. Champ de déplacement

Les résultats présentés dans la **Figure III.19**, montrent le champ de déplacement de sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon sous l'effet des contraintes appliquées par l'effort de la rotation de l'ensemble sur lui-même. Sur cette figure, on note que les déplacements maximaux sont situés dans les extrémités, on remarque aussi que la valeur maximale de déplacement est d'environ **0.46 mm**. Cette valeur est presque négligeable devant la taille de sous-ensemble.

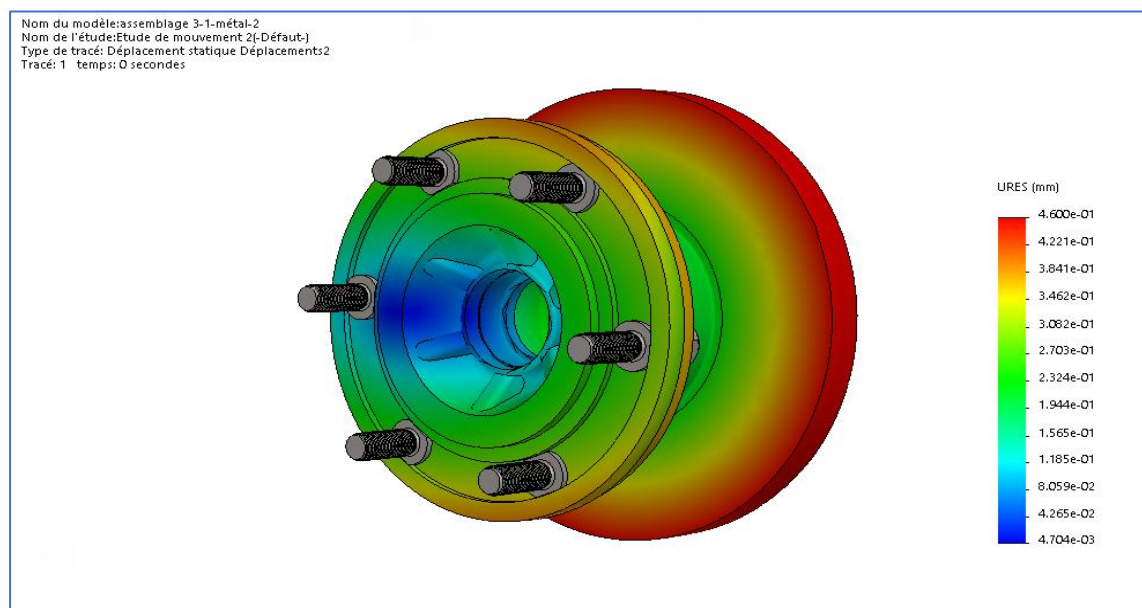


Figure III. 19: Distribution du champ de déplacement sur le sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon

c. Coefficient de sécurité

Afin de valider la conclusion que le sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon n'est pas détruit. Nous présenterons la distribution du coefficient de sécurité sur ce dernier. La **Figure III.20** montre cette distribution du coefficient de sécurité. L'analyse des résultats présentés sur cette figure montre que la valeur minimale de coefficient de sécurité est égale à 4.6×10^3 . Et donc le sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon ne se déforme pas pendant le mouvement de rotation dans le système.

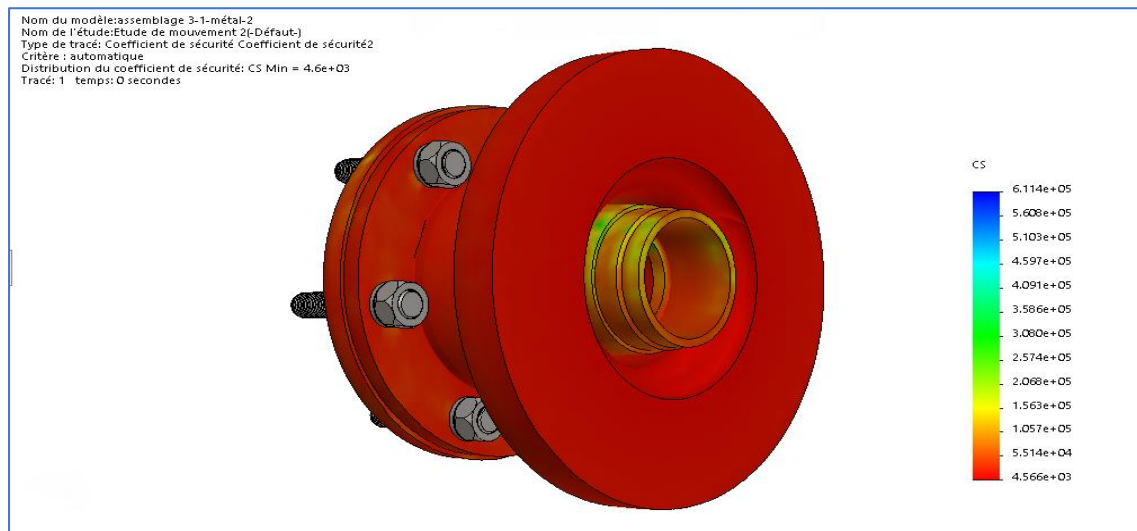


Figure III. 20: Distribution du coefficient de sécurité sur le sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon

8. Étude statique du sous-ensemble Disque-Moyeu-Goujon en rotation

Enfin, l'étude de mouvement est terminée et nous pouvons importer les informations des moments et des forces appliquées en mouvement vers une étude statique. Cette dernière nous permettra d'ajouter l'influence du poids du véhicule en plus des contraintes dues à la rotation, ce qui nous donnera un cas proche de la réalité. Cette étude sera réalisée séparément sur les deux pièces principales, à savoir le disque et le moyeu. Chaque pièce aura les forces appliquées dues à la rotation ainsi que l'influence du poids du véhicule sur une roue.

8.1. Analyse et simulation du disque

L'objectif de cette étude est de vérifier la résistance de disque dans les nouvelles conditions de mouvement.

8.1.1. Charge et condition aux limite

- Un encastrement est appliqué aux six perçages
- Une charge répartie à l'intérieur du disque égale à 12005 N.

8.1.2. Maillage du modèle

Après l'introduction des conditions aux limites et les charges appliquées sur le disque, l'étape suivante dans la simulation est de mailler le modèle. La **Figure III.21** présente le disque sous une densité moyenne de maillage.

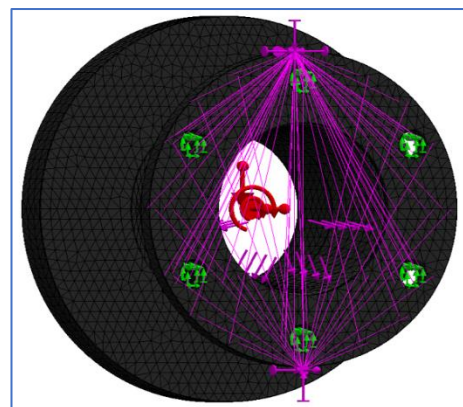


Figure III. 21: Maillage de disque

8.1.3. Résultats de la simulation

Les principaux résultats de cette étude, à savoir : les champs de contraintes, de déplacements, de déformations et coefficients de sécurités sont présentés et discutés.

a. Champ de contrainte

Le champ de contraintes équivalentes appliquées sur le disque est représenté sur la **Figure III.22**. On observe que les contraintes maximales se situent dans les zones où les goujons sont positionnés. De plus, cette figure révèle que la valeur maximale de contrainte est de **45 MPa**.

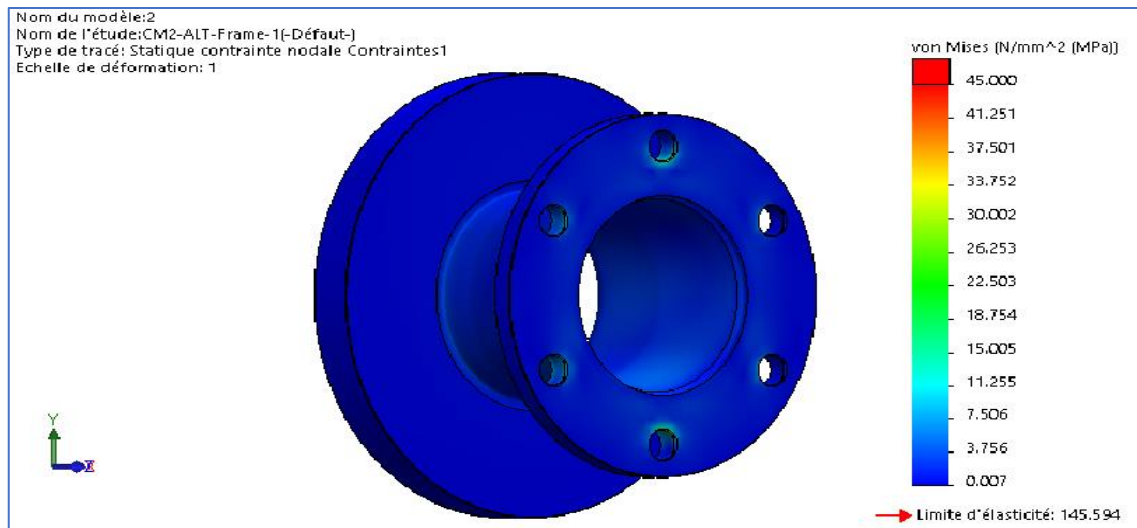


Figure III. 22: Distribution des contraintes équivalentes sur le disque

b. Champ de déplacement

Les résultats présentés dans la **Figure III.23** montrent le champ de déplacement du disque sous l'effet des contraintes appliquées par le camion chargé en mouvement.

Sur cette figure, on observe que les déplacements maximaux se situent dans les zones où les charges sont appliquées pendant le mouvement. De plus, on remarque que la valeur maximale de déplacement est d'environ **0,020 mm**. Cette valeur est presque négligeable par rapport à la taille du disque.

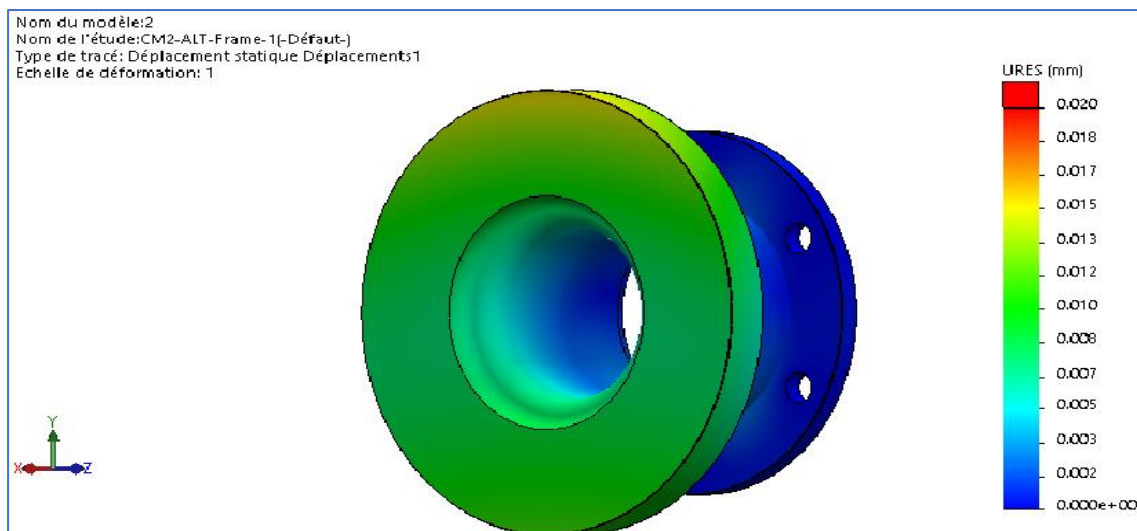


Figure III. 23: Distribution du champ de déplacement sur le disque

c. Champ de déformation

La **Figure III.24** montre la déformation de disque sous l'effet des charges et des conditions aux limites appliquées. D'après cette figure, il apparaît que la déformation maximale se présente dans les zones d'emplacement des goujons, les zones de déformation maximales se situent dans les surfaces de déplacement maximum. Cependant, cette déformation est de l'ordre de 2.268×10^{-4} presque négligeable.

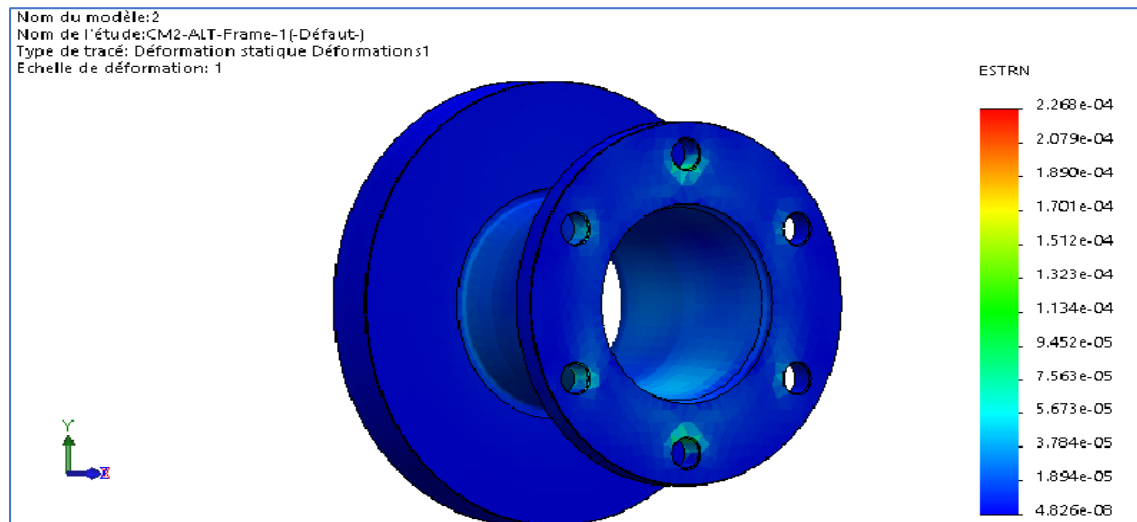


Figure III. 24: Distribution de champ de déformation de disque

d. Coefficient de sécurité

Afin de valider la conclusion que le disque n'est pas détruit. Nous présenterons la distribution du coefficient de sécurité sur ce dernier. La **Figure III. 25** montre cette distribution du coefficient de sécurité. On remarque que la valeur minimale de coefficient de sécurité est égale à **3.5**. Et donc le disque ne se déforme pas pendant le fonctionnement du système.

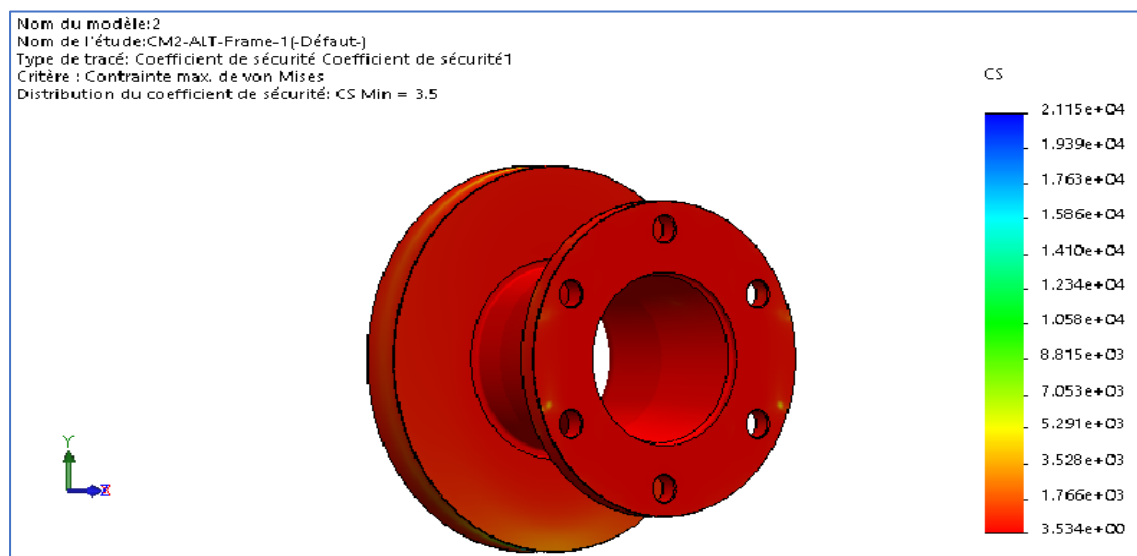


Figure III. 25: Distribution du coefficient de sécurité sur le disque

8.2. Analyse et simulation du moyeu

Dans cette sous-section, le modèle étudié est le moyeu de camion K66. L'objectif de cette modélisation est de vérifier sa résistance dans des conditions de mouvement.

8.2.1. Charge et condition aux limites

- Un encastrement est appliqué aux six perçages du moyeu.
- Une charge répartie à l'intérieur du moyeu égale à 12005 N.

8.2.2. Maillage du modèle

Après l'introduction des conditions aux limites et les charges appliquées sur le moyeu, l'étape suivante dans la simulation est de mailler le modèle. La **Figure III.26** présente le moyeu sous une densité moyenne de maillage.

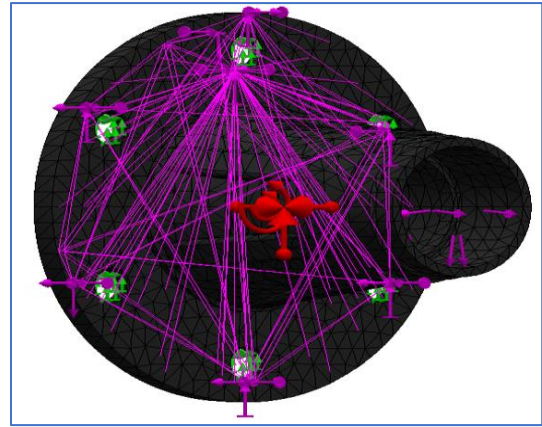


Figure III. 26: Moyeu sous conditions aux limites et densité moyenne de maillage.

8.2.3. Résultats de la simulation

Les principaux résultats de cette étude, à savoir : les champs de contraintes, de déplacements, de déformations et coefficients de sécurités sont présentés et discutés.

a. Champ de contrainte

Le champ de contraintes équivalentes appliqué sur le moyeu est représenté sur la **Figure III.27**. Sur cette figure on remarque que les contraintes maximales se situent dans les zones d'emplacements des goujons, cette figure montre aussi que la valeur maximale de contrainte est égale à 64.826 MPa.

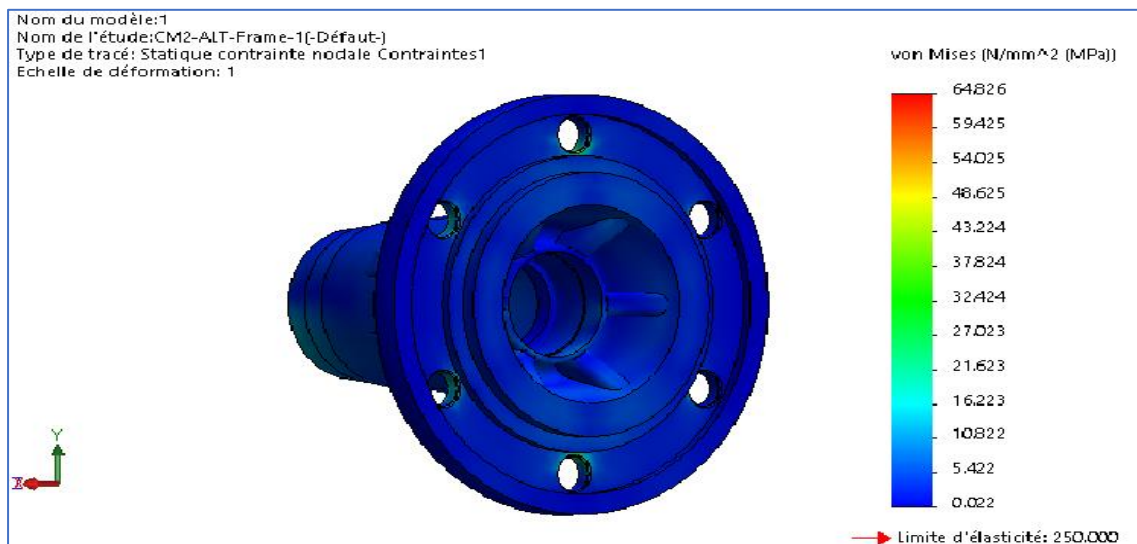


Figure III. 27: Distribution des contraintes équivalentes de Von-mises sur le moyeu

b. Champ de déplacement

Les résultats présentés dans la **Figure III.28** montrent le champ de déplacement du moyeu sous l'effet des contraintes appliquées par le camion chargé en mouvement. Sur cette figure, on observe que les déplacements maximaux se situent dans les zones où les charges sont appliquées pendant le mouvement. De plus, on remarque que la valeur maximale de déplacement est d'environ **0,034 mm**. Cette valeur est presque négligeable par rapport à la taille du moyeu.

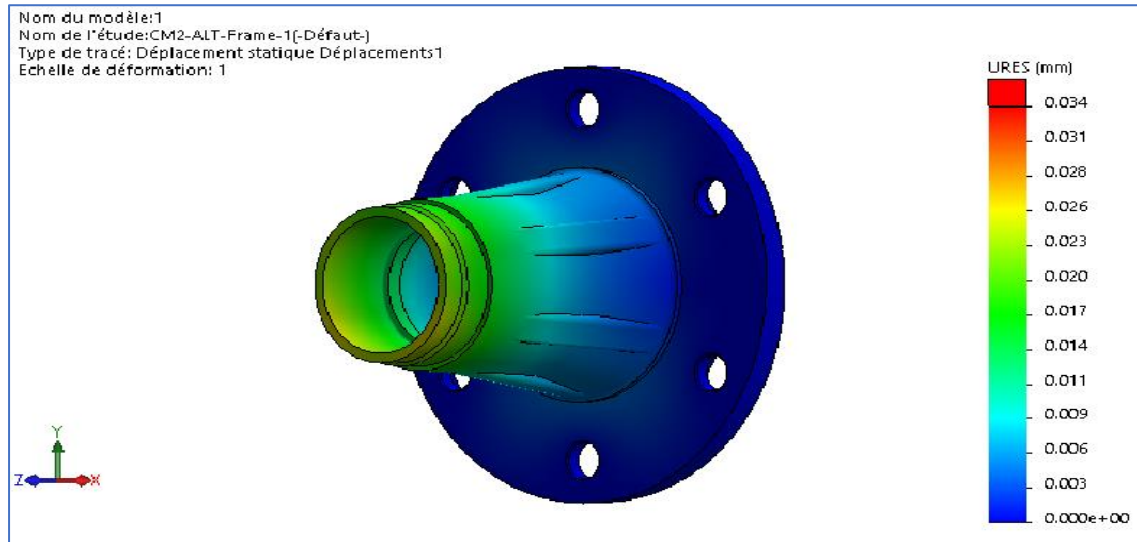


Figure III. 28: Distribution du champ de déplacement sur le moyeu

c. Champ de déformation

La **Figure III.29** montre la déformation de moyeu sous l'effet des charges et des conditions aux limites appliquées. D'après cette figure, il apparaît que la déformation maximale se présente dans les zones d'emplacement des goujons, les zones de déformation maximales se situent dans les surfaces de déplacement maximum. Cependant, cette déformation est de l'ordre de 2.223×10^{-4} presque négligeable.

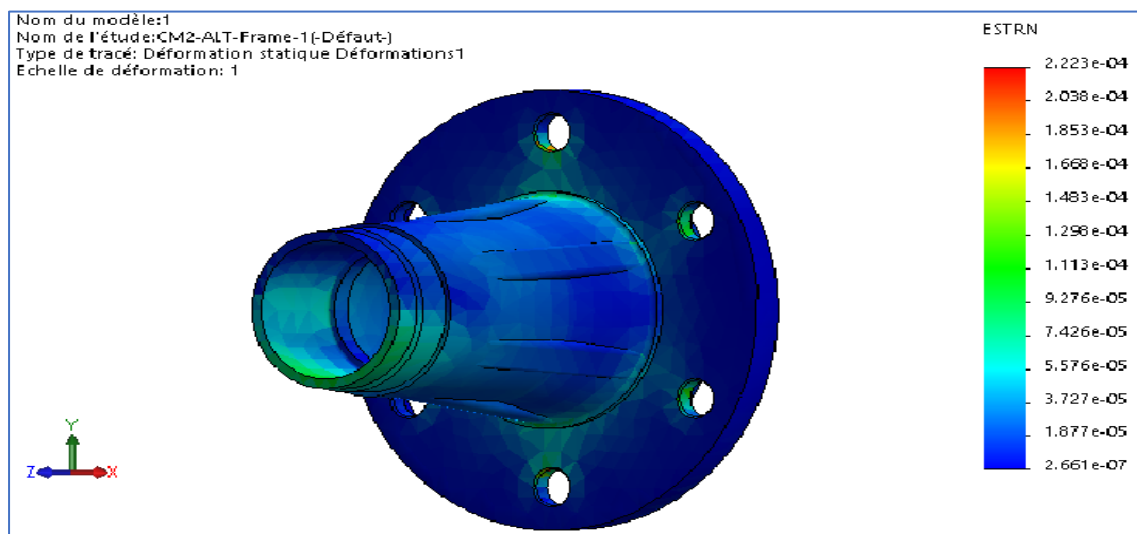


Figure III. 29: Distribution de champ de déformation de moyeu

d. Coefficient de sécurité

La distribution du coefficient de sécurité sur le moyeu est représentée dans la **Figure III.30**. L'analyse des résultats présentés sur cette figure révèle que la valeur minimale du coefficient de sécurité est de **3.9**. Ainsi, on peut conclure que le moyeu ne se déforme pas pendant le mouvement en rotation dans le système.

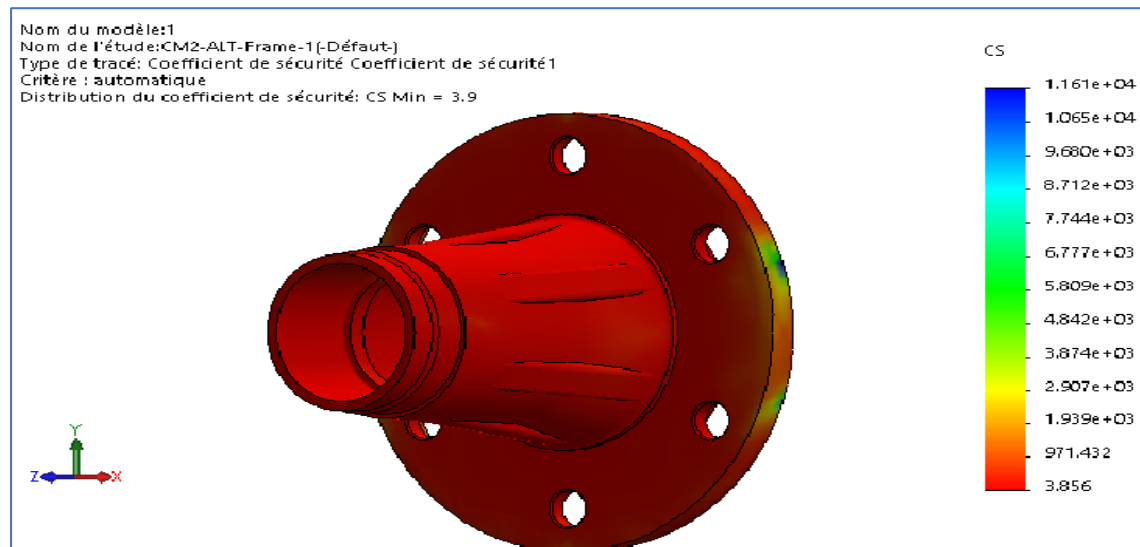


Figure III. 30: Distribution du coefficient de sécurité sur le moyeu

Conclusion

L'étude, la conception et la simulation des éléments du système de freinage que l'entreprise souhaite évaluer ont été réalisées. Les paramètres, les facteurs et les étapes de cette étude ont été détaillés, et les résultats obtenus ont été présentés, discutés et approuvés. À partir de ce chapitre, il est possible de conclure que pour une conception efficace des éléments composant un système de freinage à disque sécurisé, il est essentiel de se concentrer sur des éléments résistants, que ce soit par le choix judicieux des matériaux ou par le dimensionnement rationnel des différents composants.

Conclusion générale

La sécurité routière revêt une importance capitale de nos jours en raison de ses enjeux humains, économiques et politiques. Le facteur humain est la principale cause des accidents, attribuable à diverses raisons telles que la fatigue, le sommeil et le manque d'attention. Les conducteurs n'ont souvent qu'une fraction de seconde pour reprendre le contrôle de leur véhicule dans une situation difficile. La meilleure façon de contrer le facteur humain est de donner aux conducteurs une meilleure chance de reprise de contrôle grâce à l'incorporation de systèmes de sécurité embarqués. Ainsi, une réduction des accidents dépend principalement de notre approche technologique envers les véhicules routiers et de leur impact sur le comportement des conducteurs.

Depuis l'introduction des systèmes de sécurité embarqués au cours des dernières décennies, tels que l'Antiblocage des Systèmes de Freinage (ABS) et le Contrôle Électronique de Stabilité (ESP), il est impossible de nier leur efficacité. Leur intégration a permis de sauver un nombre considérable de vies. L'adoption du système de freinage à disque en remplacement de l'ancien système à tambour présente de nombreux avantages. Un freinage plus puissant améliore le niveau de sécurité, tandis que la facilité d'entretien offre des avantages économiques non négligeables.

Afin de répondre aux exigences en matière de sécurité automobile sur le marché algérien, la société VIUR a lancé un vaste projet de modernisation de ses anciens produits. Cela implique l'installation du dispositif ABS sur ses différents camions et le remplacement des anciens systèmes de freinage à tambour par des systèmes de freinage à disque. Le projet qui nous a été confié s'inscrit donc dans cette perspective et vise l'adaptation d'un système de freinage à disque avec dispositif ABS WABCO sur l'essieu avant E2A d'un camion K66, dans le but d'améliorer et de mettre à jour le système de freinage.

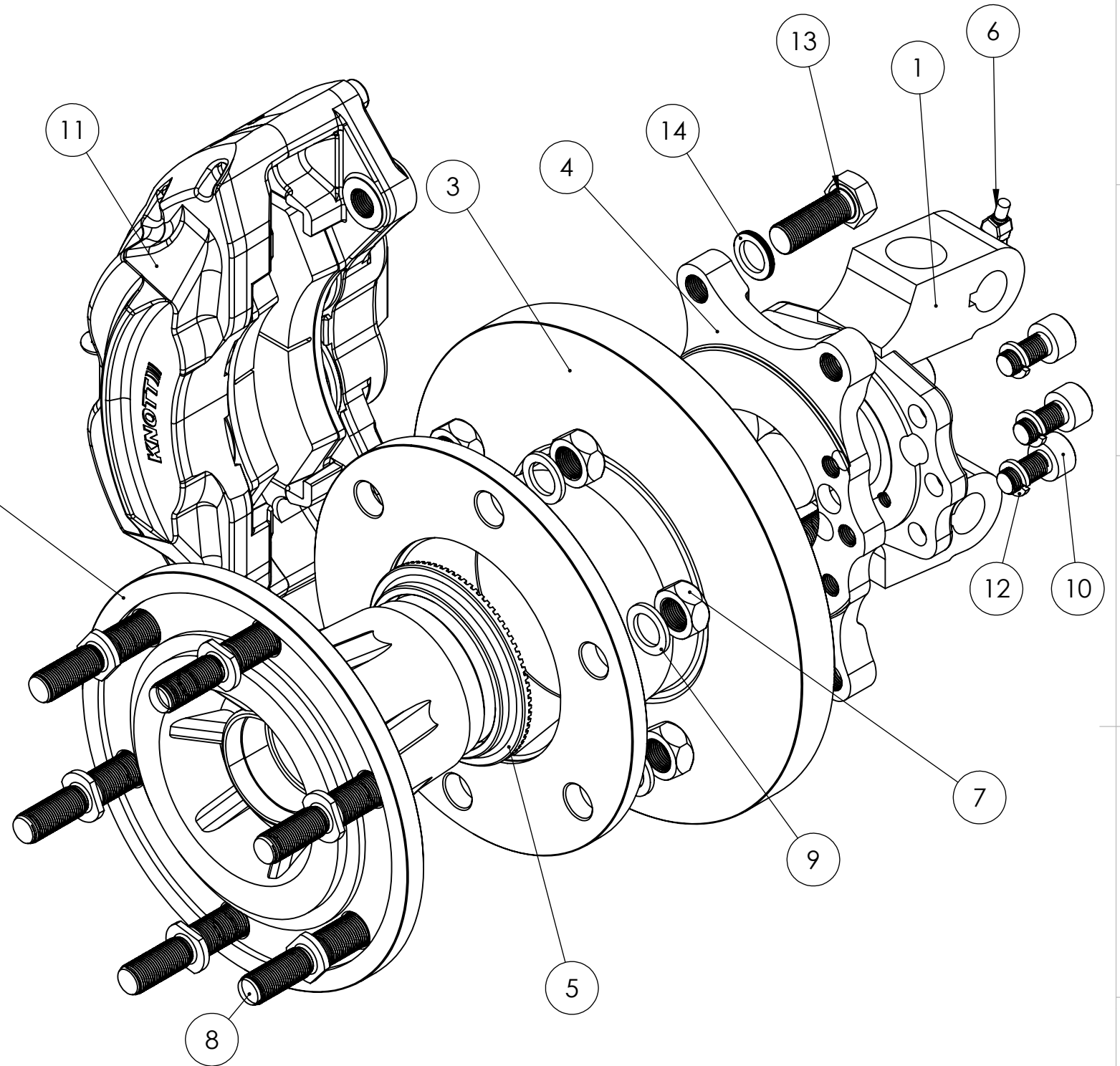
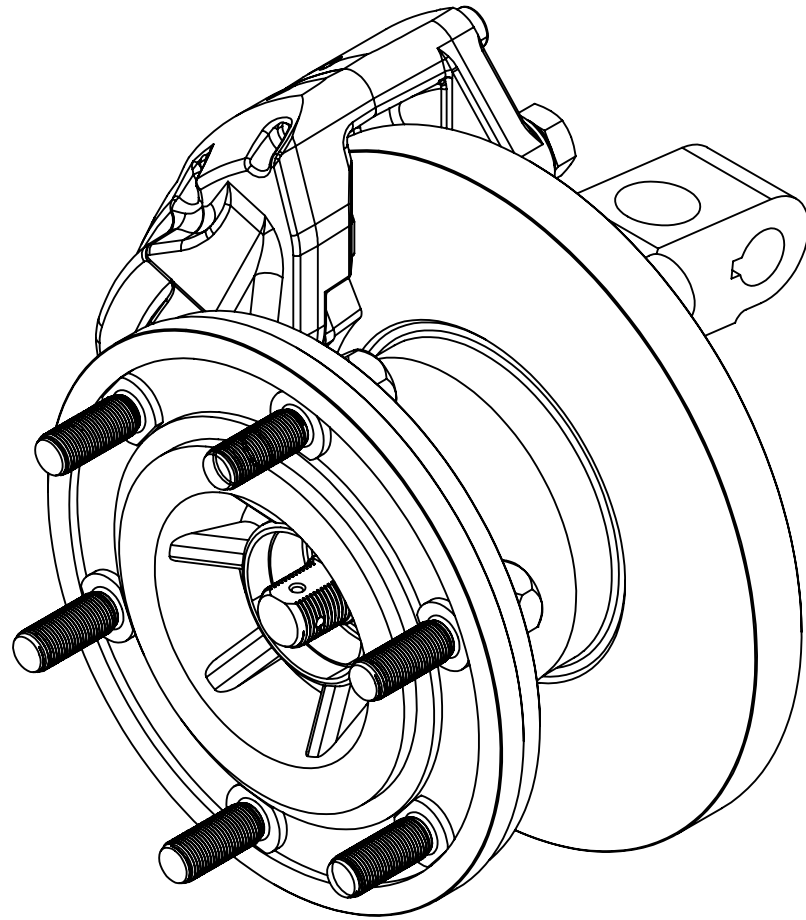
Après avoir compris les rôles de chaque pièce de notre système, nous sommes passés à la phase de conception. Nous avons commencé par modéliser en 3D les différentes composantes du système de frein à disque à l'aide du logiciel de conception assistée par ordinateur SolidWorks®. En prenant en compte les différentes liaisons entre les composants, nous avons créé un assemblage qui correspond précisément aux spécifications requises. Ensuite, nous avons procédé à la vérification de la résistance de ces composants à l'aide du logiciel de simulation numérique SolidWorks Simulation®. Nous avons testé plusieurs configurations de chargement afin d'évaluer la solidité du système dans des conditions extrêmes. Cette étude comprenait à la fois une analyse statique et une analyse de mouvement, en supposant un comportement linéaire élastique des matériaux. Les résultats ont démontré que chaque sous-ensemble du système est capable de résister aux différentes configurations, qu'elles soient statiques ou en mouvement.

Enfin, il est primordial de réaliser des tests expérimentaux pour valider le bon fonctionnement du système de freinage à disque avec ABS, ainsi que de tous ses composants.

Références Bibliographiques

- [1] site officiel, documentations et plans, de L'Entreprise des véhicules industrielles et utilitaires de Rouïba (VIUR), <http://snvi-groupe.dz/pagesweb/camions/porteurs/k120.php>
- [2] Michel B.& Gérard, "Article sur le freinage". Cours Ingénierie Mécanique JSO CLUB, <https://www.jsoclub.com/11/frein1.html>
- [3] P. Dynsinx, « ABS principe et technologie » Ingénierie de véhicules terrestres, université de liège ,2009, <https://docplayer.fr/116512350-Abs-principes-technologie.html>
- [4] ORNIKAR, "un établissement d'enseignement, de la conduite des véhicules à moteur et de la sécurité routière", Cours mécanique véhicule, <https://www.ornikar.com/code/cours/mecanique-vehicule/freins/tambour>
- [5] Hubert Memeteau, Technologie fonctionnelle de l'automobile Tome 2 5e édition, livre. <https://www.pdfdrive.com/>
- [6] Jérémy, "Article sur le freinage", les freins à tambours. <https://www.vroomly.com/blog/tambour-de-frein-fonctionnement-entretien/>
- [7] GNB sécurité publique "Manuel des freins à air comprimé", https://www2.gnb.ca/content/dam/gnb/Departments/ps-sp/pdf/Publications/ab_manual-f.pdf
- [8] Ariane, La mécanique et l'automobile, "articles sur L'ABS : le système antiblocage des roues", <https://www.courroie-distribution.fr/blog/abs-le-systeme-antiblocage-des-roues/>
- [9] Pierre Duysinx, Ingénierie des Véhicules Terrestres, Université de Liège, Année Académique 2009-2010. ABS Principes & Technologie <https://docplayer.fr/116512350-Abs-principes-technologie.html>
- [10] WABCO catalogue, https://www.wabcocustomercentre.com/catalog/fr_FR/
- [11] U. Kiencke, L. Nielsen, « Automotive Control Systems » Springer Verlag New York, Inc., 2000. https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/5680025/mod_resource/content/2/BOOK%20-%20Automotive%20Control%20System%20-%20%20%5BUwe%20Kiencke%20Lars%20Nielsen%5D.pdf
- [12] Fiche technique de camion k66 ", Bibliothèque, document interne SNVI.
- [13] site officiel de L'Entreprise des véhicules industrielles et utilitaires de Rouïba, <http://snvi-groupe.dz/pagesweb/camions/porteurs/k66.php>
- [14] Plans des pièces, Bibliothèque, document interne de sociétés VIUR.
- [15] Dassault Systèmes, " Guide de l'étudiant du logiciel SolidWorks ", Série : Conception mécanique et Technologie, Dassault Systèmes SolidWorks Corporation, une société de Dassault Systèmes S.A., 300 Baker Avenue, Concord, Mass. 01742 USA. 1995-2016 https://www.solidworks.com/sw/docs/student_wb_2011_fra.pdf
- [16] Plans des pièces, catalogue de société VIUR freins à disque, Bibliothèque, document interne de société VIUR.

- [17] Xiaojun Ye, "Modélisation et simulation des systèmes de production : une approche orientée-objets" Modélisation et simulation. INSA de Lyon, 1994. Français. <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00821121/document>
- [18] Visiativ-solutions, "SolidWorks simulation", Matrice SolidWorks Simulation, Prérequis techniques pour SolidWorks Simulation, Services associés, Documents associés, MultiMedia. <https://www.visiativ-solutions.fr/solidworks-simulation/>
- [19] Dassault Systèmes, "An Introduction to Stress Analysis Applications with SolidWorks Simulation, Student Guide", Engineering Design and Technology Series, SolidWorks Corporation, Dassault Systèmes SolidWorks Corporation, a Dassault Systèmes S.A. company, 300 Baker Avenue, Concord, Mass. 01742 USA, 2010. <http://www.solidworks.com/education>



No. ARTICLE	Nom de Pièces	Matériaux	Quantité
1	Fusée	35CrMo4	1
2	Moyeu	EN-GJS-400-15	1
3	Disque de frein	EN-GJL-200-HC	1
4	Support d'étrier	35CrMo4	1
5	Couronne	E335	1
6	Capteur de vitesse	N/S	1
7	ecrou 20 x 1.5	42CrMo4	6
8	goujon	42CrMo4	6
9	rondelle de 20	42CrMo4	6
10	vis m14 x 1.5	42CrMo4	6
11	etrie de frein	N/S	1
12	rondelle de 14	42CrMo4	6
13	vis 18 x 1.5	42CrMo4	2
14	rondelle de 18	42CrMo4	2

Dessiné par : Lefkir Rayane
Lataoui Anis

VIUR

30/5/2023

A3

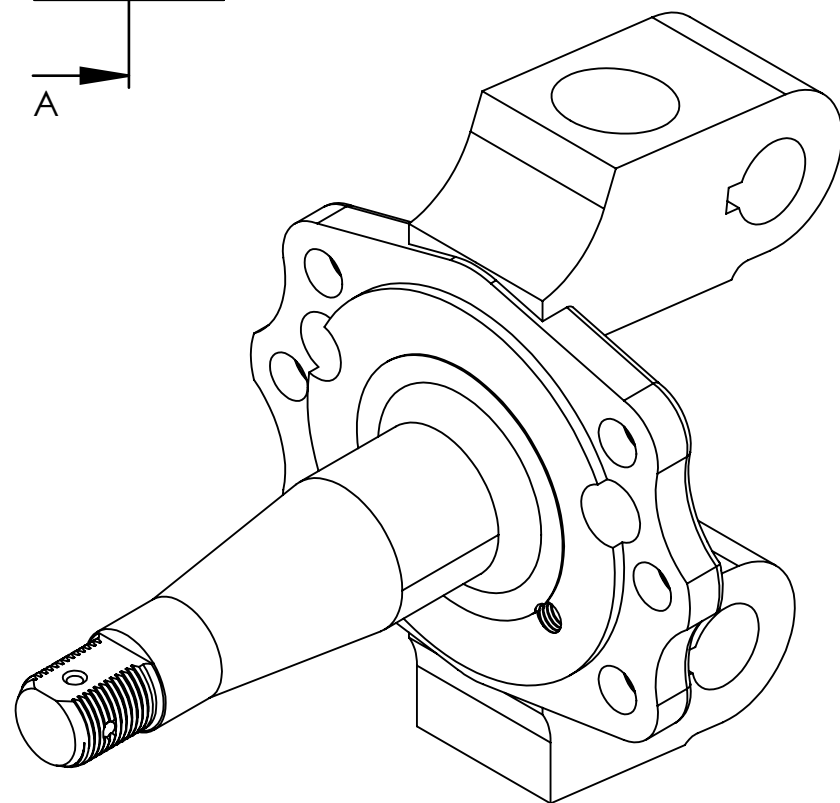
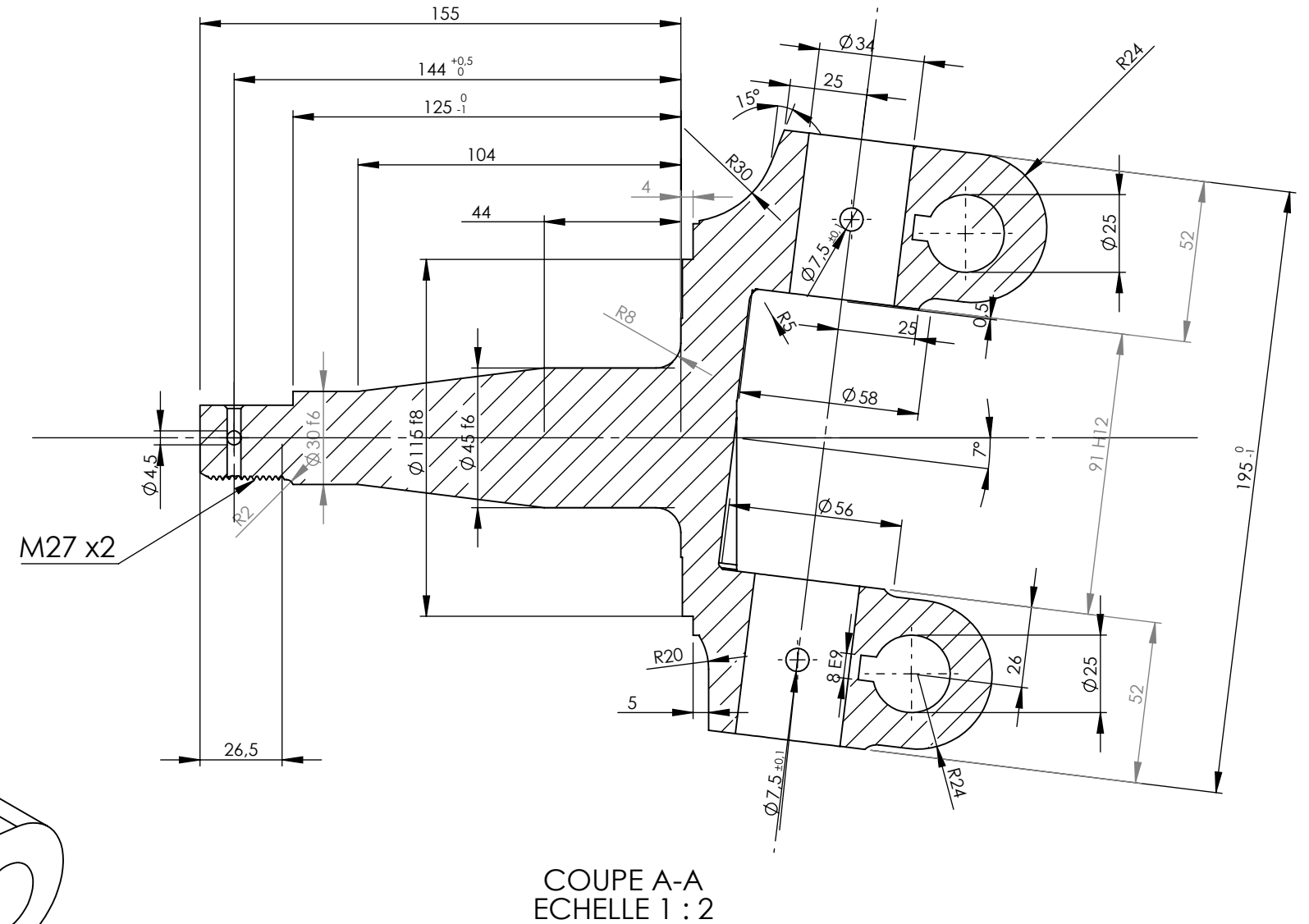
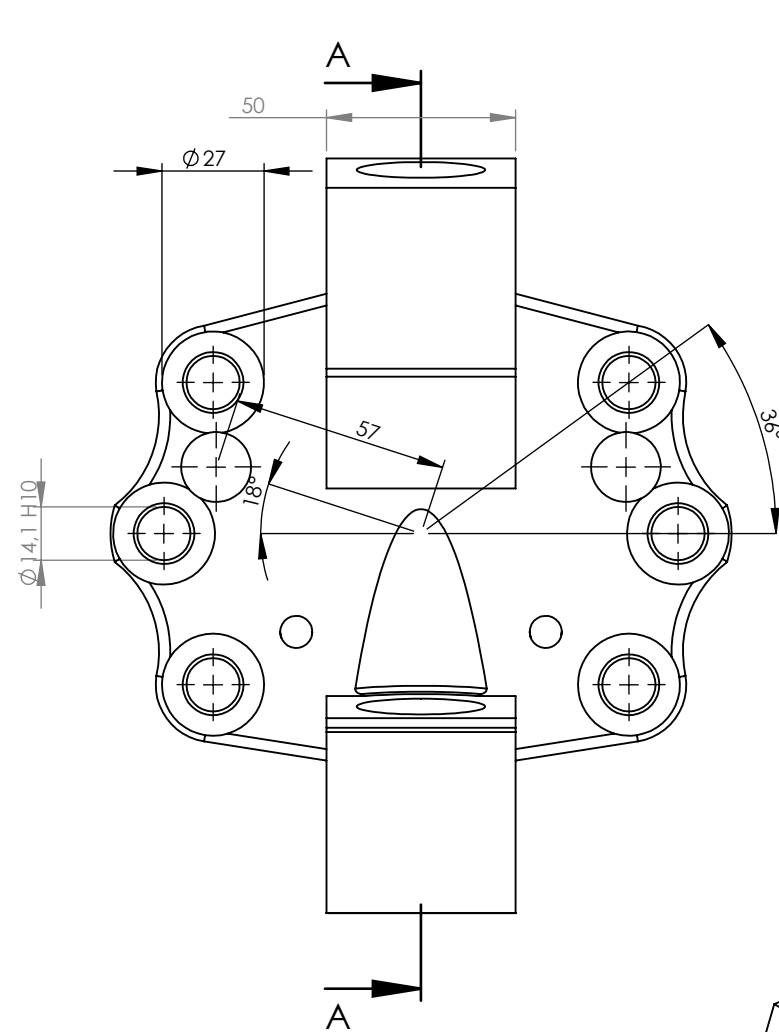
Echelle
1:3



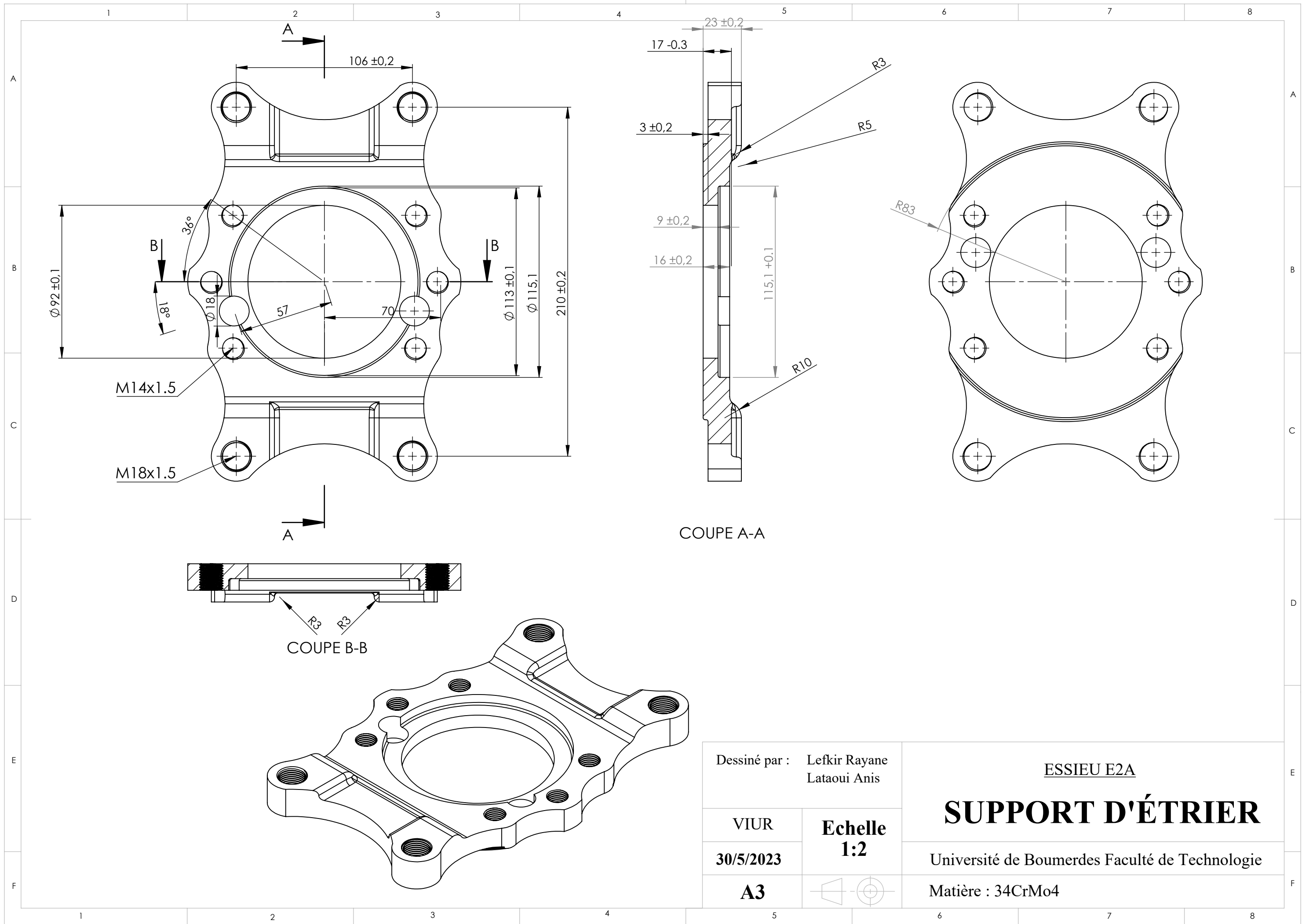
ESSIEU E2A

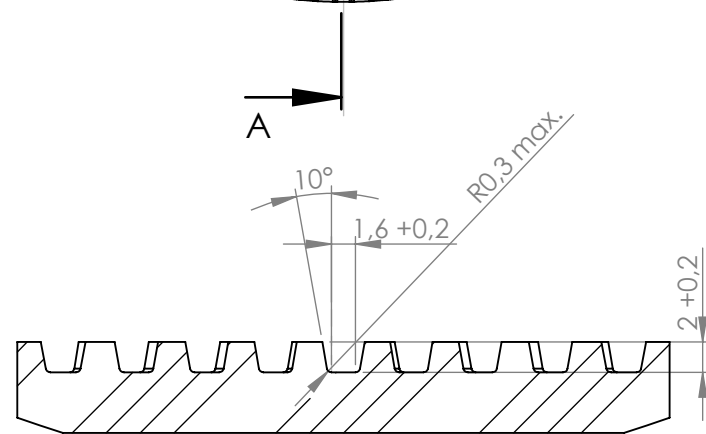
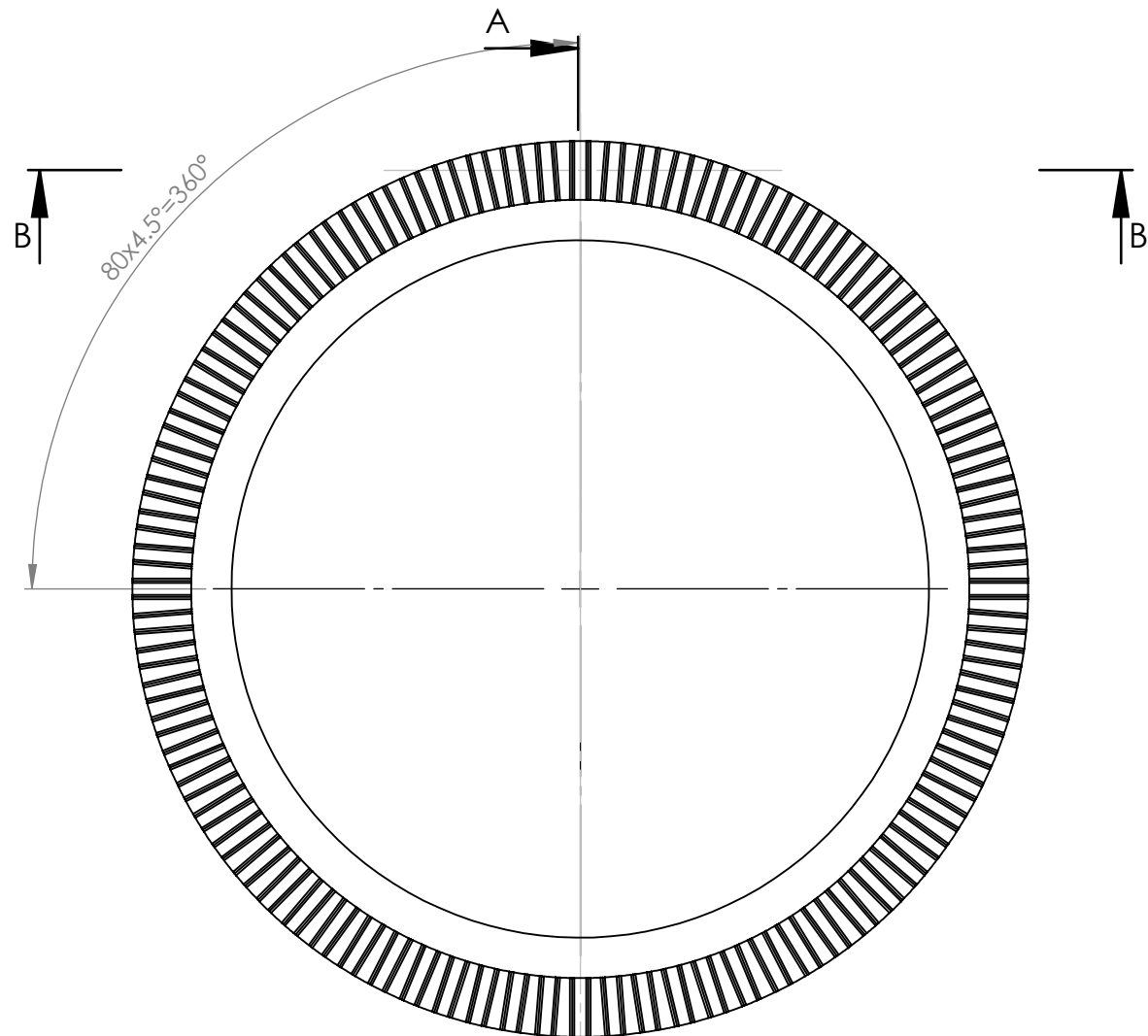
ENS Frein a disque

Université de Bouverdes Faculté de Technologie



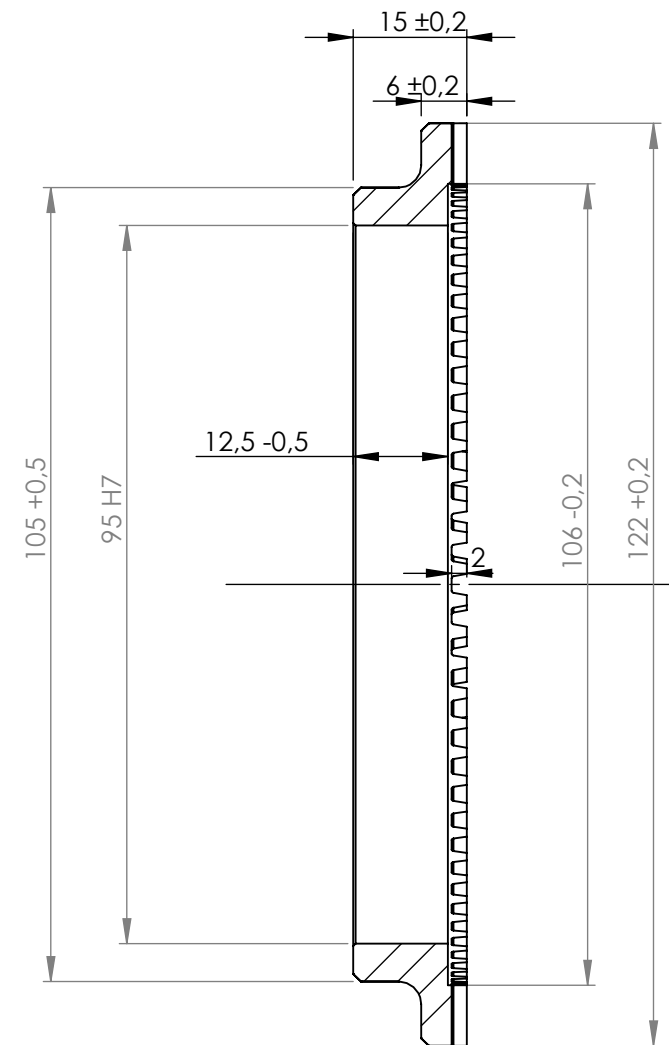
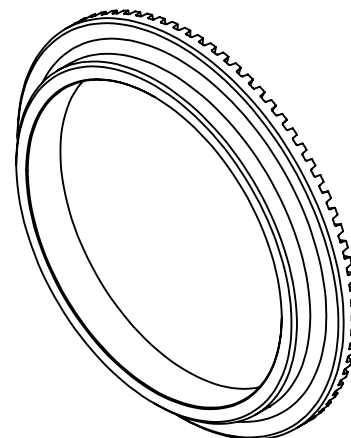
Dessiné par : Lefkir Rayane Lataoui Anis		ESSIEU E2A	
VIUR	Echelle 1:2	Université de Boumerdes Faculté de Technologie	
30/5/2023			
A3		Matière : 34CrMo4	





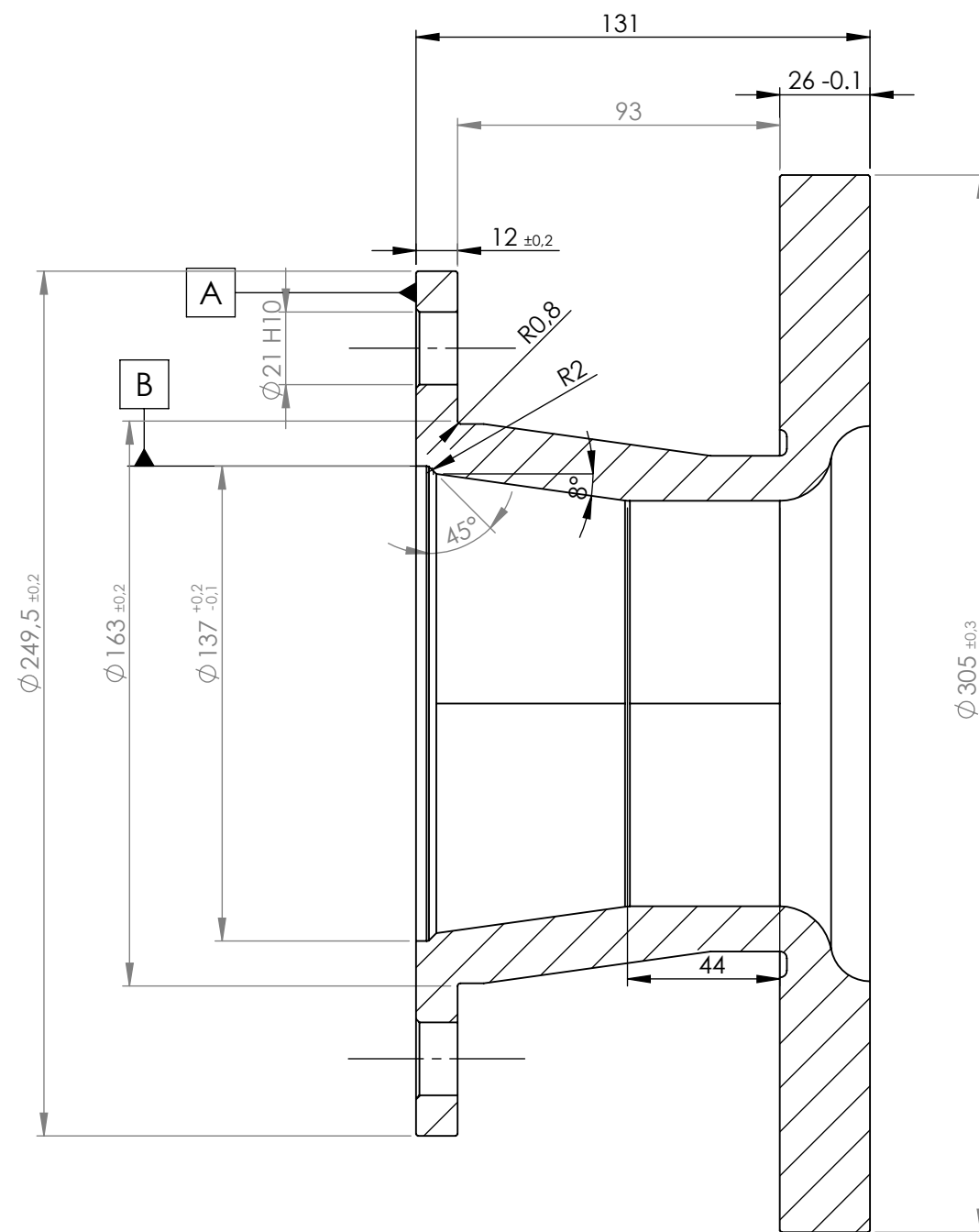
COUPE B-B
ECHELLE 2 : 1

Echelle 1:2

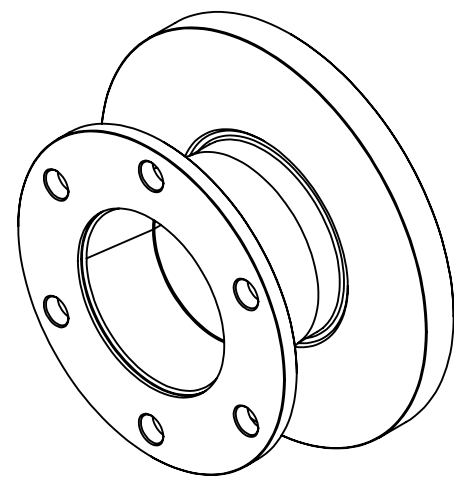


COUPE A-A

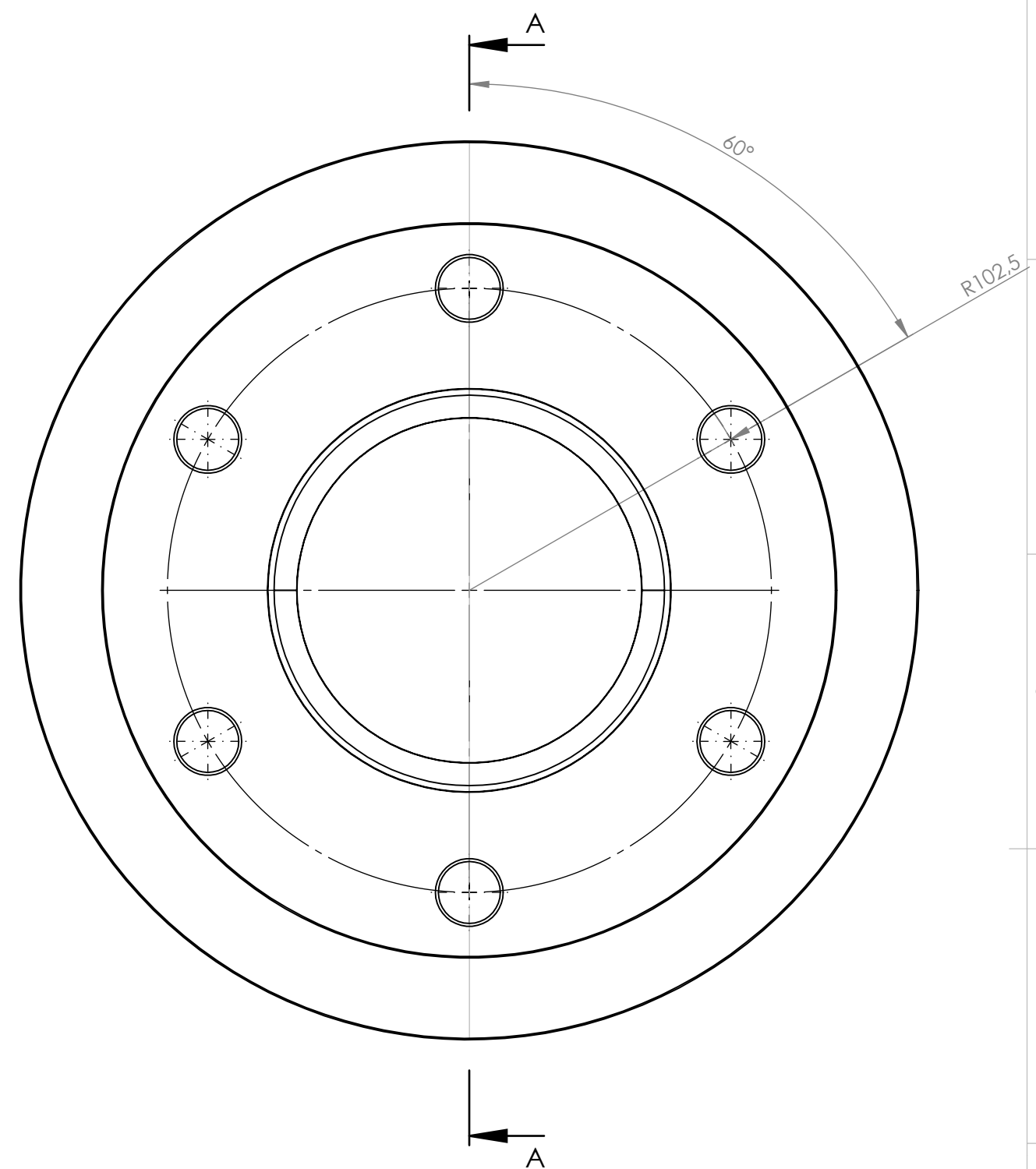
Dessiné par : Lefkir Rayane Lataoui Anis		ESSIEU E2A	
VIUR	Echelle 1:1	Université de Boumerdes Faculté de Technologie	
30/5/2023			
A3		Matière : E335	



COUPE A-A



Echelle 1:5



Dessiné par : Lefkir Rayane
Lataoui Anis

VIUR

30/5/2023

A3

Echelle
1:2

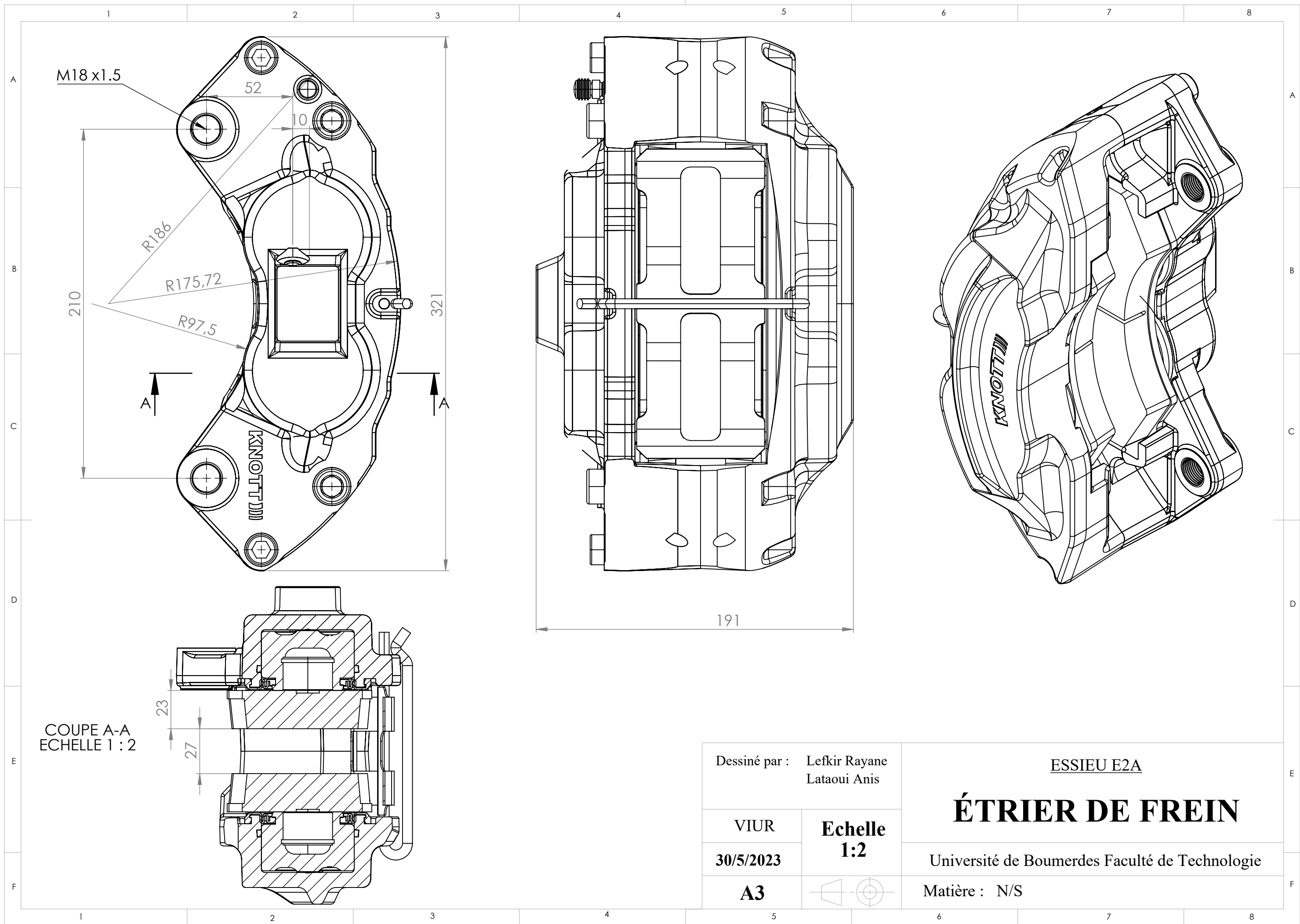


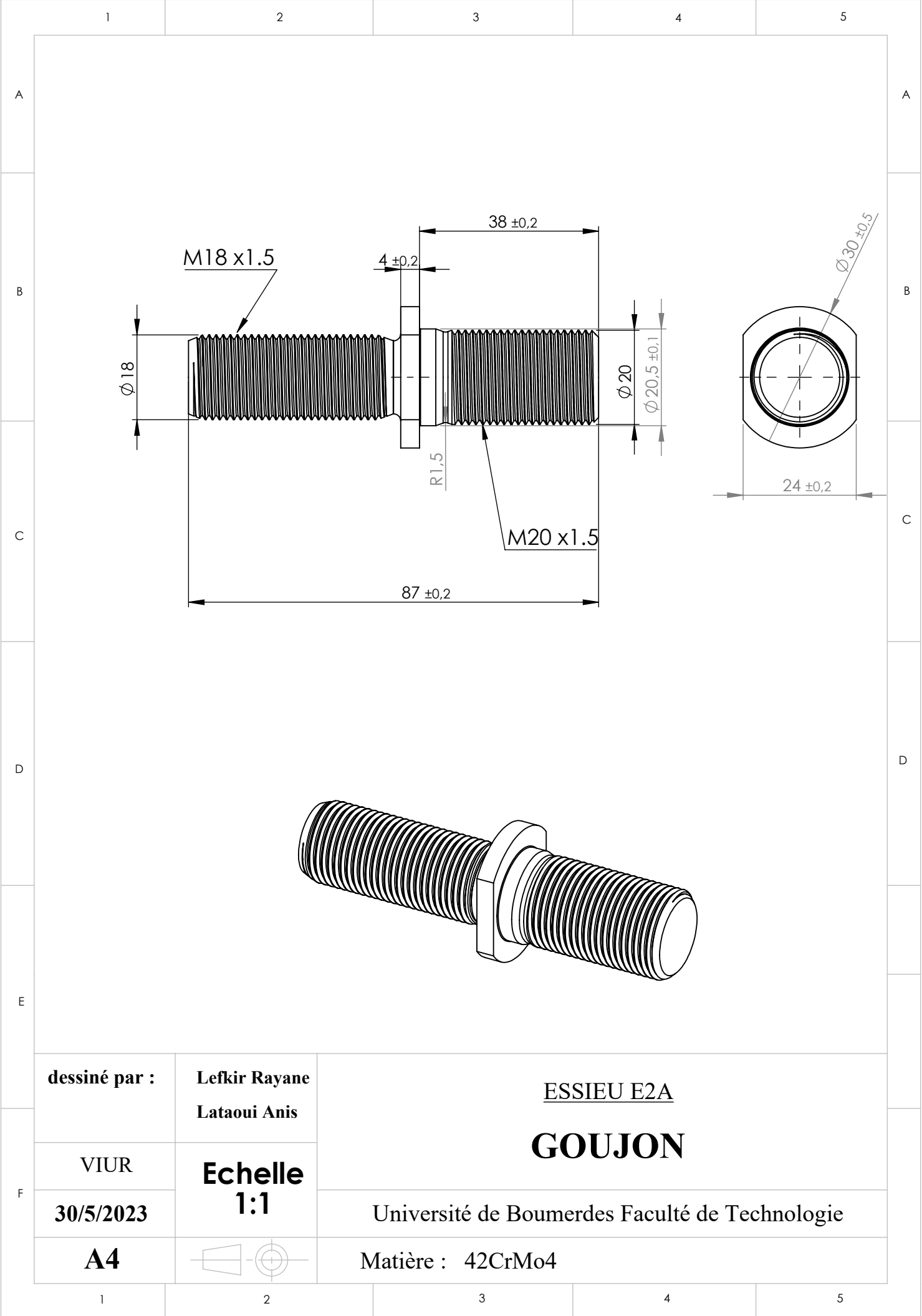
ESSIEU E2A

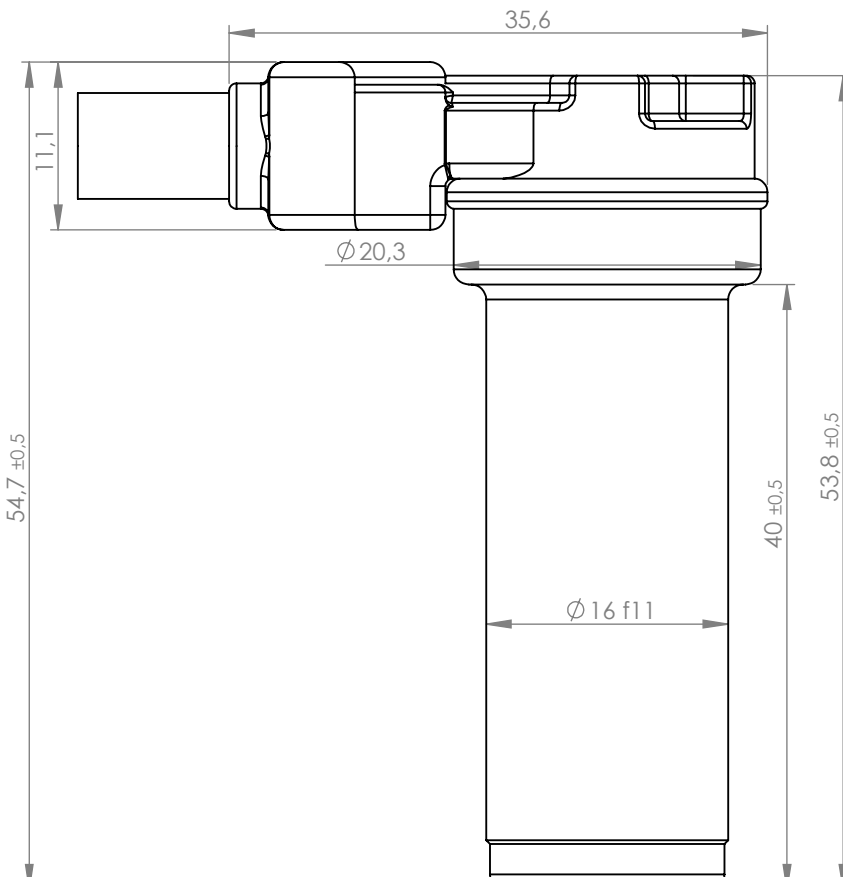
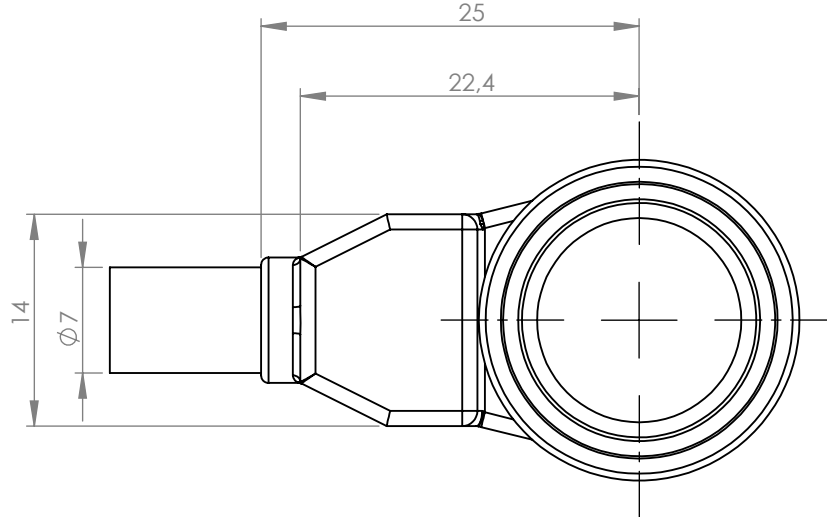
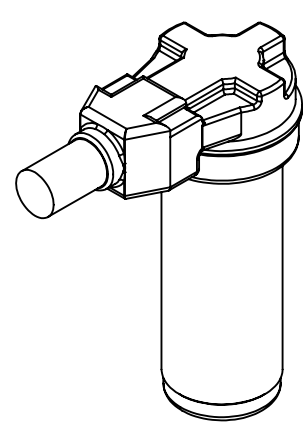

DISQUE DE FREIN

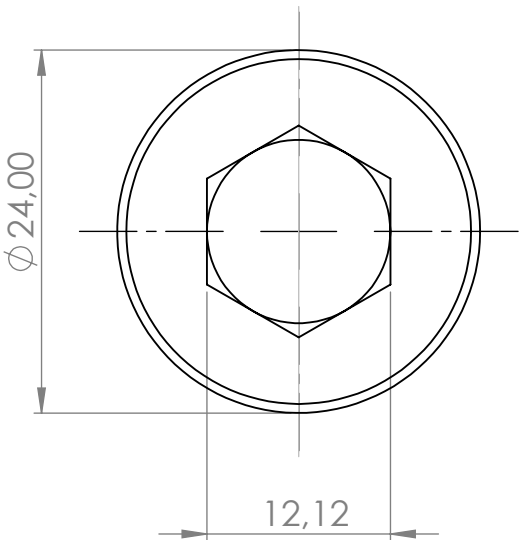
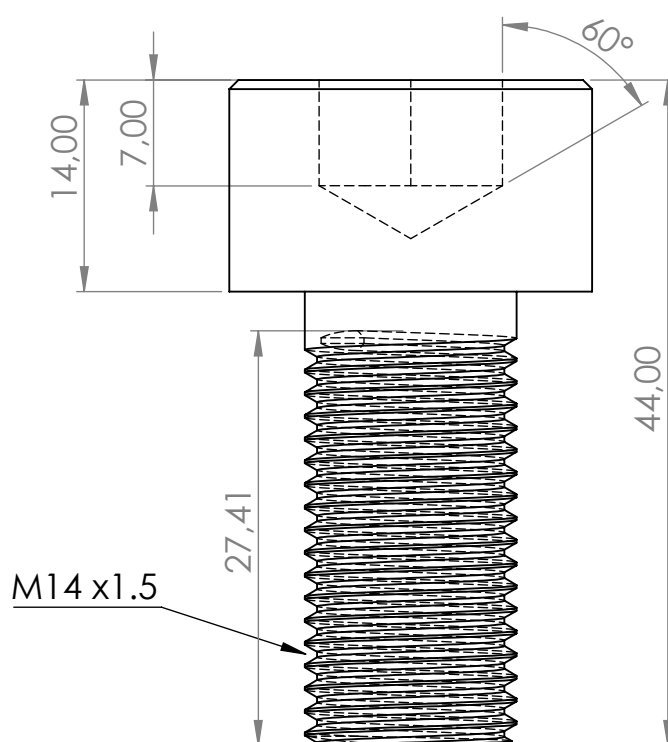
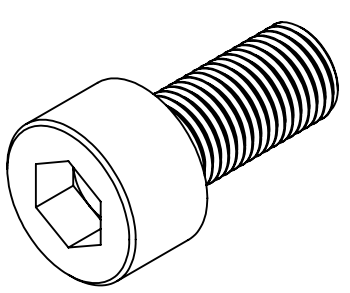
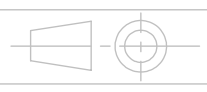
Université de Bouverdes Faculté de Technologie

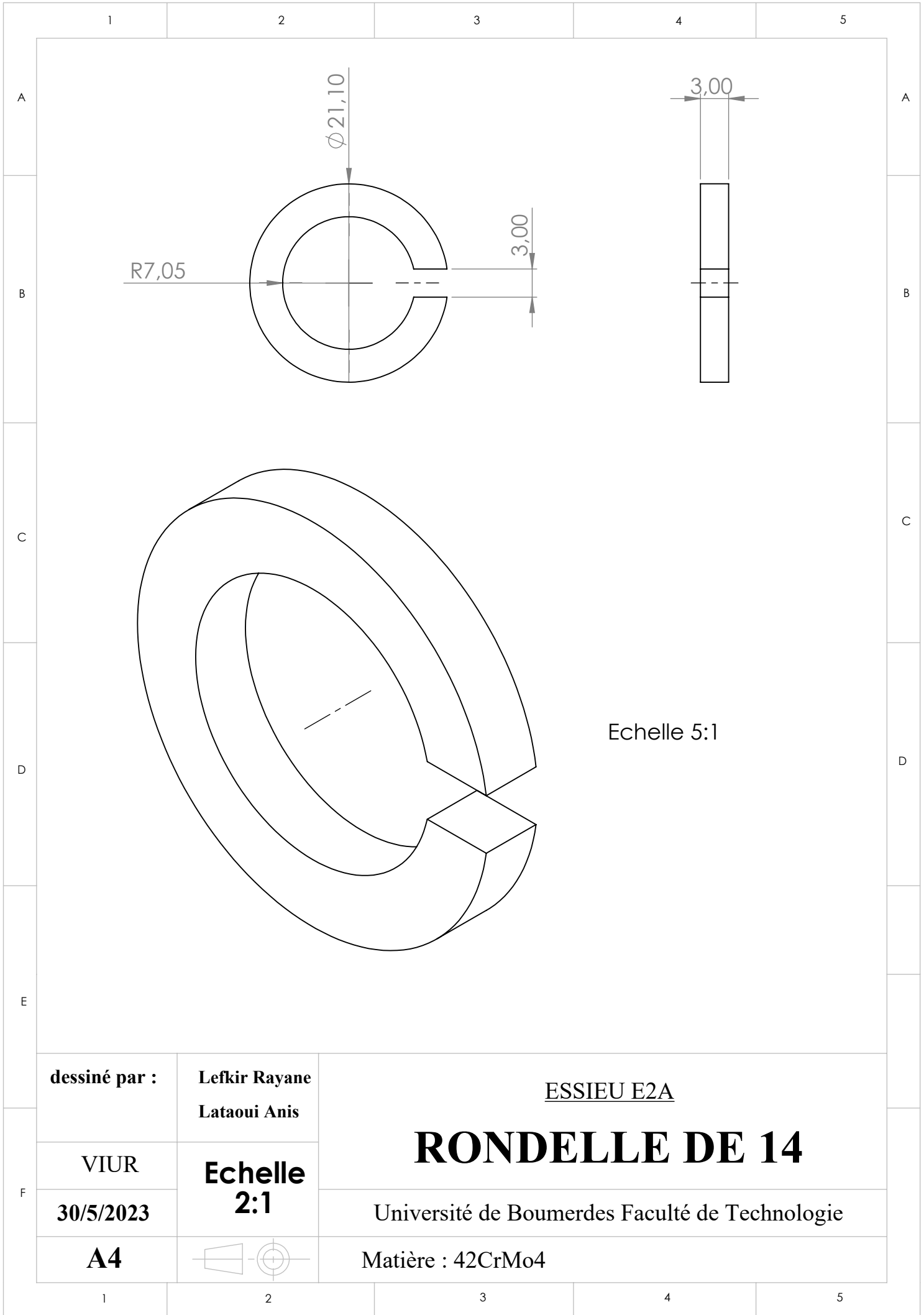
Matière : EN-GJL-200-HC

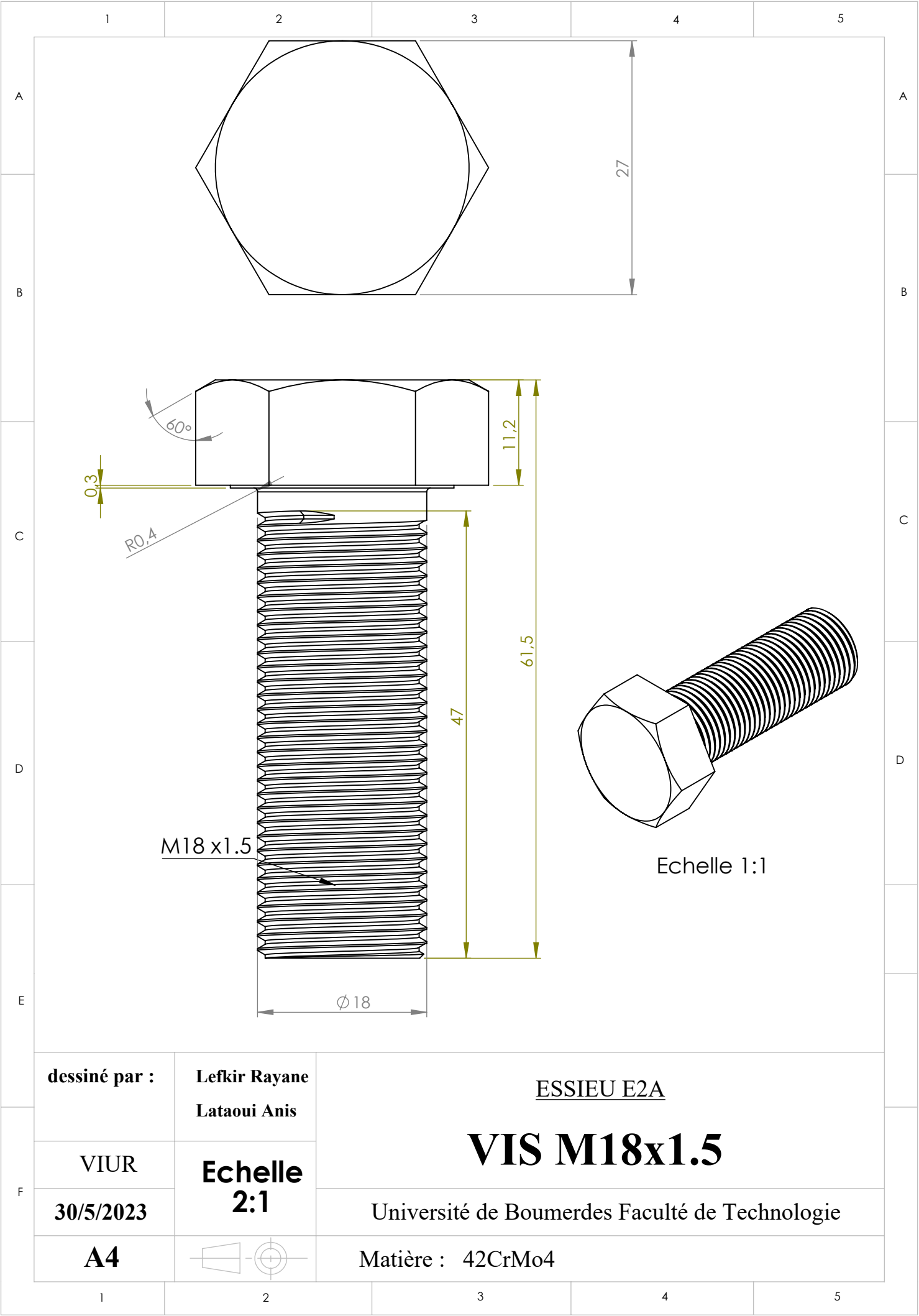


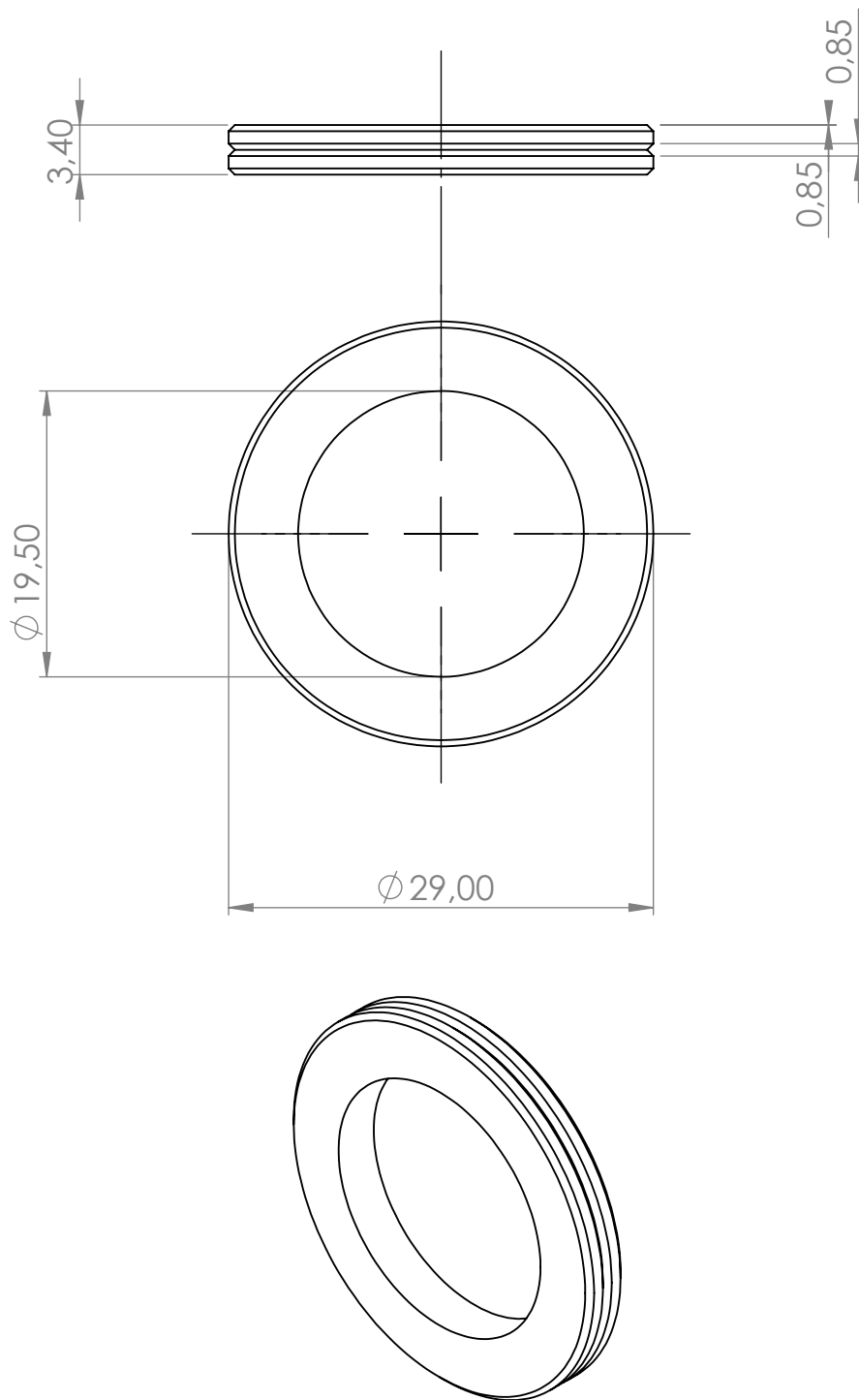


	1	2	3	4	5
A					
B					
C					
D	  <p>Echelle 1:1</p>				
E					
F	dessiné par :	Lefkir Rayane Lataoui Anis	<u>ESSIEU E2A</u> CAPTEUR DE VITESSE DE ROUE		
	VIUR	Echelle 2:1	Université de Boumerdes Faculté de Technologie		
	30/5/2023				
	A4		Matière : N/S		
	1	2	3	4	5

	1	2	3	4	5
A					
B					
C					
D	 <p>Echelle 1:1</p>				
E					
F	dessiné par :	Lefkir Rayane Lataoui Anis	<u>ESSIEU E2A</u> VIS M14x1.5		
	VIUR	Echelle 2:1	Université de Boumerdes Faculté de Technologie		
	30/5/2023				
	A4		Matière : 42CrMo4		
	1	2	3	4	5







dessiné par :

Lefkir Rayane
Lataoui Anis

ESSIEU E2A

VIUR

Echelle
2:1

RONDELLE DE 18

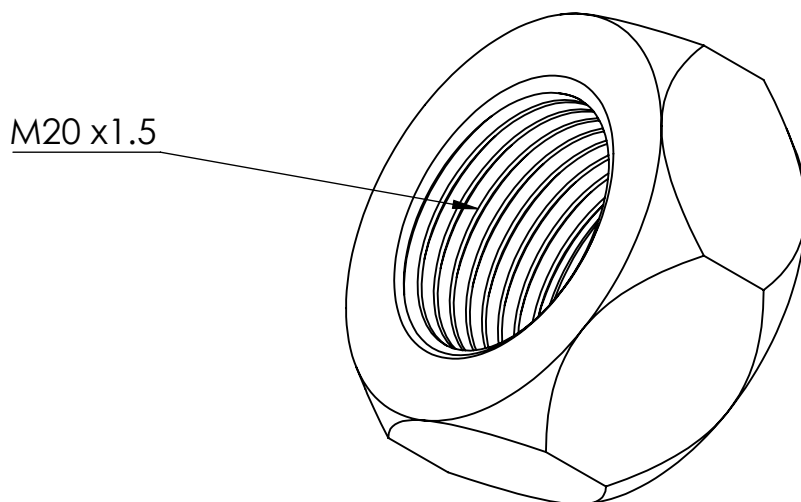
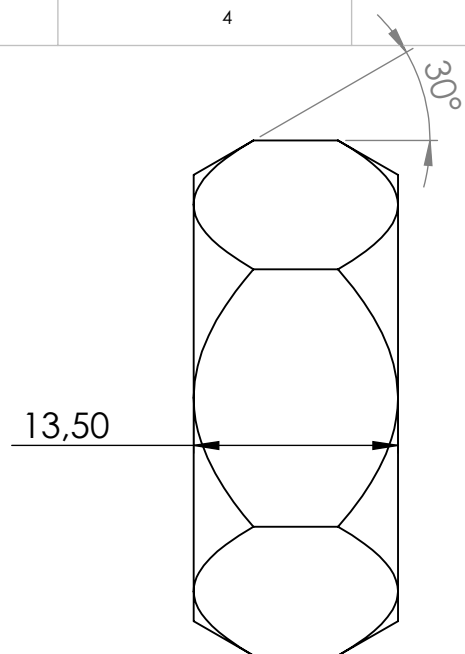
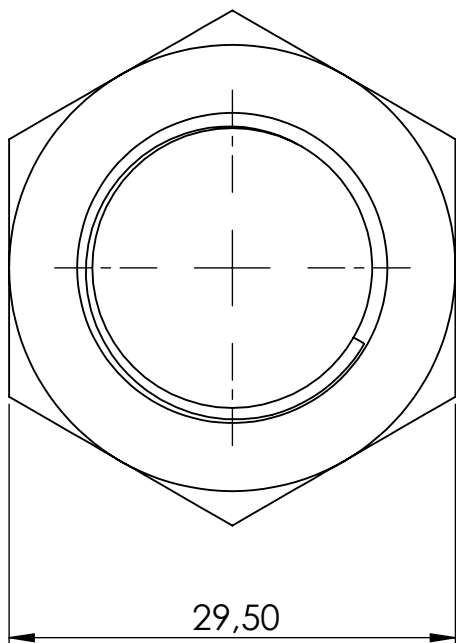
30/5/2023

Université de Boumerdes Faculté de Technologie

A4



Matière : 42CrMo4



dessiné par :

Lefkir Rayane

Lataoui Anis

VIUR

30/5/2023

A4

Echelle
2:1

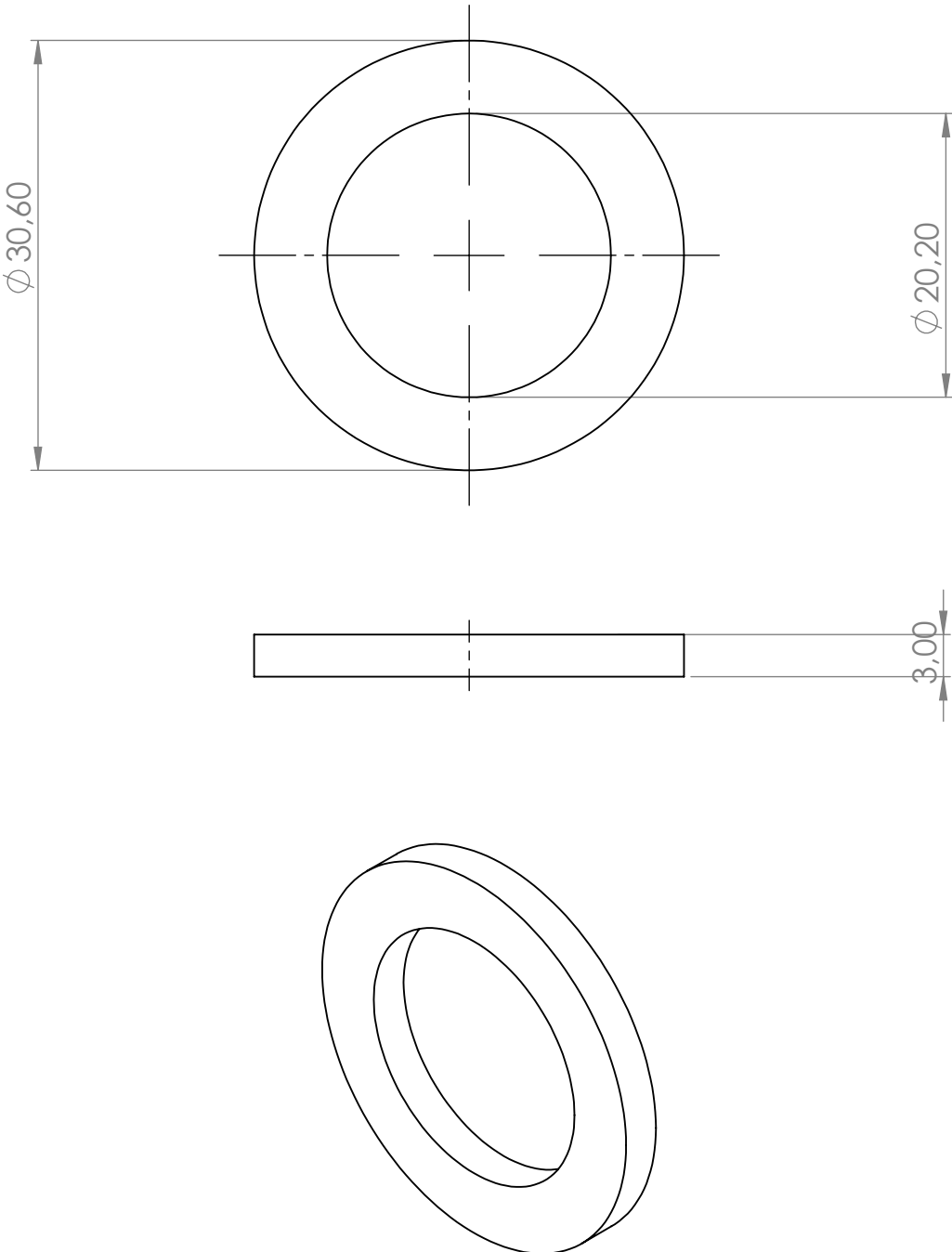



ESSIEU E2A

ÉCROU M20x1.5

Université de Boumerdes Faculté de Technologie

Matière : 42CrMo4

	1	2	3	4	5
A					
B					
C					
D					
E					
F	dessiné par :	Lefkir Rayane Lataoui Anis	<u>ESSIEU E2A</u> RONDELLE DE 20		
	VIUR	Echelle 2:1	Université de Boumerdes Faculté de Technologie		
	30/5/2023		Matière : 42CrMo4		
	A4				
	1	2	3	4	5