



*Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la Recherche Scientifique
Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou
Faculté de génie de construction
Département de génie mécanique
Option Construction Mécanique*



MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

Thème

*Etude et conception d'un nouveau
système de freinage ABS sur l'essieu
rigide E4 AX 21 équipant l'autocar
SAFIR*

Réalisé par :

M^r ASLI NACIM

Dirigé par :

M^r ZIANI Hocine

Membres de jury :

Mr FILALI. S

Président

Mr ZIANI. H

Encadreur

Mr MOHALBI

Examineur

Mme MOHALBI

Examinatrice

Table des matières

Resumé	5
Remerciements.....	7
Dedicace.....	8
Liste des figures.....	9
Liste des tableaux.....	11
Introduction générale.....	12
Contexte et problématique	12
Organisation du rapport.....	13
1 Présentation de la SNVI	15
1.1 Création du groupe SNVI.....	15
1.2 Structure et organisation administrative.....	15
1.3 Produits et domaine de compétence	18
2 Le freinage et le système ABS	20
2.1 Le principe du freinage	20
2.2 Le freinage en dynamique du véhicule	20
2.2.1 Coefficient de glissement.....	21
2.2.2 Relation entre les coefficients de freinage μ_F et le glissement λ	22
2.2.3 Evolution des coefficients de freinage et du guidage latéral en fonction du glissement.....	23
2.3 La distance de freinage.....	24
2.4 Condition à remplir dans un système de freinage	25
2.5 Systèmes de freinage conventionnels.....	25
2.5.1 Les freins à tambour.....	26
2.5.2 Les freins à disque.....	26
2.5.3 Les systèmes de freinage à commande hydraulique.....	28
2.5.4 Système de freinage à commande pneumatique.....	29
2.5.5 Principe de fonctionnement.....	29
2.6 Limites et défaillance des systèmes de freinage conventionnels	30
2.7 La solution A.B.S	31
2.8 Description du système A.B.S	31
2.8.1 Le capteur de vitesse A.B.S.....	31
2.8.2 La roue dentée (couronne).....	32
2.8.3 Boitier de commande électronique E.C.U.....	32
2.8.4 Modulateur antiblocage.....	33

2.9	Principe de fonctionnement du système A.B.S	34
2.10	Description et caractéristiques du dispositif A.B.S « WABCO ».....	35
2.10.1	Caractéristiques de la couronne.....	35
2.10.2	Caractéristiques du capteur.....	36
2.11	Système de freinage du bus SAFIR.....	36
2.11.1	Circuit d'alimentation d'air (remplissage d'air).....	37
2.11.2	Circuit de freinage de service avant.....	37
2.11.3	Circuit de freinage de service arrière.....	38
2.11.4	Circuit du frein de stationnement et de secours.....	39
3	Adaptation du dispositif ABS: solution technologique	40
3.1	Le système de freinage du bus SAFIR muni d'un dispositif A.B.S.....	40
3.2	Schéma d'installation du système A.B.S sur le bus SAFIR.....	41
3.3	Adaptation des couronnes et des capteurs.....	41
3.3.1	Contraintes technologiques.....	41
3.3.2	Montage de la couronne sur le moyeu.....	42
3.3.3	Conception du support couronne.....	43
3.4	Choix de la liaison avec le moyeu.....	43
3.5	Dimensionnement de la liaison entre le moyeu et le support couronne.....	44
3.5.1	Calcul de l'ajustement nécessaire à assurer l'adhérence.....	44
3.6	Montage du capteur sur l'ensemble frein.....	50
3.7	La douille ABS.....	52
3.8	Montage de la douille A.B.S sur l'ensemble frein.....	52
3.9	Montage du capteur sur la douille A.B.S.....	53
3.10	Conception sur CATIA	54
3.10.1	Définition du logiciel CATIA.....	54
3.10.2	Conception des pièces sous CATIA.....	54
3.10.3	Numérisation et conception des pièces du dispositif A.B.S.....	56
3.10.4	Conception du support couronne sur CATIA.....	56
3.10.5	Conception de l'usinage du moyeu sur CATIA.....	57
3.10.6	Conception du perçage de l'ensemble frein sur CATIA.....	57
3.10.7	L'assemblage sur CATIA:.....	58
3	Vérification du moyeu : Simulation numérique	59
3.1.1	ANSYS : logiciel de simulation par la méthode des éléments finis.....	59
3.2	Principe de la méthode des éléments finis	60
3.3	Simulation numérique du moyeu	60

3.3.1	Création du modèle géométrique.....	61
3.3.2	Discretisation et maillage.....	62
3.3.3	Conditions aux limites.....	63
3.3.3.1	Modélisation des liaisons : Contraintes cinématiques.....	64
3.3.3.2	Modélisation des actions mécaniques.....	65
3.3.3.3	Véhicule à l'arrêt.....	66
3.3.3.4	Analyse des résultats.....	66
3.3.3.5	Véhicule en condition de freinage et de braquage.....	67
3.3.3.6	Analyse des résultats.....	68
	Conclusion générale.....	71
	Annexe1.....	73
	Annexe2.....	80
	Annexe3.....	80
	<i>Bibliographie</i>	86

Résumé

Notre projet d'étude se porte sur l'étude de l'adaptation de dispositif de freinage ABS sur le bus SAFIR SNVI. Pour cela, nous avons appréhendé dans notre projet le système de freinage actuel de bus SAFIR ainsi que son fonctionnement, en mettant particulièrement un accent sur le système ABS WABCO.

Après nous avons fait une conception et un dimensionnement des organes qui vont permettre l'adaptation du système ABS WABCO sur l'essieu avant de bus SAFIR SNVI au niveau de la roue. A ce niveau, et par des mesures prises sur l'essieu E4AX21, nous avons entamé la conception et la modélisation «3D» de ses organes, avec un logiciel de conception assisté par ordinateur (CATIA). Par la suite, nous avons choisi une solution technologique qui est la réalisation d'un enlèvement de matière sur le moyeu pour pouvoir monter la couronne dessus et cela à l'aide d'une pièce intermédiaire que nous avons appelé support couronne. Ce choix a été fait en basant sur les plans économique et technique. L'assemblage moyeu, support couronne et couronne a été réalisé par le frettage que nous avons vérifié par un calcul de vérification d'une part, et d'autre part nous avons vérifié la résistance du moyeu, après la fragilisation due à l'enlèvement de matière, aux chargements appliqués, dans le cas statique, par un logiciel de simulation ANSYS Workbench.

D'après toutes ces vérifications la solution choisie est réalisable vue les résultats satisfaisants obtenus.

Abstract

Our research project is focused on the study of ABS braking system of adaptation on the bus SAFIR SNVI. For this, we have apprehended our project in the current braking system bus SAFIR and its operation, with particular emphasis on the WABCO ABS system.

After we did a design and dimensioning of the organs which will allow the adaptation of WABCO ABS system on the front axle of SAFIR SNVI bus at the wheel. At this level, and by measures taken on the axle E4AX21, we began designing and modeling "3D" of its organs, with computer-aided design software (CATIA). Subsequently, we have chosen a technology solution that is the realization of a material removal on the hub to mount the crown and top it with an intermediate piece we called support ring. This choice was made based on economic and technical. The hub assembly, support ring and ring was created by hooping we checked by calculating verification on the one hand, and on the other hand we have verified that the strength of the hub, after the embrittlement removal material, the applied loads in the static case, ANSYS Workbench, by a simulation software.

From all these checks the chosen solution is attainable for satisfactory performance.

Remerciements

Ce travail qui s'inscrit dans le cadre d'un stage de fin d'études a été effectué au sein de la société des véhicules industriels SNVI, que je remercie de m'avoir accueilli et permis d'établir le lien entre mes connaissances théoriques et le domaine pratique.

Je tiens à témoigner ma profonde gratitude à Monsieur ZIANI Hocine, enseignant à l'universitaire Mouloud Mammeri de Tizi Ouzou, d'avoir accepté de diriger ce travail. Je le remercie de m'avoir encadré, orienté, aidé et conseillé.

L'encadrement de ce travail a été assuré par Monsieur HARRACHE Sid Ali, ingénieur au bureau d'étude de la SNVI, que je tiens à le remercier vivement pour son soutien permanent et ses conseils émanant d'une solide et riche expérience. Ainsi que Monsieur HOUANTI et Monsieur ZITOUN.

J'adresse mes sincères remerciements à tous les professeurs, intervenants et toutes les personnes qui par leurs paroles, leurs écrits, leurs conseils et leurs critiques ont guidé mes réflexions et ont accepté à me rencontrer et répondre à mes questions durant mes recherches.

Mes remerciements vont également à Monsieur ASLI Cherif, enseignant-chercheur à l'université d'Evry (France), pour son soutien tout au long de la réalisation de ce travail et pour toute l'aide qu'il m'a apportée.

Je tiens à remercier sincèrement les membres du jury qui me font le grand honneur d'évaluer ce travail.

Je ne peux évidemment pas oublier de remercier chacun des membres de bureau d'étude de la SNVI pour leur accueil chaleureux et l'ambiance qui m'ont offert durant le stage.

Je remercie aussi tous mes amis pour la motivation que leur amitié et leur amour m'ont apportée pendant ces années d'études à l'université.

Enfin et avant tout, je tiens à remercier du fond du cœur, ma famille, qui a su me donner sans cesse son soutien, son amour et l'envie d'apprendre encore plus. Elle est et continuera d'être, je le sais, un soutien sans faille.

Je dédie ce mémoire

A mes très chers parents qui ont toujours été là pour moi « Vous avez tout sacrifié pour vos enfants n'épargnant ni santé ni efforts. Vous m'avez donné un magnifique modèle de labeur et de persévérance. Je suis redevable d'une éducation dont je suis fier ».

A mes frères Mohand et Nabil et leurs femmes, Cherif, Mouloud et ainsi qu'à mes sœurs et leurs maris et leurs enfants pour leurs précieux encouragements, leur complicité et leur présence malgré la distance qui nous sépare.

A mes frères Loucif et Belaid et leurs femmes ainsi qu'à mes neveux Syphax, Rayane, Yani, Adam, Sara, Alicia et Kahina pour leur tendresse et leur soutien moral.

A toute ma famille et mes amis ainsi qu'à mes camarades.

Liste des figures

- Figure 1 Organigramme du groupe SNVI.
- Figure 2: Autocar SAFIR.
- Figure 3: Cinématique d'une roue en mouvement de rotation et de translation.
- Figure 4 Relation entre les coefficients de freinage μ_F et de glissement λ .
- Figure 5 Relation entre les coefficients de freinage μ_F , de guidage latéral μ_L et de glissement λ .
- Figure 6 Escargot de freinage.
- Figure 7 Le frein à tambour.
- Figure 8 Le frein à disque.
- Figure 9 disque plein et ventilé.
- Figure 10 Frein à disque à étrier fixe et flottant.
- Figure 11 Fonctionnement du système de freinage hydraulique.
- Figure 12 Capteur.
- Figure 13 Couronne.
- Figure 14 Unité de commande électronique.
- Figure 15 Valve de modulation de pression.
- Figure 16 Le système ABS WEBICO.
- Figure 17-a Dimensions de la couronne.
- Figure 17-b Dimensions de capteur ABS.
- Figure 18 Descriptif du système de freinage conventionnel de bus SAFIR.
- Figure 19 Schéma du remplissage des réservoirs.
- Figure 20 Schéma du circuit de freinage de service avant.
- Figure 21 Schéma du circuit de freinage de service arrière.
- Figure 22 Schéma du frein de stationnement et de secours.
- Figure 23 Système de freinage pneumatique muni de dispositif A.B.S.
- Figure 24 Schéma globale d'installation du système ABS.
- Figure 25 Moyeu.
- Figure 26 Support couronne.
- Figure 27-a Moyeu original.
- Figure 27-b Moyeu modifié.
- Figure 28 Equilibre dynamique.
- Figure 29 Interférence diamétrale.

- Figure 30 Tassement des rugosités.
- Figure 31 Ensemble frein de bus SAFIR.
- Figure 31a Chaîne de côtes.
- Figure 32 Douille A.B.S.
- Figure 33-a Ensemble frein avant le perçage.
- Figure 33-b Ensemble frein après le perçage.
- Figure 34 Montage de la douille ABS sur l'ensemble frein.
- Figure 35-a Montage du capteur sur la douille élastique.
- Figure 35-b Montage capteur sur la douille A.B.S.
- Figure 36 Conception du support couronne.
- Figure 37 Conception de l'usinage support du moyeu.
- Figure 38 Conception du perçage de l'ensemble frein.
- Figure 39 Assemblage.
- Figure 40 Logiciel ANSYS Workbench
- Figure 41a Génération du modèle géométrique du moyeu
- Figure 41b Le modèle géométrique du moyeu
- Figure 42 Elément tétraédrique iso paramétrique
- Figure 42a Modèle discrétisé du moyeu (maillage)
- Figure 42a Modèle discrétisé du moyeu (raffinement du maillage)
- Figure 43 Les conditions de liaisons
- Figure 44 Les conditions de liaisons
- Figure 45 Contrainte de Von Mises
- Figure 46 Conditions aux limites
- Figure 47-a Contraintes de Von mises
- Figure 47-b Contraintes axiales
- Figure 47-c Distribution des contraintes équivalentes de Von Mises
- Figure 48 Contraintes et déformations de compression.

Liste des tableaux

- Tableau 1 Effectif du groupe SNVI par catégories
- Tableau 2 Caractéristiques techniques et géométriques
- Tableau 3 Valeurs de R_p en fonction de la qualité de finition.
- Tableau 4 Propriétés du modèle élément finis
- Tableau 5 Evolution des contraintes en fonction du rayon de congé.

Introduction générale

Contexte et problématique

Chaque année, les accidents de la route font plusieurs dizaines de millions de victimes. Selon l'Organisation mondiale de la Santé (OMS), plus de 1,2 million de décès et pas moins de 50 millions de blessés sont recensés chaque année dans le monde. Ces chiffres augmenteront, probablement, au cours des prochaines années s'il n'y a pas des engagements sérieux en faveur de la prévention et la sécurité des personnes. Devant ce constat alarmant, la sécurité routière devient, alors, de plus en plus un enjeu social, économique, politique et technologique. L'importance de ces enjeux se traduit sous forme de plusieurs types de mesures qui se manifestent, dans chaque pays, à travers des lois, des normes, des réglementations, des actions de prévention et des actions de recherche. Différents acteurs sont impliqués dans cette démarche et ils ne cessent d'inscrire la sécurité des personnes une priorité de leurs actions.

Parmi ces acteurs, les constructeurs automobiles se considèrent comme un partenaire des pouvoirs publics partout dans le monde et se veulent être un partenaire actif pour améliorer la sécurité routière. Des millions d'euros sont ainsi investis chaque année dans la recherche et le développement afin que de nouveaux équipements issus des technologies les plus avancées viennent renforcer aussi bien la sécurité active que la sécurité passive.

Les systèmes embarqués tels que le système de freinage ABS (Système Antiblocage) et le système de correction de la trajectoire ESP (L'Electro-Stabilisateur Programmé) constituent une avancée majeure dans le domaine de la sécurité routière. Ces derniers sont des équipements de sécurité active d'anti-dérapiage destinés à améliorer le contrôle de la trajectoire des véhicules automobiles en agissant sur le système de freinage ainsi que sur le couple moteur. Il existe une autre catégorie de systèmes, dont la vocation est d'assister le conducteur sur une ou plusieurs dimensions particulières de la conduite en intervenant directement dans l'activité du conducteur ou en renforçant son action. Il s'agit essentiellement des systèmes d'assistance à la conduite ou au contrôle longitudinal du véhicule tels que, les régulateur des vitesses, régulateur des distances, système de gestion de l'approche d'un obstacle,...etc

Actuellement, plus de 30% de la valeur d'un véhicule est composée de systèmes intelligents et d'électroniques embarqués. Ces technologies occupent une place croissante dans l'automobile, notamment au sein des véhicules industriels. Ils deviennent, de plus en plus, une nécessité afin de répondre à l'ensemble des exigences imposées par le marché mondial d'automobile et les normes de sécurité routière qui s'uniformisent de plus en plus avec la mondialisation et la libéralisation du marché.

Dans ce contexte, la société des véhicules industriels S.N.V.I a décidé d'équiper le bus SAFIR, actuellement, doté d'un système de freinage pneumatique conventionnel à double circuits indépendants, d'un système antiblocage (ABS). Ce dispositif, actuellement, exigé sur tous les véhicules dans les pays développés, permet d'améliorer le contrôle du véhicule pendant le freinage brusque et intense en évitant le blocage des roues et par conséquent le dérapage et la perte de stabilité. Il est constitué, principalement, d'un calculateur qui gère un bloc d'électrovannes sur le circuit de freinage et surveille individuellement la rotation de chacune des roues à l'aide d'un capteur implanté monté sur chacune d'elle et d'une couronne dentée montée solidaire de la roue.

L'adaptation du dispositif antiblocage A.B.S sur le circuit de freinage de l'essieu avant du bus SAFIR pose, toutefois, un problème majeur pour le bureau d'étude de la SNVI. Sachant que cette dernière a choisi de se doter d'un dispositif antiblocage de type WABCO qui est conçu particulièrement pour les véhicules de constructeurs d'automobiles allemands et français, son intégration dans le système de freinage du bus SAFIR, nécessite des modifications dans le mécanisme de roulement et le système mécanique au niveau des roues. Ceci, évidemment, n'est pas sans conséquences sur le processus de fabrication et le bon fonctionnement du système.

Aussi, l'objectif principal de ce stage est de développer et concevoir une solution technologique pour l'adaptation du dispositif antiblocage WABCO sur l'essieu avant de bus SAFIR. Pour cela, il est nécessaire :

- De concevoir et dimensionner un support pour la couronne en tenant compte de l'encombrement au niveau de la roue.
- De choisir et dimensionner la liaison pour le montage du support couronne.
- De déterminer l'emplacement et le montage du capteur dans le système.
- De créer un modèle assemblé sous Catia.
- De vérifier la résistance des pièces ayant subi des modifications.

Organisation du rapport

Après l'introduction du sujet de stage dans laquelle nous avons défini le contexte, la problématique et les objectifs, le premier chapitre entièrement dédié à la présentation de la structure d'accueil est abordée par une brève histoire de la création et de l'évolution de la forme juridique, au cours du temps, du groupe SNVI. Suivi de la présentation de la structure et l'organisation administrative du groupe en indiquant les hiérarchies et les compétences des différentes composantes. Ensuite, quelques chiffres notamment le nombre du personnel des différentes catégories professionnelles et les chiffres d'affaires résultants de l'activité de ces dernières années sont été donnés. Enfin, nous terminons ce chapitre par l'énumération des

différentes gammes de produits commercialisés par le groupe et la présentation détaillée de l'autocar SAFIR qui constitue l'objet de notre stage.

Le chapitre suivant sur le freinage, dresse, premièrement, un état de l'art sur le principe et la mécanique du freinage. Suivi de la présentation des différents systèmes de freinage et les différents types de freins, actuellement, utilisés sur les véhicules automobiles en précisant leurs limites et leurs défaillances éventuelles. Ceci conduit ensuite à la description du système ABS, développé pour pallier les limites des systèmes de freinage conventionnels. Elle comprend la description du principe de fonctionnement et la technologie utilisée pour assurer la fonction. Enfin, la présentation du système de freinage monté sur le bus SAFIR et les spécifications et caractéristiques particulières du système ABS WEBECO termine ce chapitre.

Dans le troisième chapitre, nous détaillons la solution technologique proposée pour l'intégration du système ABS WEBECO dans le mécanisme de roulement de l'essieu avant du bus SAFIR. Celui-ci est abordé par la description de la démarche adoptée pour la conception et le dimensionnement du support couronne. Suivi du choix et dimensionnement de la liaison avec le moyeu. Puis la solution pour l'emplacement et le montage du capteur. A la fin de cette étude un modèle de l'ensemble est créé sous Catia dont les étapes suivies ont été détaillées.

Le dernier chapitre est une étude de faisabilité de la solution proposée. Il consiste à vérifier la résistance du moyeu, sur lequel sont opérées des modifications notamment des enlèvements de matière qui ont pour conséquence la création des zones de fragilité où les concentrations de contraintes peuvent être importantes. Pour cela, une simulation numérique est réalisée sous ANSYS Workbench. La démarche comprend la création du modèle géométrique, le choix des conditions aux limites, le choix du maillage et le type d'analyse et analyse des résultats.

Des conclusions et des perspectives terminent ce rapport.

1 Présentation de la SNVI

1.1 Création du groupe SNVI

La Société Nationale des Véhicules Industriels (SNVI) est une entreprise publique spécialisée dans la construction et la commercialisation de véhicules mécaniques de catégorie poids lourd. Elle est née, au début des années 1980, de l'opération de restructuration de la Société Nationale de Construction Mécanique (SONACOME), héritière de la Société Africaine des Automobiles BERLIET (S.A.A.B/SA) installée en Algérie en 1957. Celle-ci (La SONACOME) dont la vocation est d'exploiter et de gérer les usines de construction mécanique du secteur public, disposait alors, d'une organisation qui regroupe dix divisions autonomes dont la Division des véhicules Industriels (DVI). Cette dernière est devenue, après sa fusion et regroupement avec d'autres divisions, l'Entreprise Nationale des Véhicules Industriels (SNVI).

Depuis sa création, la forme juridique de la SNVI ne cesse d'évoluer. De 1981 à 1994, le statut juridique retenu est l'Entreprise Publique Socialiste (EPS) à caractère économique régit par les principes directifs de la Gestion Socialiste des Entreprises (G.S.E). En 1995, la société devient une Entreprise Publique Economique (EPE) régie par le droit commun. Elle est alors érigée en société par actions (SPA), au capital social de 2,2 milliards de dinars. En octobre 2011, la SNVI change de statut pour devenir un Groupe Industriel composé d'une société mère et de quatre filiales.

Le siège social du groupe SNVI se situe à Alger. Il dispose, actuellement, en plus de succursales implantées sur tout le territoire national, d'une grande usine de fabrication et de montage de véhicules « poids lourds » à Rouïba à 30 KM à l'est d'Alger regroupant ainsi l'ensemble des filiales : Fonderies (FO.R), Véhicules Industriels (V.I.R) et Carrosseries Industrielles (C.I.R) et d'une usine de production de toutes carrosseries tractées à Tiaret [1].

1.2 Structure et organisation administrative

L'organisation du groupe SNVI est très simple (Fig.1). La société mère qui regroupe les directions centrales, direction centrale commerciale et son réseau, et la division rénovation véhicule industriels (DRVI) assure:

- Le contrôle des filiales et la gestion de portefeuille de participations.
- 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.
- La commercialisation des véhicules industriels neufs.

- La rénovation des véhicules industriels à Sidi Moussa.
- Les activités du Transport, Dédouanement et Transit.
- La formation spécialisée avec son centre implanté sur site de Rouïba.

❖ La filiale de fonderie de Rouïba (FO.R) a pour principale mission, la production des pièces brutes en fonte lamellaire et fonte sphéroïdale ainsi que des pièces en aluminium pour les besoins de la SNVI et également pour la sous-traitance et les différents clients.

❖ La filiale des véhicules industriels de Rouïba (V.I.R) regroupe cinq (05) centres de production :

- ✓ La forge : produisant des bruts de forge.
- ✓ Le centre d'usinage mécanique : produisant des ponts, des essieux, des systèmes de direction et d'autres pièces de liaison.
- ✓ Le centre de tôlerie et d'emboutissage produit des longerons, des cadres châssis de cabines et d'autres pièces de liaison.
- ✓ Le centre de montage de camions possédant deux lignes d'assemblage.
- ✓ Le centre de montage d'autocars et d'autobus : assemblage de cars et de bus et fabrication de pièces en polyester et sellerie.

Elle produit des camions de 6.6 à 26 tonnes de poids total en charge, des tracteurs routiers, des autocars et des autobus en mettant en œuvre diverses techniques et technologies telles l'emboutissage, le taillage d'engrenages, la rectification, le forgeage et les traitements thermiques.

❖ La filiale carrosseries industrielles de Rouïba (C.I.R) a pour principale activité, la production des équipements tractés et portés ainsi que des caisses pour châssis mécanisés pour minibus et minicars.

❖ La filiale carrosseries industrielles de Tiaret (C.I.T) est spécialisée dans la conception et la fabrication de carrosseries industrielles portés et tractés (Plateaux, Bennes, Citernes à eau, Citernes hydrocarbures, cocottes à ciment, Portes engins, Fourgons frigorifiques standards et véhicules spéciaux).

Le groupe SNVI compte une ressource humaine très variée constituée d'ingénieurs, de techniciens et d'ouvriers très qualifiés. Ceci lui permet de faire face à la concurrence internationale et d'assurer une compétitivité sur le marché mondial. Comprenant ces enjeux et ces atouts le groupe SNVI ne cesse d'investir au profit de sa ressource humaine. Le tableau.1 montre l'évolution des différentes catégories depuis 2009.

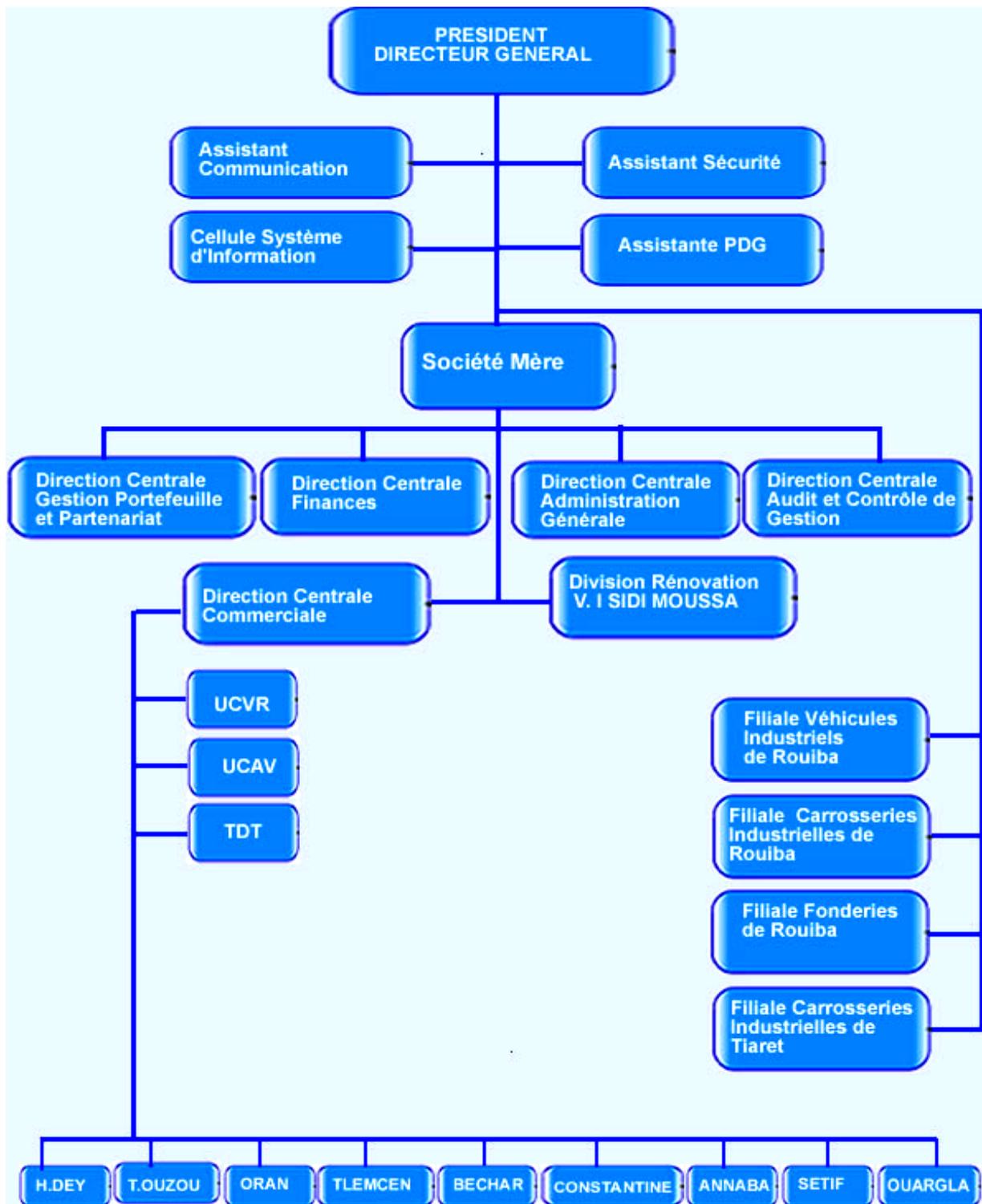


Fig.1 : Organigramme du groupe SNVI.

Catégorie/année	2009	2010	2011	2012	2013
Encadrements	686	763	763	868	1 034
Maîtrise	2 084	2 155	2 078	2 080	1 961
Exécution	3 590	3 411	3 653	3 660	4 005
Total	6 360	6 329	6 494	6 608	7 000

Tableau 1 : Effectif du groupe SNVI par catégories

La société nationale des véhicules industriels (SNVI) a réalisé un chiffre d'affaires de plus de 20 milliards de Dinars et une production globale de 2007 véhicules en 2011, contre un chiffre d'affaires de 15,8 milliards de Dinars et une production de 1.500 véhicules en 2010.

1.3 Produits et domaine de compétence

Le groupe SNVI est spécialisé dans le secteur des véhicules industriels dont les gammes des produits sont variées. On trouve, principalement :

- ✓ Les camions.
- ✓ Les autocars, autobus, minicars, minibus.
- ✓ Les camions spéciaux.
- ✓ Le matériel tracté (remorques, semi-remorques, et autres.....).
- ✓ Les pièces brutes de fonderie.

Parmi ces gammes de produits, l'autocar interurbain SAFIR de 49 places assises est l'unique autocar haut de gamme que le groupe SNVI commercialise depuis 2002. Il est destiné aux transports de voyageurs de grandes lignes. Développé sur la base mécanique du 49 L6, actuellement, plusieurs milliers d'exemplaires sont en exploitation et ils assurent avec toute la fiabilité et la qualité requises ce mode de transport dans toutes les régions d'Algérie et en Afrique (Sénégal en particulier).

Le bus SAFIR a été conçu pour les longs voyages. Il est robuste, silencieux et confortable. Son terrain de jeu est sans doute sur les autoroutes algériennes. Ainsi on le trouve particulièrement, chez (Sotraz) Société de transports d'Arzew (Sonatrach), ou l'ANP (armée algérienne).

Conçu sur la base classique de châssis à longerons renforcés, ce produit se présente sous la configuration suivante :

- ❖ Le châssis :
 - Le cadre châssis, de conception et de fabrication SNVI, se présente sous la forme de 2 longerons en acier emboutis en U, entretoisés par des traverses en acier.
 - L'essieu avant, de type rigide en acier forgé, est de conception et de fabrication SNVI.
 - Le pont arrière dont la cuve est issue de la fonderie, est composé d'éléments mécaniques (pignons, couronne etc.) tous usinés dans les ateliers de SNVI.
 - La direction à assistance hydraulique est de fabrication ZF.
 - La suspension est de type mixte : pneumatique et mécanique (coussins d'air et ressort à lames) spécialement adaptées aux exploitations sur routes présentant des déformations (nids de poules et dos d'âne).

- ❖ La superstructure (ou carrosserie) est entièrement fabriquée dans les ateliers de la SNVI. Elle est composée de :
 - La structure en tubes d'acier galvanisé.
 - La carrosserie en tôles embouties ou pliées.
 - Les pièces de garnissage et éléments en polyester.
 - La sellerie (siège passagers).

- ❖ Le groupe motopropulseur (moteur et boîtes de vitesses) est approvisionné auprès de constructeur de renommée mondiale, Cumins pour le moteur et ZF pour la boîte de vitesses. Ces deux organes sont de la dernière génération[1].



Fig 2 : Autocar SAFIR.

2 Le freinage et le système ABS

2.1 *Le principe du freinage*

Le mot freinage suppose l'existence, au préalable, d'un mouvement. Aussi la fonction principale d'un frein est de ralentir, voire d'immobiliser un système mécanique en mouvement. Il est le premier organe de sécurité sur les véhicules automobiles.

Le principe de freinage repose sur la transformation de l'énergie cinétique en énergie thermique par le biais d'actions qui peuvent être de nature magnétiques ou électromagnétiques, on parle alors de freinage à distance ou de nature mécanique où le contact entre les corps est souvent utilisé.

Le freinage mécanique est le plus couramment utilisé sur les véhicules automobiles. Il est basé sur un phénomène physique encore peu appréhendé, qui est le frottement. L'étude de ce dernier fait appel à plusieurs domaines, notamment la tribologie et la mécanique du contact qui sont des domaines de la physique les plus complexes. L'efficacité d'un système de freinage mécanique est liée à la capacité de ses constituants d'assurer un frottement suffisamment important et de pouvoir dissiper rapidement la chaleur afin d'éviter la surchauffe de l'ensemble du mécanisme.

2.2 *Le freinage en dynamique du véhicule*

L'action de freinage a un effet important sur le comportement dynamique du véhicule. Ce qui est primordial pour le freinage est la composante longitudinale, qu'on appelle aussi, par abus de langage, force de freinage, puisque c'est elle qui s'oppose directement au mouvement du véhicule. Elle possède deux propriétés essentielles. D'une part, elle dépend de la vitesse longitudinale de glissement donc du taux de glissement. D'autre part, sa valeur absolue possède un maximum.

La force de freinage est caractérisée par son coefficient d'adhérence ou de freinage μ_F . Ce dernier est défini comme le rapport entre la force de freinage et le poids de la voiture. Dans l'hypothèse d'une décélération constante celui-ci se réduit à :

$$\mu_F = \frac{\gamma}{g} \quad (1)$$

Avec g : l'accélération gravitationnelle.

γ : la décélération constante du véhicule due au freinage.

Le coefficient de freinage est une grandeur sans dimension qui dépend, comme la force de freinage, du taux de glissement. Aussi il est important de rappeler que la force de freinage maximum est obtenue lorsque les pneumatiques sont à la limite de l'adhérence. C'est le principe même du système ABS.

2.2.1 Coefficient de glissement

Le glissement se définit comme l'écart relatif entre la **vitesse circouférentielle** v de la roue et la **vitesse de translation** V du véhicule. Il est caractérisé par un coefficient de glissement, dit aussi taux de glissement, donné par :

$$\lambda = \frac{V - v}{V} \quad (2)$$

Avec :

λ : Coefficient de glissement.

V : Vitesse de translation de véhicule, exprimée en m.s^{-1}

v : Vitesse circouférentielle de la roue, exprimée en m.s^{-1}

C'est une grandeur sans dimension qui s'exprime indifféremment par un pourcentage ou un coefficient.

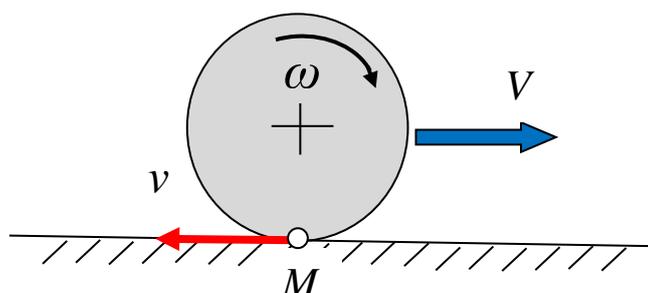


Fig. 3 : Cinématique d'une roue en mouvement de rotation et de translation.

Le coefficient de glissement est compris entre 0 et 1. Dans le cas d'un glissement nul ($\lambda = 0\%$), la roue est en parfaite adhérence avec le sol, cela signifie qu'il n'y a pas de différence entre la vitesse de rotation de celle-ci et la vitesse de translation du véhicule. Lorsque le glissement égal à 1 ($\lambda=100\%$) cela signifie qu'il n'y a pas du tout d'adhérence entre la roue et le sol. Dans ce cas, soit la roue est totalement bloquée au freinage, soit elle tourne alors que la vésicule reste immobile.

Il existe une autre force qui a un effet important sur la dynamique du véhicule et sur laquelle le taux de glissement, a une influence. C'est la force latérale ou de dérive. Celle-ci est la conséquence des déformations des pneumatiques des roues.

2.2.2 Relation entre les coefficients de freinage μ_F et le glissement λ

La figure 4 ci-dessous montre l'évolution du coefficient de freinage μ_F en fonction du glissement λ pour les différentes conditions de chaussées. Sur une couche de glace les valeurs du coefficient de freinage restent très faibles. Il atteint des valeurs très importantes sur des chaussées sèches ou mouillées.

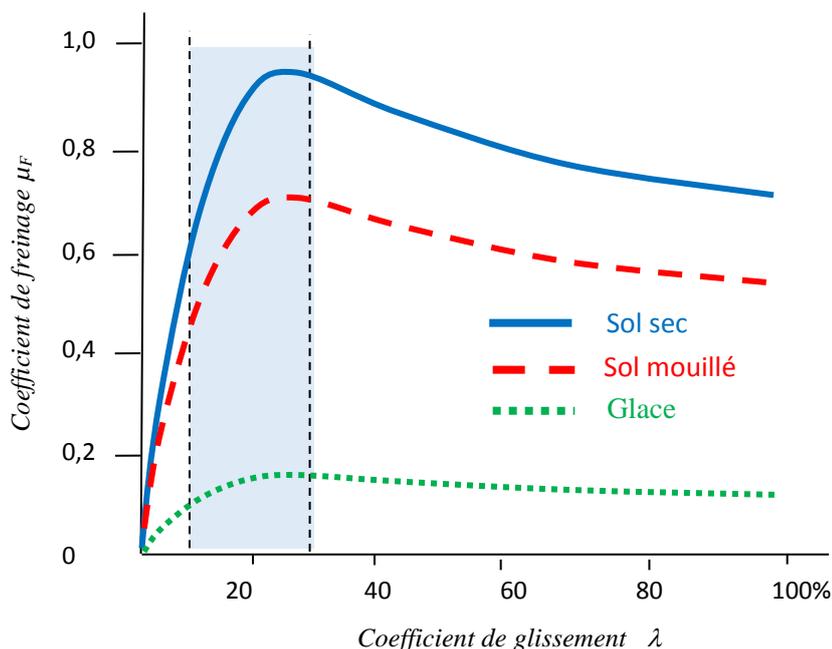


Fig.4 : Relation entre les coefficients de freinage μ_F et de glissement λ pour des différentes chaussées. [2].

Dans toutes ces conditions, la valeur maximum du coefficient de freinage est atteinte pour un glissement situé entre 10 et 30 % (zone optimale).

Pour des coefficients de glissement inférieurs, le freinage ne présente aucun danger (zone de stabilité).

Le coefficient de glissement varie rapidement de 30 à 100% dès qu'il y a un sur-freinage et la roue se bloque (zone d'instabilité).

Le dispositif antiblocage dose la force de freinage pour maintenir le glissement des pneumatiques dans la zone optimale (λ compris entre 10 et 30 %) [2].

2.2.3 Evolution des coefficients de freinage et du guidage latéral en fonction du glissement

La figure 5 ci-dessous montre les variations des coefficients de freinage ou d'adhérence μ_F et de guidage latéral μ_L en fonction du glissement λ .

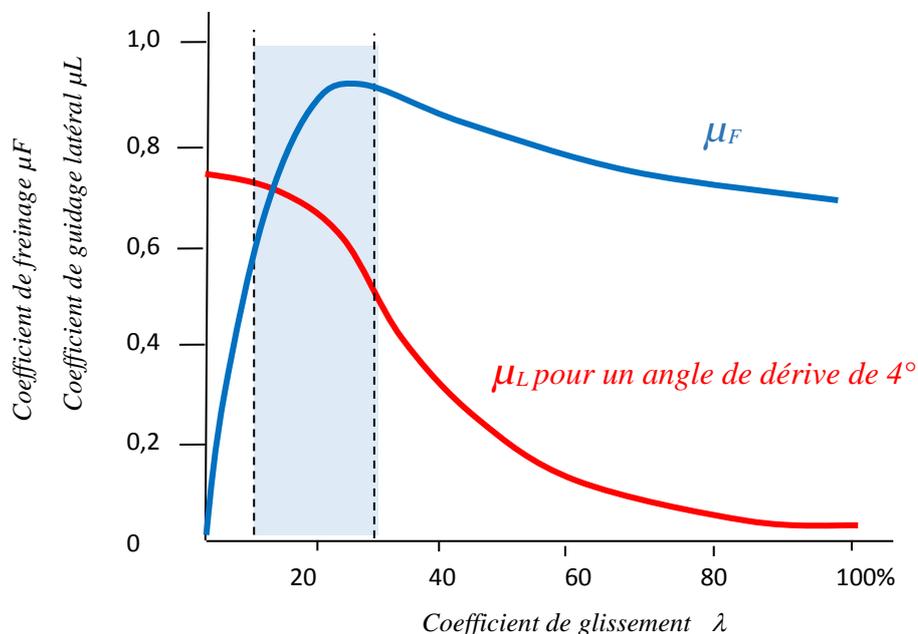


Fig.5 : Relation entre les coefficients de freinage μ_F , de guidage latéral μ_L et de glissement λ . [2].

Elle montre clairement que l'augmentation importante du glissement jusqu'au blocage des roues (100%) provoque une diminution de l'adhérence longitudinale et une chute très importante du coefficient de guidage latéral. Au niveau du véhicule, ceci se traduit par une perte du pouvoir directionnel et de la stabilité. Afin de remédier à ces inconvénients, il est intéressant de limiter la force de freinage à une valeur correspondant à un glissement optimal du pneu sur le sol qui est de l'ordre de 10 à 30%.

A l'intérieur de cette zone de glissement optimal, les coefficients de guidage latéral μ_L et de freinage μ_F sont suffisamment élevés pour que les forces de guidage transversales et de freinage soient suffisantes pour maintenir la dirigeabilité et la stabilité du véhicule. C'est la fonction du système ABS.

2.3 La distance de freinage

Il s'agit de la distance parcourue par le véhicule pendant le freinage. Elle dépend de la **vitesse initiale** du véhicule et de sa **décélération**. Elle est donnée par l'équation (3).

$$Df = \frac{(V_i - V_t)^2}{2\gamma} \quad (3)$$

Où

Df : Distance de freinage en **m** (mètre).

V_i : Vitesse initiale en **m/s** (mètre par seconde).

V_t : Vitesse terminale en **m/s**

γ : Décélération en **m/s²**.

Pour la distance d'arrêt total du véhicule, il faut ajouter la distance parcourue pendant le temps de réaction du conducteur [3].

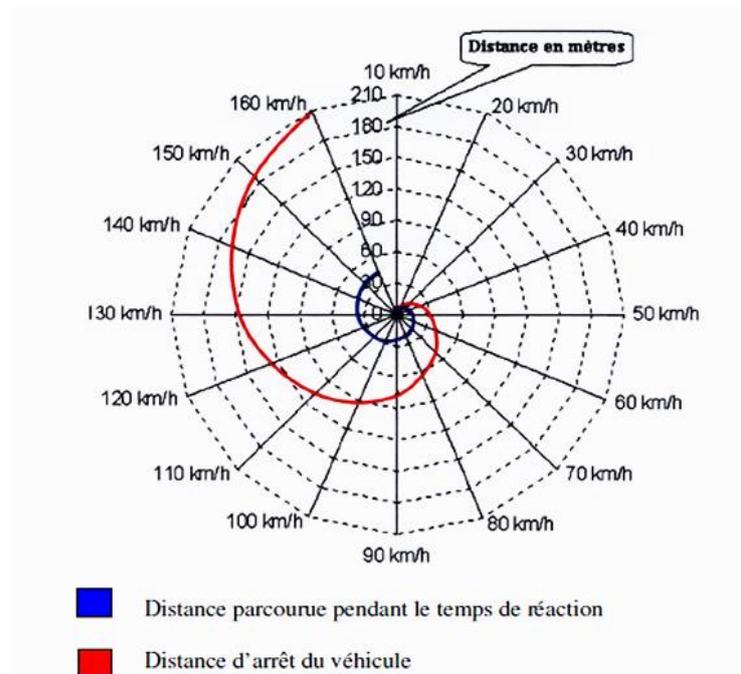


Fig. 6 : Escargot de freinage. [3].

2.4 Condition à remplir dans un système de freinage

Le système de freinage idéal doit être capable d'arrêter à tout moment un véhicule sur la distance la plus courte possible et le maintenir à l'arrêt. Le freinage devra donc répondre à plusieurs critères :

- Efficacité : L'effort à appliquer sur la pédale sera faible, pour une puissance de freinage maximum.
- Stabilité : le véhicule gardera sa trajectoire sans dérapage, ni tirage, ni déport, ni réaction dans le volant.
- Fidélité : pour un effort sur la pédale, on obtiendra toujours un même ralentissement.
- Confort : le freinage sera progressif, sans bruit, L'effort et la course à la pédale seront judicieux.

Il est possible de réaliser des systèmes de freinage remplissant toutes ces conditions et tous les systèmes actuels tendent vers ce but, mais ils ne sont que des compromis afin que leur prix demeure acceptable sur les véhicules de grande série.

2.5 Systèmes de freinage conventionnels

Dans les systèmes de freinage, on distingue de deux dispositifs. Le dispositif de freinage à disques ou à tambour et le dispositif de commande (mécanique, hydraulique ou pneumatique) qui comprend tous les éléments permettant au conducteur d'actionner le dispositif de freinage. Aujourd'hui, les véhicules automobiles sont généralement, équipés d'un système de freinage hydraulique ou pneumatique. La commande mécanique, qui avait équipé les premières véhicules et utilisant un câble pour actionner le dispositif de freinage, est actuellement, réservée pour le frein de stationnement dit « frein à main ».

La différence entre le système hydraulique et le système pneumatique réside dans la propriété de compressibilité du fluide utilisé dans chaque système. Les systèmes de freinage à commande hydrauliques qui sont généralement équipés de dispositifs d'assistance et de réglage automatique, nécessitent un faible déplacement du liquide pour transmettre les pressions et actionner les freins. Alors que les systèmes pneumatiques dont la plus plupart ne sont pas munis de dispositifs de réglage automatique, l'air étant très compressible, nécessitent un volume d'air en provenance des réservoirs relativement plus élevé pour que s'accumule la pression nécessaire au fonctionnement des récepteurs de freinage.

Aussi, les conducteurs de véhicules munis de freins pneumatiques doivent se rappeler que les véhicules ayant un système de freinage hydraulique réagissent et atteignent-leur capacité de freinage plus rapidement que les freins pneumatiques.

2.5.1 Les freins à tambour

Les freins à tambour des utilitaires sont souvent dérivés des modèles de freins que l'on trouve sur les voitures de tourisme. Il existe plusieurs types. Les freins simplex ainsi que les freins-servo peuvent être montés sur les essieux avant ou arrière. Les freins duplex sont généralement réservés pour l'essieu avant. Ils sont rarement montés sur l'essieu arrière.

Un frein à tambours (Fig.7) se compose d'un tambour solidaire de la roue sur lequel viennent frotter des mâchoires ou segments garnies d'un matériau à haute résistance au frottement et à l'échauffement. Ces mâchoires, articulées par rapport au châssis, sont actionnées par l'intermédiaire d'un cylindre de roue qui les met en contact avec le tambour.

Lorsque la pression chute, les segments sont rappelés par le ressort de rappel et provoquent le retour des pistons en position repos.

Les segments peuvent être montés soit en parallèle soit en série. Dans le premier cas, ils sont indépendants entre eux et ils sont actionnés par un dispositif de commande commun ou individuel. La somme des couples de chaque segment donne le couple total du freinage. Dans le deuxième cas, le segment primaire met en action le segment secondaire. Le couple délivré par le segment secondaire est fonction du couple du primaire [4].

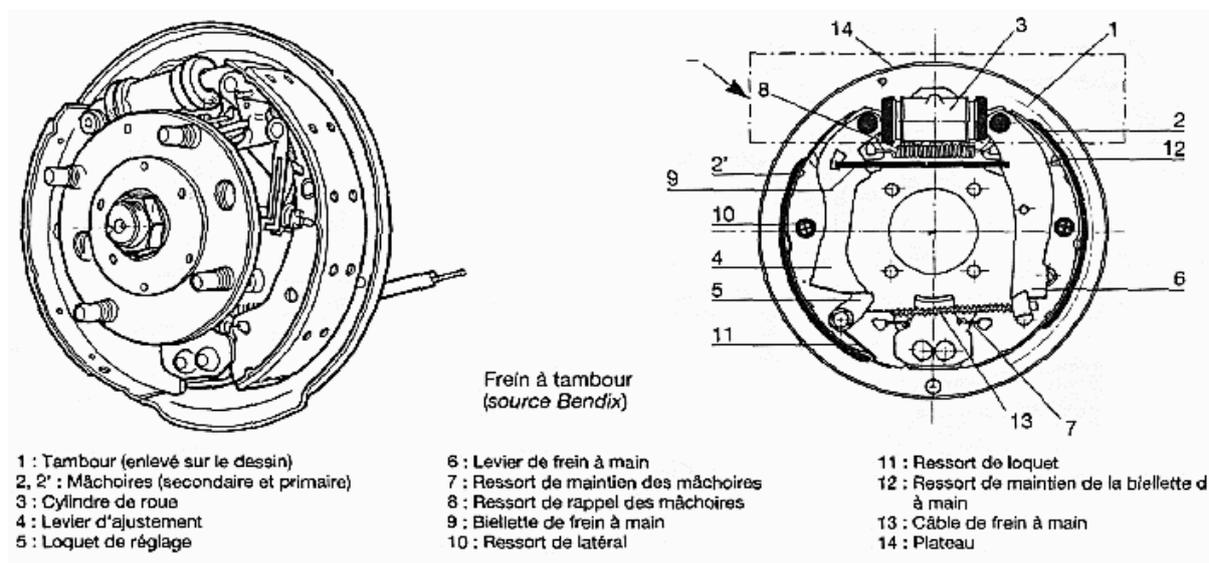


Fig. 7 : Le frein à tambour

2.5.2 Les freins à disque

Ce système est très performant car il est progressif et dissipe parfaitement la chaleur, ce qui lui vaut d'être adopté pour le freinage avant qui est le plus sollicité.

Un frein à disque (Fig.8) se compose de deux parties principales : le disque et l'étrier. Sur le disque en fonte solidaire de la roue, l'étrier solidaire du châssis vient guider les plaquettes qui frottent sur le disque sous l'effet des cylindres. Les plaquettes sont immobilisées en rotation par une butée. La mise en pression se fait via un fluide amené par flexibles.

Il existe deux types de disques. Des disques pleins généralement utilisés sur les véhicules utilitaires et sur les voitures particulières de gamme inférieure et des disques ventilés montés généralement sur les véhicules industriels. Ces derniers possèdent des ouïes (canaux) radiales, aménagées entre les deux pistes de frottement, permettant une ventilation forcée par l'air circulant de la partie centrale vers l'extérieure.

En automobile les ouïes sont généralement droites pour permettre le montage du même disque sur le côté droit ou gauche du véhicule.

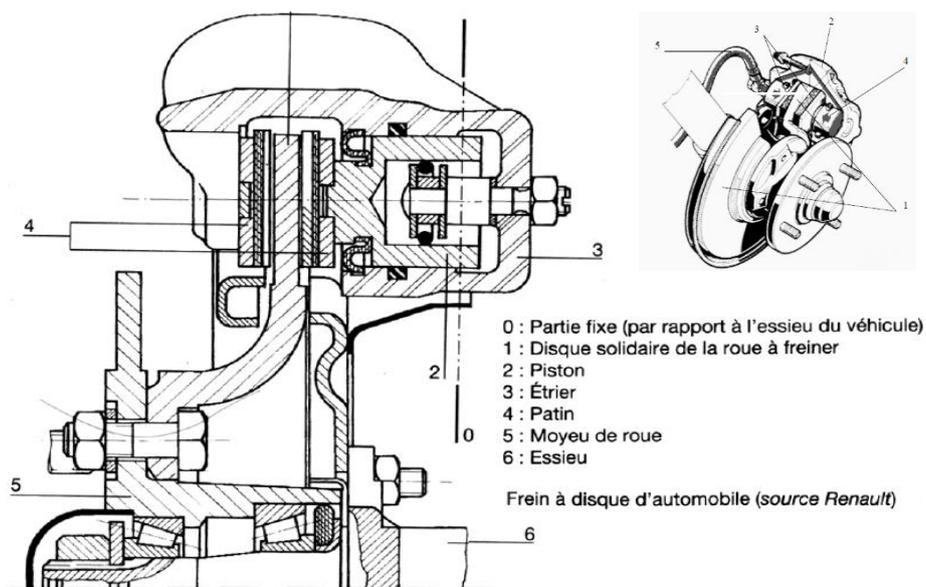


Fig. 8 : Le frein à disque

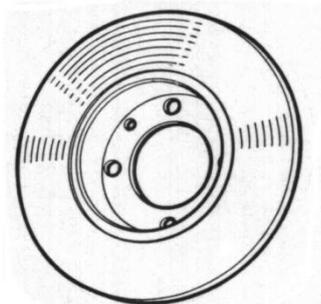


Fig.9.a : disque plein

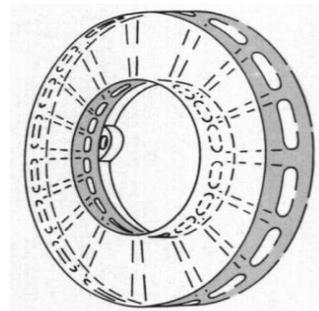


fig.9.b : Disque ventilé

Pour assurer la pression des plaquettes sur les faces du disque, on utilise deux types d'étriers : fixe, coulissant ou flottant.

Les étriers fixes sont solidaires de l'essieu et sont réservés aux systèmes de freinage à commande hydraulique. Les pistons sont disposés de chaque côté du disque agissant directement sur une plaquette. Lorsque un effort de commande élevé est nécessaire, plusieurs (2, 3 ou 4) pistons de chaque côté du disque sont utilisés. Ce qui permet de diminuer l'encombrement du mécanisme dans le sens radial et d'assurer une meilleure répartition de l'effort sur la plaquette.

L'étrier coulissant est le système le plus répandu. Un étrier monobloc en aluminium ou en fonte coulisse à l'intérieur d'une chape fixe (en tôle ou en fonte, supportant les plaquettes et permettant la fixation du frein complet sur le véhicule) solidaire du porte moyeu. L'étrier est plaqué contre deux colonnettes par des ressorts en fil, deux ressorts en tôle assurant le rôle d'antibruit.

On les trouve sur les véhicules utilitaires et sur toutes les installations à commande pneumatique [4].

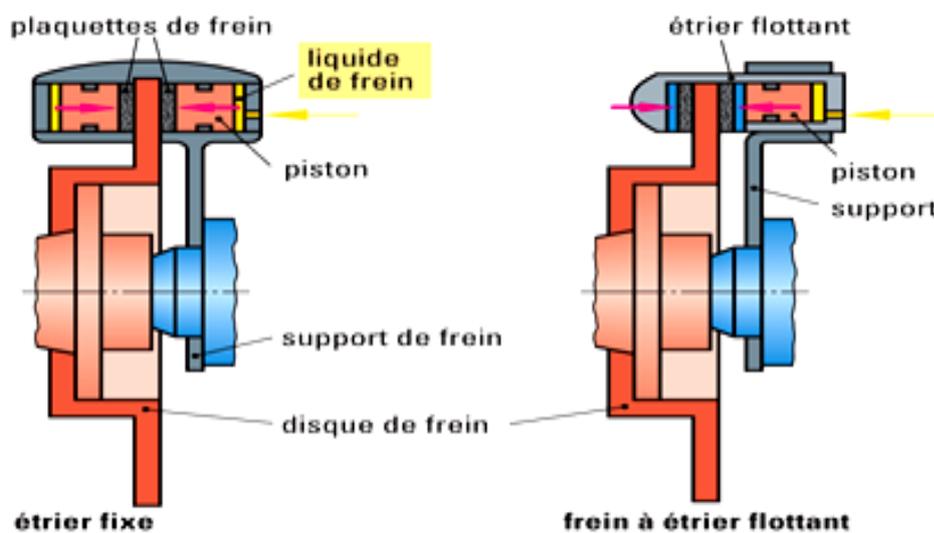


Fig. 10 : Frein à disque à étrier fixe ou flottant.

2.5.3 Les systèmes de freinage à commande hydraulique

Les systèmes de freinage à commande hydraulique, appliquée principalement, au dispositif de freinage principal, sont constitués des éléments suivants :

- Un réservoir de liquide
- Le dispositif de freinage qui peut être à tambour ou à disque.

- Le maître-cylindre : il transforme l'action mécanique du conducteur sur la pédale en une pression hydraulique qui agit sur les cylindres récepteurs.
- Le système de distribution hydraulique : achemine le liquide vers les récepteurs.

2.5.3.1 Principe de fonctionnement

La figure.11 montre le schéma de fonctionnement des freins hydrauliques à tambour universellement utilisés aujourd'hui. Pour s'arrêter, il faut écarter les mâchoires venant frotter à l'intérieur d'un tambour relié à la Roue. Ceci est obtenu grâce aux deux petits pistons, situés à la partie supérieure du plateau, entre lesquels on envoie du liquide sous pression C'est la pédale de frein, en actionnant le piston du maître-cylindre, qui envoie le liquide sous pression vers le cylindre récepteur fixé sur le plateau [5].

Le principe du frein hydraulique fut inventé en 1858 par le Britannique William Froude.

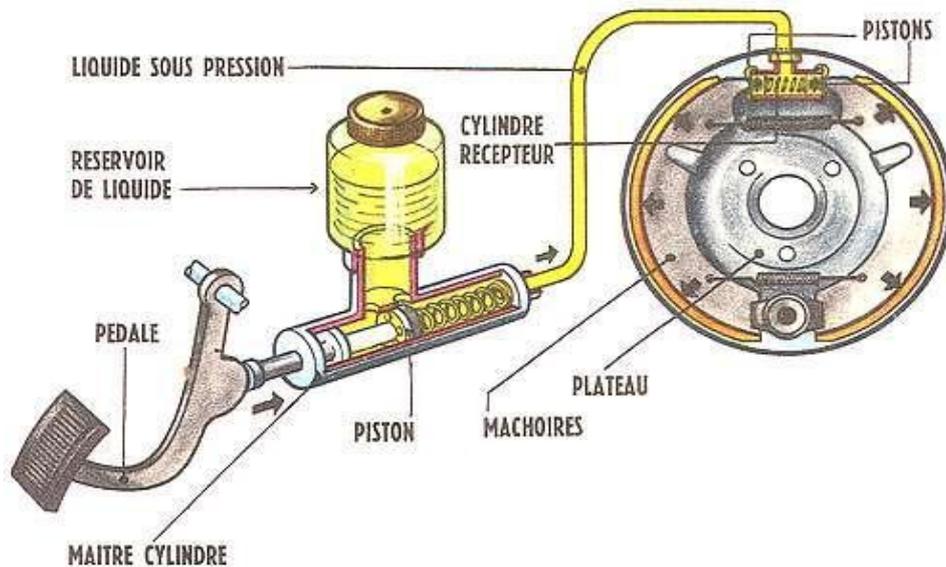


Fig. 11 : Fonctionnement du système de freinage hydraulique [5].

2.5.4 Système de freinage à commande pneumatique

Le système de freinage à air comprimé est le système dont est équipé le bus SAFIR. Il est généralement utilisé sur des camions, des cars et autobus. Les freins à air des bus sont soit des freins à tambour, soit des freins à disque. Le système se compose du frein de service, du frein de stationnement, d'une pédale de commande, d'un compresseur qui est entraîné par le moteur et d'un réservoir de stockage de l'air comprimé.

Les systèmes de freinage pneumatiques sont composés des éléments principaux suivants :

- Un compresseur d'air munis d'un régulateur pour le contrôle de la pression.
- Un réservoir pour emmagasiner l'air comprimé.

- Un dispositif d'assèchement de l'air.
- Une valve de protection pour garantir la pression dans les circuits.
- Une commande au pied pour régler l'arrivée de l'air comprimé du réservoir au moment du freinage.
- Des cylindres de frein et des régulateurs de jeu pour communiquer la force exercée par l'air comprimé à la timonerie mécanique.
- Des segments de frein munis des garnitures appuyant sur des tambours ou des disques ce qui produit des frottements qui entraînent l'arrêt du véhicule.

2.5.5 Principe de fonctionnement

Le compresseur pompe l'air et l'envoie dans le réservoir, qui est protégé contre les surpressions par une soupape de sûreté. Le régulateur surveille la pression du réservoir en régulant le compresseur. L'air comprimé du réservoir parvient à la commande au pied par l'orifice situé au bas de la commande. Dès que le conducteur enfonce la pédale, l'air comprimé s'écoule vers les cylindres de frein avant et arrière du véhicule. Le déplacement des tiges de poussée des cylindres de frein entraîne celui des régulateurs de jeu, ce qui provoque la rotation des cames en S qui appuient les segments contre le tambour. Le frottement ainsi créé entraîne l'arrêt du véhicule.

Lorsque le conducteur relâche la pédale, l'air qui se trouve dans le cylindre de frein est évacué par cette commande, ce qui provoque le desserrage des freins. Pour assurer le bon fonctionnement et l'efficacité du système de freinage, d'autres clapets et valves sont nécessaires. Pour empêcher l'air de retourner des réservoirs dans le compresseur, on utilise un clapet de non-retour. Ce dispositif ne permet le passage de l'air que dans un sens. Lorsque la pression à l'orifice d'admission est supérieure à la tension du ressort, la bille du clapet, ou le disque, se soulève de son siège et laisse passer l'air vers l'orifice d'échappement. Lorsque la pression du côté échappement est supérieure à la pression d'admission, la bille, sous l'effet de la pression et du ressort, reprend sa position sur le siège, empêchant ainsi l'air de passer en sens inverse dans le clapet.

2.6 Limites et défaillance des systèmes de freinage conventionnels

Dans un système de freinage conventionnel, lors d'un freinage d'urgence, la force importante appliquée à la pédale de frein entraîne souvent un blocage des roues. Un des aspects les plus dangereux du blocage des roues est la perte de contrôle directionnel qui en résulte. Lorsque les roues cessent de tourner, le conducteur n'a plus aucun contrôle sur la trajectoire du véhicule. Le véhicule glisse ce qui engendre une augmentation de la distance de freinage et une perte de stabilité. Le plus dramatique c'est qu'il empêche le conducteur à pouvoir modifier sa direction pour éviter tout objet vers lequel il se dirige.

2.7 La solution A.B.S

La fonction première du système ABS est de prévenir le blocage des roues lors d'un freinage d'urgence. Ces principaux avantages sont une meilleure stabilité et un meilleur contrôle du véhicule lors d'un freinage dans toutes les conditions d'adhérences sur routes humides, meubles,...ets.

Le système antiblocage ABS permet de diminuer le glissement des roues lors du freinage, améliorant ainsi la capacité de freinage et le contrôle de la direction du véhicule. Dans plusieurs situations, il permet de réduire les dérapages qui surviennent lors d'un changement de voie ou lors d'une manœuvre évasive. De ce fait, ce système permet de pallier à un certain nombre de carences. Aucun conducteur n'est réellement parfait, encore moins de façon permanente et durable. L'inattention et les erreurs de jugement sont des défauts typiquement humains. C'est pourquoi dans les situations d'urgence, le dispositif antiblocage joue un rôle déterminant. En effet, le système permet de décharger l'homme du dosage instinctif du freinage et de transférer cette action décisive au dispositif ABS.

Les premiers dispositifs antiblocages ABS sont apparus à la fin des années 1960, mais la commercialisation de ces équipements a débuté en 1980. Actuellement, ce système est proposé en série par la majorité des marques de constructeurs de véhicules [4].

2.8 Description du système A.B.S

Le système de frein antiblocage (ABS) est un dispositif de régulation du système de freinage qui empêche le blocage des roues au freinage tout en maintenant la dirigeabilité et la stabilité directionnelle du véhicule. C'est un équipement de sécurité active composé principalement des éléments suivants :

- Un capteur de vitesse
- Une roue dentée ou couronne.
- Un boîtier de commande électronique ECU.
- Des valves de modulation de pression.

2.8.1 Le capteur de vitesse A.B.S

Le capteur consiste en fait en un aimant permanent en forme de bâtonnet sur lequel est enroulée une bobine. Il est installé de sorte que son extrémité soit très près de la couronne. Il transmet de façon continue les informations sur la vitesse de rotation de la roue à l'unité de commande électronique.



Fig. 12 : Capteur

Chaque fois qu'une dent de la couronne s'approche et s'éloigne du capteur, un signal est transmis à l'ECU.

2.8.2 La roue dentée (couronne)

La roue dentée est souvent solidaire du moyeu de la roue de véhicule. La rotation de la roue de véhicule induit une tension alternative dans le capteur et l'unité de commande électronique calcule la vitesse de roue à partir de la fréquence de cette tension alternative.

Pour les autobus moyens ou lourds et les remorques la roue dentée possède 100 dents chez KNORR.

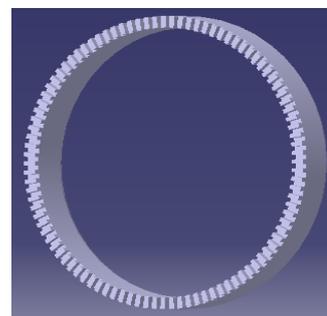


Fig. 13 : Couronne.

2.8.3 Boîtier de commande électronique E.C.U

Le boîtier électronique de commande est le cerveau du système ABS. Il reçoit les informations fournies par les capteurs de vitesse et transmet des signaux aux modulateurs. Le boîtier électronique de commande peut être monté en cabine ou sur le cadre de châssis du véhicule. Il est composé de quatre microprocesseurs qui ont pour plusieurs fonctions :



Fig.14 : Unité de commande électronique.

- Traiter toutes les informations que les capteurs de roues transmettent. Deux de ces microprocesseurs assurent la sécurité du système les deux autres vérifient de façon continue la vitesse de rotation des roues.
- Calculer la vitesse de chacune des roues et plus particulièrement leur décélération. Si une roue est sur le point de bloquer, **ECU** relâche et applique les freins par l'entremise d'un modulateur antiblocage plusieurs fois à la seconde pour empêcher cette dernière de bloquer.
- Commander et régler la pression d'air dans les récepteurs de freinage afin de contrôler le freinage et d'empêcher le blocage des roues.
- S'auto diagnostiquer. Si une anomalie est détectée le système est désactivé et le système de freinage continue de fonctionner de façon conventionnelle.
- Désactiver le système de freinage A.B.S lorsque le véhicule atteint 5 km/h et moins pour permettre à ce dernier de s'immobiliser.
- Contrôler le modulateur d'antiblocage.

Dans un système ABS moderne, l'ECU et les unités hydrauliques sont intégrées. Bien que leurs fonctions soient différentes, elles sont physiquement en une seule unité.

L'ECU surveille constamment pour détecter tout signe de décélération rapide d'une roue, une indication qu'elle s'apprête à bloquer.

Si une roue s'apprête à bloquer, l'ECU commande à l'unité électronique concernée de pomper son frein jusqu'à ce qu'elle se remette à tourner normalement.

2.8.4 Modulateur antiblocage

Le modulateur A.B.S, commandé par l'ECU, règle la pression d'air dans les récepteurs afin de contrôler le freinage et d'empêcher les roue de bloquer.

Le modulateur avec valve relais intégrée est utilisé sur des autobus équipés de l'ABS et sert à commander la pression de freinage sur un ou plusieurs cylindres. Dans un système de freinage à air comprimé sur autobus, hors sollicitation de l'ABS, la valve modulatrice relais agit en tant que valve relais conventionnelle et, en réponse à un signal de pression de commande, accélère les applications du frein par un contrôle rapide et précis de grands volumes d'air.

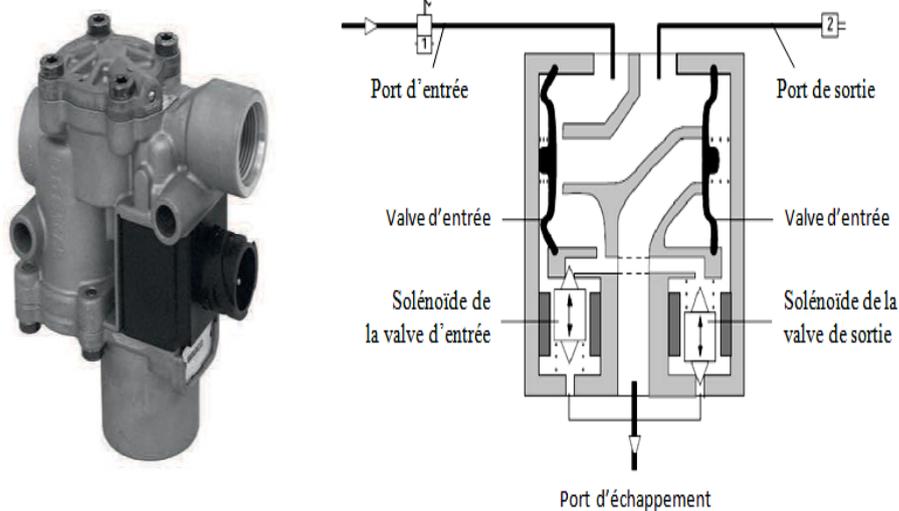


Fig. 15 : Valve de modulation de pression.

Toutefois, si au cours du freinage, l'ECU du système de freinage ABS détecte qu'une roue décélère trop rapidement et qu'un blocage de roue est imminent, elle envoie des signaux électriques à la valve modulatrice relais qui commande la roue concernée. La valve modulatrice module alors rapidement la pression de freinage entre les 3 états, « échappement », « maintien », et « application », et ce tant que le risque de blocage de la roue n'est pas écarté. La valve modulatrice relais est disponible à la fois en version relais à circuit unique et à deux circuits. La valve relais à deux circuits utilise un signal simple et un raccord d'alimentation avec des orifices de sortie commandés indépendamment par leurs modulateurs respectifs [6].

2.9 Principe de fonctionnement du système A.B.S

Les systèmes antibloques (ABS) ne sont pas tous configurés de la même façon. Certains préviennent le blocage des quatre roues, tandis que d'autres empêchent uniquement le blocage des roues arrières. Tous les systèmes ABS fonctionnent toutefois en surveillant la vitesse des roues et, si un blocage potentiel d'une roue est détecté, le dispositif se met à fonctionner en appliquant et en relâchant rapidement le frein de cette roue. En fait, le système ABS applique la technique de « pompage des freins » qui était enseignée aux conducteurs avant le développement de la technologie de prévention du blocage des roues. La différence, c'est que le système ABS est capable de détecter un blocage potentiel de roue et de s'attaquer au problème plus rapidement et plus efficacement que le conducteur pourrait le faire. Tous les systèmes ABS font fonctionner les trois principaux composants (capteur, unité de commande et la valve de modulation) en même temps.

Le système ABS fonctionne à l'aide de capteurs qui permettent de mesurer les vitesses de rotation des roues. Ces capteurs transmettent, de façon continue, un signal à un calculateur qui analyse le mouvement relatif de chacune des roues et active les valves de freins pressurant ainsi les chambres de freins. Lorsque le blocage potentiel d'une roue est détecté par le calculateur, celui-ci est analysé et la pression est immédiatement relâchée dans la chambre de freins, de manière à éviter le blocage de la roue. Ce cycle s'effectue plusieurs fois par seconde.

Dans un véhicule muni de frein A.B.S, le conducteur freine normalement. Lorsque le système A.B.S se met en marche, le conducteur ne doit pas relâcher la pression exercée sur la pédale. Il faut éviter de pomper sur la pédale de frein car le système serre et desserre les freins jusqu'à cinq fois par seconde, ce qui dépasse ce que le conducteur peut accomplir en les pompant. Donc pour que le système fonctionne à son meilleur, le conducteur doit appuyer sur la pédale de frein et la maintenir ainsi, ce qui permettra au système A.B.S de contrôler la pression de freinage de chaque roue.

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. Un témoin (voyant ou lampe témoin) permet au conducteur de connaître l'état du système ABS. Ce témoin sert également à afficher les codes clignotants de diagnostic.

2.10 Description et caractéristiques du dispositif A.B.S « WABCO »

Le système de freins antiblocage (ABS) de Meritor 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. Il mesure en tout temps la vitesse de rotation 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 dirigeabilité 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.

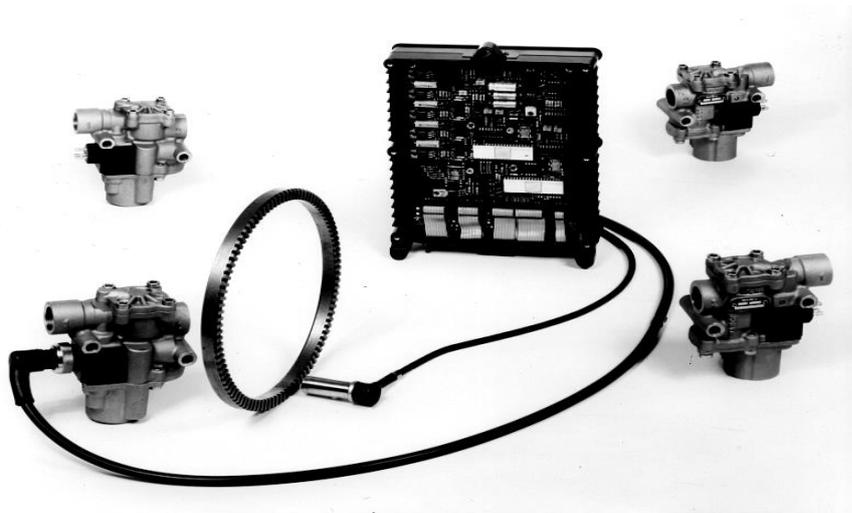


Fig.16 : Le système ABS WABCO

2.10.1 Caractéristiques de la couronne

La couronne du dispositif ABS WABCO est en acier allié cémentation 16 Mn Cr 5. Sa forme géométrique est un anneau dont les dimensions sont :

Diamètre extérieur : $D_e = 179$ mm
Diamètre intérieur : $D_i = 165$ mm
Epaisseur : $e = 15$

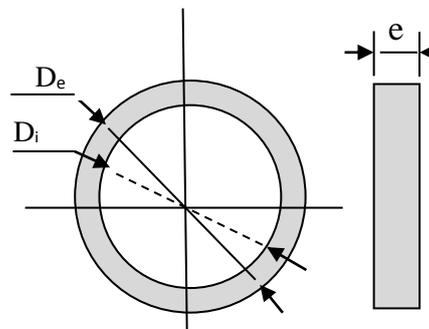


Fig.17-a : Dimensions de la couronne.

2.10.2 Caractéristiques du capteur

Les dimensions principales du capteur qui serviront pour son montage dans le système de roulement de l'essieu avant du bus SAFIR sont représentées sur la figure ci-contre. Le capteur ABS est souvent fourni avec bague (douille) qui s'ajuste sur la partie longue du capteur pour le protéger pendant le montage. Son diamètre extérieur est de 18mm.

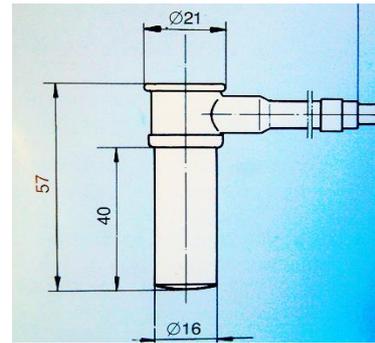
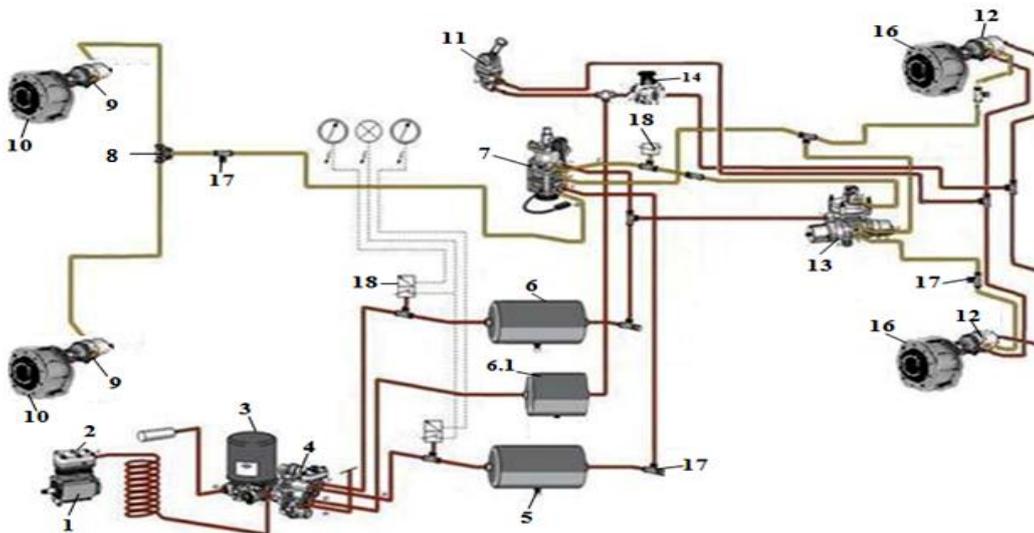


Fig.17-b : Dimensions du capteur.

2.11 Système de freinage du bus SAFIR

Le bus SAFIR est muni d'un système de freinage pneumatique à tambour à double circuits indépendants (Système de freinage pneumatique conventionnel) qui comprend trois circuits principaux : le circuit d'alimentation du système de freinage, le circuit de freinage de service de l'essieu avant et le circuit de freinage de service des essieux arrière. À ces circuits viendront se greffer le circuit du système de freinage de stationnement et de secours. La figure.13 présente l'architecture et les différents dispositifs de freinage monté sur le bus SAFIR.



1	Compresseur.	9	Récepteur de freinage.
2	Régulateur de pression.	10	Frein à tambour avant.
3	Dessiccateur d'air.	11	Robinet de frein à main.
4	Valve de pression à 4 circuits.	12	Récepteur de freinage.
5	Soupape de vidange.	13	Valve relais.
6	Réservoir avant et arrière.	14	Bouton poussoir.
6.1	Réservoir de secours.	16	Frein à tambour arrière.
7	Pédale de frein.	17	Clapets anti-retour.
8	Valve de décharge rapide.	18	Capteur de pression.

Fig.18 : Descriptif général du système de freinage conventionnel de bus SAFIR.

2.11.1 Circuit d'alimentation d'air (remplissage d'air)

L'air comprimé passe du compresseur d'air (1) à l'épurateur d'air (3), puis l'air est ensuite dirigé vers les réservoirs (6) et (6.1) (avant, arrière et de secours) par le biais de la valve de protection à 4 circuits (4) où il est emmagasiné (avec son énergie) jusqu'au moment de son utilisation. Le compresseur d'air (1) comprime ou cesse de comprimer selon les signaux envoyés par le régulateur de pression (2). Le dessiccateur (épurateur) d'air (3) évacue l'humidité et les saletés accumulées pendant la phase de repos du compresseur d'air. Une soupape de sûreté pré ajustée et un robinet de purge (5) complètent l'équipement du circuit d'alimentation.

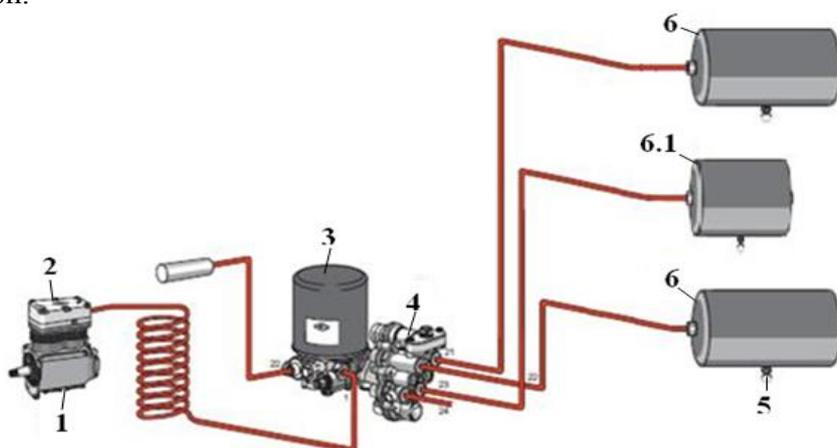


Fig. 19 : Schéma du remplissage des réservoirs.

2.11.2 Circuit de freinage de service avant

L'air quitte le réservoir de service (6) du circuit de l'essieu avant et se dirige ensuite jusqu'à l'entrée de la pédale de frein (7). L'air y est retenu, prêt à être utilisé lorsque le conducteur actionnera la pédale de frein (7). Lorsque celle-ci est actionnée par le conducteur, l'air se dirige vers les récepteurs de freinage (9) et actionne les leviers. Lorsque le conducteur relâche les freins, la pédale de frein (7) coupe l'alimentation en air en provenance du réservoir de service de l'essieu avant.

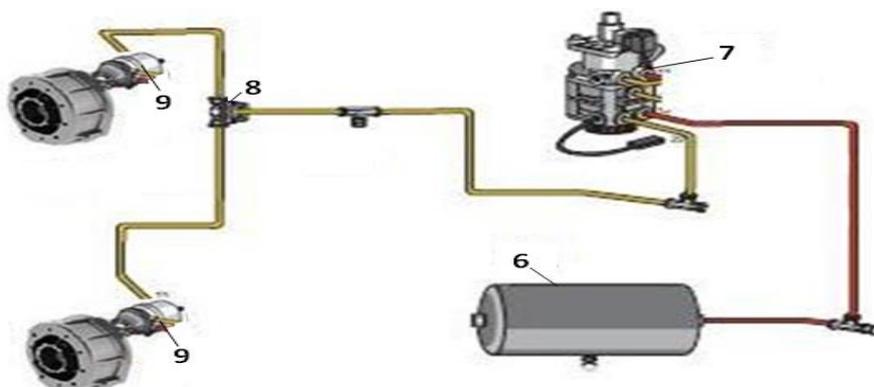


Fig. 20 : Schéma du circuit de freinage de service avant.

L'air est ensuite évacué des récepteurs de freinage (9) sous l'effet des ressorts de rappel et expulsé par la valve de décharge rapide (8). Les tiges et leviers retournent à leur position de départ, ce qui a pour effet de libérer la roue. Le véhicule peut à nouveau se déplacer librement.

2.11.3 Circuit de freinage de service arrière

Comme pour l'essieu avant, l'air quitte le réservoir de service du circuit de l'essieu arrière (6) ensuite se dirige simultanément à la pédale de frein (7) et à une valve relais (13) en voici la raison: Généralement, la pédale de frein (7) est située plus près de l'essieu avant que de l'essieu arrière du véhicule. Donc, plus que la distance entre les récepteurs de freinage (12) et la pédale de frein (7) est grande, plus que le temps de réaction des freins de l'essieu arrière sera long.

Pour remédier à ce problème sur des véhicules ayant de longs empattements généralement est installée une valve relais (13) sur l'essieu arrière. Celle-ci (13) est branchée simultanément au réservoir de service de l'essieu arrière par une canalisation de grand diamètre et au robinet de frein à main (11) par une canalisation qui devient une canalisation de commande. L'air est retenu à la pédale de frein (7) prêt à être utilisé. Lorsque le conducteur actionne le robinet de frein à main (11), la pression s'établit dans la canalisation de commande jusque dans la partie supérieure de la valve relais (13); ce qui entraîne l'ouverture du relais permettant à l'air de passer directement du réservoir au récepteur de freinage (12) de l'essieu arrière et active les leviers réglables qui font appliquer les freins.

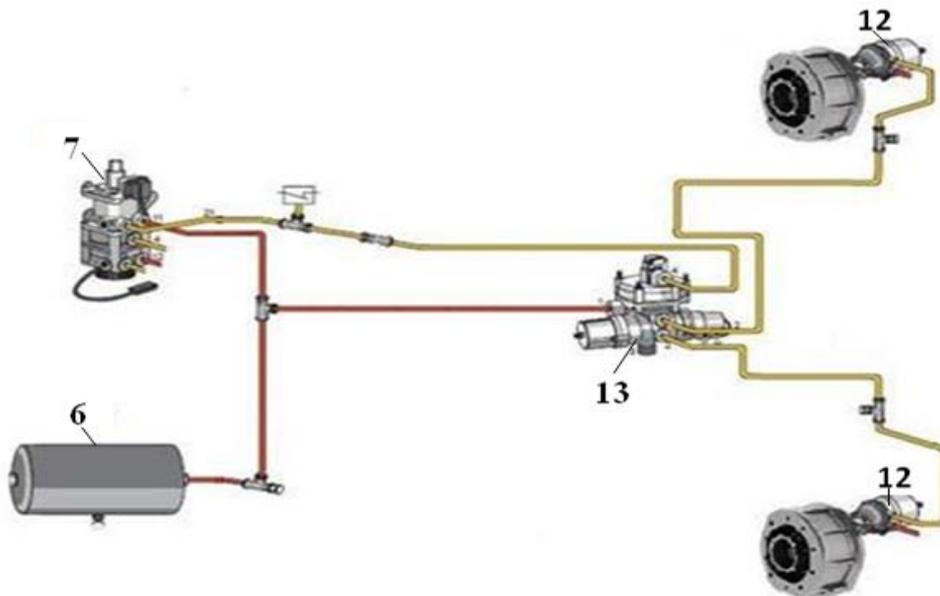


Fig.21 : Schéma du circuit de freinage de service arrière.

La pression de l'air qui est dirigé au récepteur de freinage (12) est déterminée par l'ouverture de la pédale de frein (7). Lorsque le conducteur relâche la pédale de frein (7), l'air qui actionnait la valve relais (13) est évacué; ce qui interrompt l'alimentation en air des récepteurs de freinage (12). Les ressorts de rappels des récepteurs de freinage déplacent les leviers réglables vers leur position initiale tout en expulsant l'air par l'orifice d'échappement de la valve relais, et les roues se libèrent.

2.11.4 Circuit du frein de stationnement et de secours

Par le même principe l'air quitte le réservoir de secours (6.1) en direction du robinet de frein à main (11) et du bouton poussoir (14) simultanément afin d'être dirigé vers les cylindres doubles.

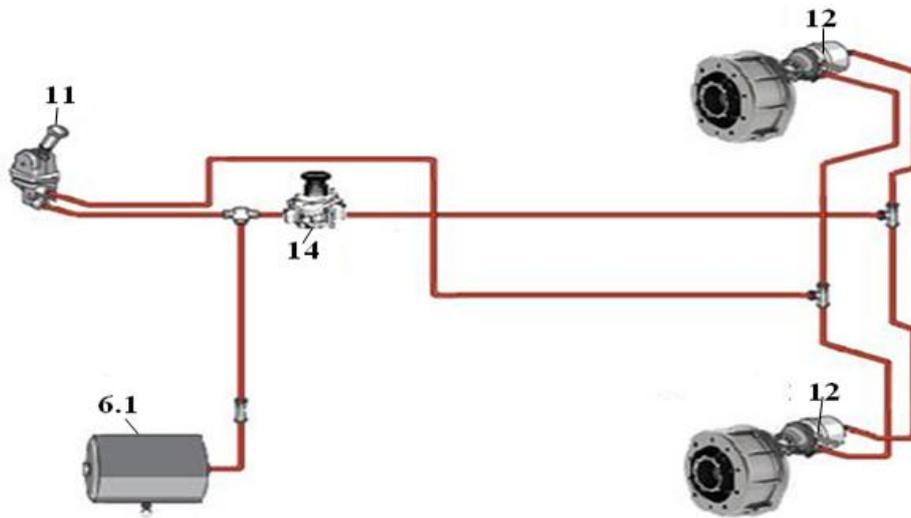


Fig.22 : Schéma du frein de stationnement et de secours.

Pour pouvoir circuler, le conducteur doit avant tout actionner le frein de service pour déverrouiller le frein de stationnement avec le bouton poussoir (14) il sera alors en « position route ».

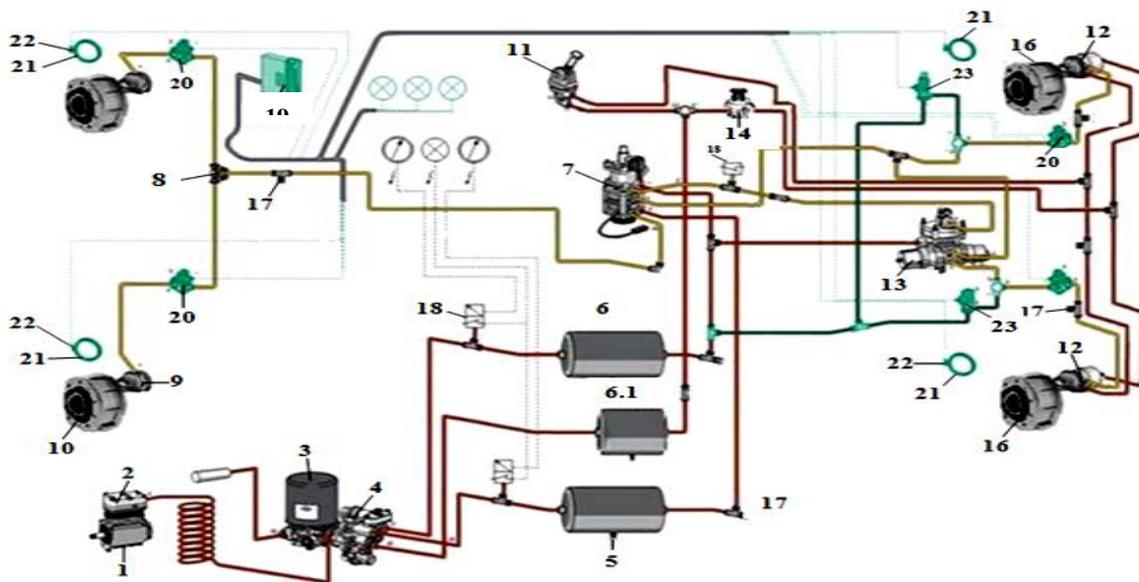
Pour l'utilisation de frein de secours, le conducteur utilisera le robinet de frein à main (11) qui permettra à l'air d'être conduit vers les cylindres frein qui actionneront les leviers réglables et qui en vont engendrer l'arrêt du véhicule. Pour le parcage le conducteur devra alors réalimenter les cylindres frein afin de verrouiller la tige tout en maintenant la pression d'air au frein de service, ce qui engendrera le blocage des roues [6].

3 Adaptation du dispositif ABS: solution technologique

L'intégration du dispositif antiblocage (Fig.16) dans le système de freinage du bus SAFIR comprend deux parties. La première consiste en la mise en place de l'unité de commande et l'insertion des valves de modulation de pression dans le circuit de freinage de l'autocar. Ces dernières doivent être raccordées au circuit de freinage pneumatique de façon à permettre de réguler les pressions dans les cylindre roue des freins à tambour, tandis que l'unité de commande doit être intégrée sur le bus avec un dispositif de protection. La deuxième partie, que nous traitons dans ce chapitre, concerne l'adaptation des couronnes et des capteurs dans les systèmes de roulement au niveau des roues.

3.1 Le système de freinage du bus SAFIR muni d'un dispositif A.B.S

Sur la figure.23 ci-dessous est présenté le schéma complet d'un système de freinage pneumatique muni de dispositif A.B.S. Il montre bien le schéma qui regroupe les quatre parties des circuits (avant, arrière, de secours et de remplissage).



- | | |
|-----------------------------------|----------------------------------------|
| 1 Compresseur. | 12 Récepteur de freinage. |
| 2 Régulateur de pression. | 13 Valve relais. |
| 3 Dessiccateur d'air. | 14 Bouton poussoir. |
| 4 Valve de pression à 4 circuits. | 16 Frein à tambour arrière. |
| 5 Soupape de vidange. | 17 Clapets anti-retour. |
| 6 Réservoir avant et arrière. | 18 Capteur de pression. |
| 6.1 Réservoir de secours. | 19 Unité de commande électronique ECU. |
| 7 Pédale de frein. | 20 Valve de modulation. |
| 8 Valve de décharge rapide. | 21 Roue dentée. |
| 9 Récepteur de freinage. | 22 Capteur de roue. |
| 10 Frein à tambour avant. | 23 Valve électromagnétique simple. |
| 11 Robinet de frein à main. | |

Fig. 23 : Système de freinage pneumatique muni de dispositif ABS

3.2 Schéma d'installation du système A.B.S sur le bus SAFIR

La figure.24 illustre la configuration de l'installation de l'ABS sur le bus SAFIR (véhicule à 2 axes). Quatre capteurs de vitesse de rotation et quatre valves de modulation de pression sont utilisés dans cette configuration. Les parties principales du système d'ABS sont les capteurs qui enregistrent la vitesse des roues, les valves de modulation de pression qui ajustent la pression dans les cylindres de freins des roues de la manière prescrite pendant la commande d'ABS, et l'unité de commande électronique (ECU) qui enclenche les valves de modulation de pression en traitant les signaux des capteurs de vitesses des roues.

Le capteur de roues (1), localisé très près de la roue dentée, il transmet, de façon continue, les informations sur la vitesse de rotation de la roue à l'unité de commande électronique (2). Chaque fois qu'une dent de la roue dentée s'approche et s'éloigne du capteur de roues (1), un signal est transmis à l'unité de commande électronique. Les signaux, ainsi émis, diminuent proportionnellement avec le ralentissement de la rotation de la roue.

1. Capteur de vitesse de roue.
2. Unité de commande électronique.
3. Valve de modulation de pression.
4. Lampe d'avertissement d'A.B.S.
5. Chambre de frein
6. Pédale de frein.

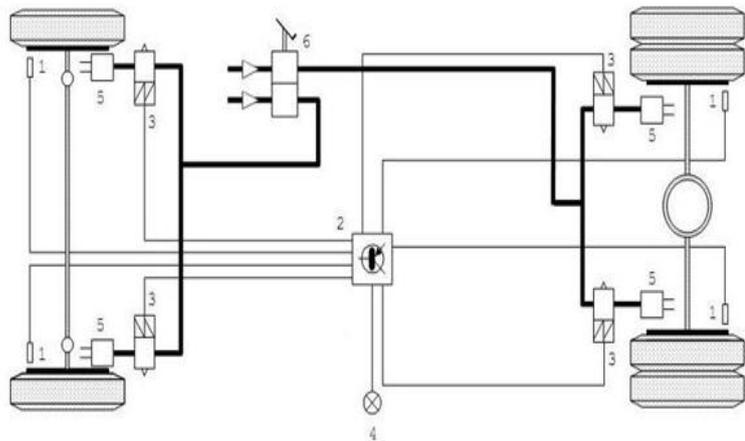


Fig. 24 : Schéma globale d'installation du système ABS.

3.3 Adaptation des couronnes et des capteurs

3.3.1 Contraintes technologiques

Le dispositif A.B.S WABCO est un dispositif conçu avec des dimensions bien définies qu'on ne peut pas changer ou modifier. Ce dispositif est destiné et commercialisé sous forme d'un ensemble complet de pièces (capteur, couronne, boîtier électronique de commande). Afin d'adapter ce système sur l'essieu rigide E4AX21 du bus SAFIR, plusieurs contraintes technologiques existent. Ces dernières consistent d'une part, en incompatibilité du système A.B.S pour être insérer directement dans le système de freinage de bus. D'autre part, la couronne doit être montée sur une pièce solidaire de la roue pour que le capteur puisse

mesurer la vitesse de rotation de cette dernière. Ainsi deux solutions technologiques s'imposent à nous :

- Concevoir et dimensionner un nouveau moyeu comportant des surfaces fonctionnelles pour une liaison avec la partie mécanique du système A.B.S, notamment la couronne ou un support pour la couronne.
- Créer des surfaces fonctionnelles par usinage et enlèvement de matière sur le moyeu.

L'analyse et la comparaison entre ces deux solutions nous a conduits à opter pour la deuxième solution qui est la moins couteuse. En effet, la première solution nécessite un redimensionnement du moyeu qui conduit par conséquent à la modification de toute la gamme de fabrication. Quant à la deuxième solution, elle n'engendre pas une modification complète du processus de fabrication de la pièce déjà existant. Toutefois certaines opérations permettant de créer des nouvelles surfaces fonctionnelles nécessaires pour le montage de la couronne doivent être introduites. De plus, ces nouvelles surfaces fonctionnelles créées, généralement, par enlèvements de matière, engendre des zones de fragilité qui exigent une vérification quant à la résistance aux sollicitations extérieures.

La solution consiste à créer une surface fonctionnelle sur le moyeu permettant la mise en place de la couronne et à réaliser un perçage sur l'ensemble frein destiné à recevoir le capteur de vitesse.

3.3.2 Montage de la couronne sur le moyeu

Le moyeu, monté sur le bus SAFIR, a une géométrie de révolution avec une face extérieure de forme conique dont le diamètre maximum est inférieur au diamètre intérieur de la couronne. Par conséquent, le montage de la couronne sur le moyeu nécessite une pièce intermédiaire qui assurera la liaison entre eux. Nous l'appellerons « support couronne ».

L'adaptation de la couronne ne doit gêner les opérations de maintenances du système de freinage. Le placement de la couronne dans la région de moyeu de roue étanche est autorisé mais pas nécessaire.

La couronne et le moyeu sont souvent assemblés avec un ajustement serré H8 s7. Pour le montage, parfois une chauffe de la couronne est effectuée pour une meilleure adaptation. Un battement axial de 0,2 mm est requis pour la couronne pour un meilleur fonctionnement du système couronne / capteur.

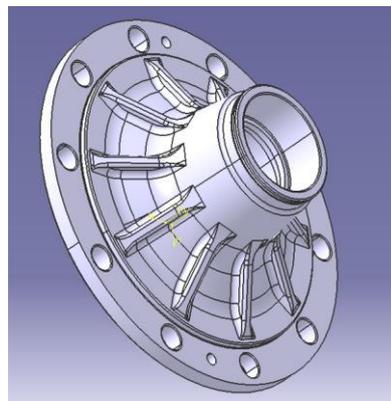


Fig.25 : Moyeu

3.3.3 Conception du support couronne

La fonction du support couronne est d'assurer la liaison entre le moyeu qui est solidaire de la roue et la couronne du dispositif ABS. Sa géométrie est conditionnée par celle du moyeu et celle de la couronne. Il doit avoir deux surfaces fonctionnelles. Une pour créer la liaison avec la couronne et l'autre pour son montage sur le moyeu. De ce fait, la forme la plus simple pour assurer ces fonctions est un disque annulaire avec un diamètre intérieur égal au diamètre de la surface fonctionnelle réalisée par usinage sur le moyeu. Et un diamètre extérieur égal au diamètre intérieur de la couronne.

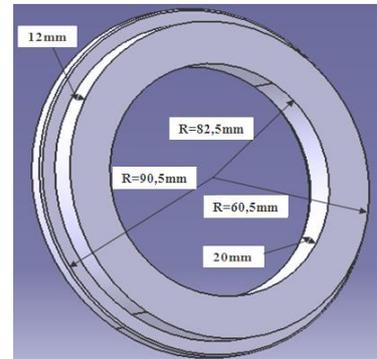


Fig.26 : Support couronne

Sur la figure. 26 est représenté la géométrie du support couronne. Il est réalisé en fonte grise sphéroïdale, obtenue par procédé de moulage.

3.4 Choix de la liaison avec le moyeu

Pour le montage du support couronne sur le moyeu nous avons opté pour une liaison par emmanchement forcé ou frettage. Cette liaison de type encastrement permet de transmettre des couples très importants entre les pièces. L'avantage de ce type de liaison, dans notre cas, est d'éviter l'utilisation des clavettes ou goupilles nécessitant des logements qui engendrent des zones de fragilité.

Afin de réaliser la liaison entre le moyeu et la couronne, un enlèvement de matière sur une longueur de 38,7mm et un diamètre de 121mm est effectué sur le moyeu. Ceci est défini en fonction des contraintes imposées par la géométrie du moyeu et la longueur du capteur.

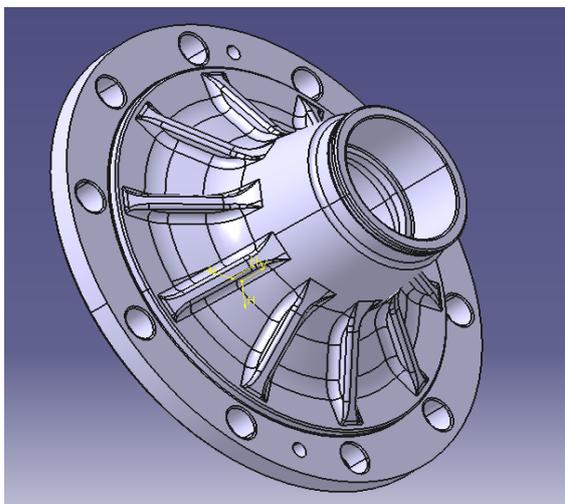


Fig.27a : Moyeu original

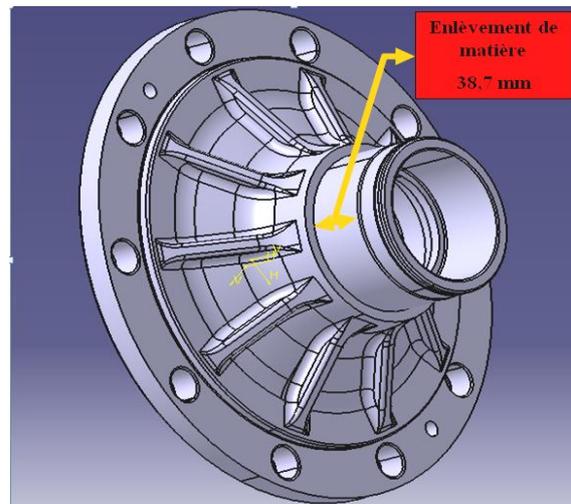


Fig.27b : Moyeu modifié

3.5 Dimensionnement de la liaison entre le moyeu et le support couronne

La liaison par emmanchement forcé ou frettage est une liaison rigide qui permet d'empêcher tout mouvement relatif entre le moyeu et le support couronne. Ceci est assuré par la pression interne qui provient de l'interférence entre les diamètres des deux pièces. Avant le montage, le diamètre intérieur du support couronne est plus faible que le diamètre extérieur du moyeu. Le montage se fait à l'aide de la presse. De ce fait, le dimensionnement d'une liaison par emmanchement revient à déterminer le serrage nécessaire pour assurer l'adhérence autrement dit de déterminer l'ajustement nécessaire permettant de laisser la liaison encastrement intact dans toutes les conditions de fonctionnement.

3.5.1 Calcul de l'ajustement nécessaire à assurer l'adhérence

Afin de déterminer l'ajustement nécessaire pour assurer la liaison d'encastrement entre le moyeu et le support couronne, il est nécessaire de connaître les efforts qui s'opposent aux efforts de serrage pendant le fonctionnement du système. Nous nous limitons au régime stationnaire de fonctionnement avec une vitesse constante qui correspond à la vitesse maximale du régime moteur. Ce qui revient à négliger les effets d'inertie dues à la rotation de l'ensemble.

3.5.1.1 Equilibre du système assemblé

Dans le cas de fonctionnement en régime stationnaire, c'est dire avec une vitesse de rotation constante, le support couronne se trouve sollicité à deux forces, la pression exercée par le moyeu au niveau de l'interface et la force centrifuge qui tend à dilater la couronne plus fortement que le moyeu. L'équilibre dynamique d'un élément de volume s'exprime dans un système de coordonnées cylindriques par:

$$\nabla\sigma = \rho\gamma \quad (4)$$

Dans la direction radiale :

$$\frac{\partial\sigma_r}{\partial r} + \frac{\sigma_r + \sigma_\theta}{r} + \rho\omega^2 r = 0$$

Avec :

$$\gamma_r = \rho \frac{V^2}{r} = \omega^2 r$$

ω : Vitesse de rotation du moyeu

ρ : Masse volumique de la fonte

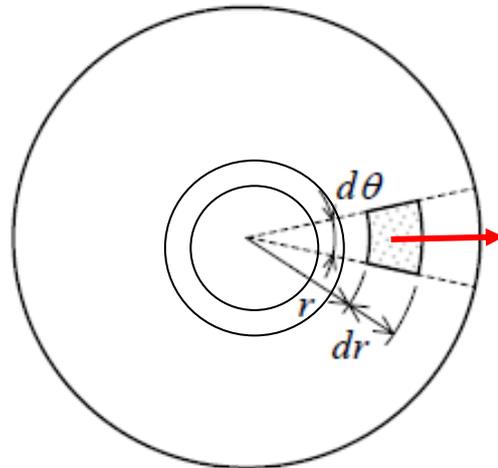


Fig.28 : Equilibre dynamique

En tenant compte des conditions aux limites ($\sigma_a = \sigma_c = 0$), les contraintes radiales et tangentielles sont données par l'équation (7):

$$\sigma_r = \frac{3 + \nu}{8} \rho \omega^2 c^2 \left[\left(\frac{a}{c} \right)^2 + 1 - \left(\frac{r}{c} \right)^2 - \left(\frac{a}{r} \right)^2 \right] \quad (7)$$

$$\sigma_\theta = \frac{3 + \nu}{8} \rho \omega^2 c^2 \left[\left(\frac{a}{c} \right)^2 + 1 - \frac{1 + 3\nu}{3 + \nu} \left(\frac{r}{c} \right)^2 - \left(\frac{a}{r} \right)^2 \right]$$

A l'interface entre le moyeu et le support couronne la perte de pression due à la force centrifuge est :

$$\sigma_b = \frac{3 + \nu_2}{8} \rho \omega^2 c^2 \left[\left(\frac{a}{c} \right)^2 + 1 - \left(\frac{b}{c} \right)^2 - \left(\frac{a}{b} \right)^2 \right] \quad (8)$$

Cette contrainte qui s'exerce à la surface commune au moyeu et la couronne tend à diminuer la pression de serrage généré par l'emmanchement forcé. Ainsi pour un fonctionnement correct du système il faut que la pression de serrage soit supérieure à la contrainte générée par la force centrifuge. C'est la pression minimale de serrage nécessaire pour le bon fonctionnement du système.

$$q \geq \sigma_b \quad (9)$$

Par ailleurs, la théorie des parois cylindriques épaisses, développée par Lamé et Clapeyron puis généralisée par Timoshenko [7] permet de calculer la pression de serrage q en fonction des caractéristiques géométriques. Elle est à la base des règles de calcul des assemblages par adhérence fondée sur les hypothèses que les deux pièces ont des géométries parfaites, subissant des petites déformations, constituées de matériaux homogènes et isotropes, subissant des sollicitations uniformes, possédant des surfaces parfaitement polies. Elle est donnée par:

$$q = \frac{\delta}{b \left(\frac{1}{E_2} \left(\frac{b^2 + c^2}{c^2 - b^2} + \nu_2 \right) + \frac{1}{E_1} \left(\frac{a^2 + b^2}{b^2 - a^2} - \nu_1 \right) \right)} \quad (10a)$$

a : Rayon intérieur du moyeu

b : Rayon extérieur du moyeu après montage

- c : Rayon extérieur du support couronne
- E_1 : Module de Young du moyeu
- E_2 : Module de Young du support couronne
- ν_1 : Coefficient de Poisson du moyeu
- ν_2 : Coefficient de Poisson du support couronne
- δ : Taux de frettage égal à la différence entre les diamètres du moyeu et celui du support couronne.

$$\delta = d_m - d_{sc}$$

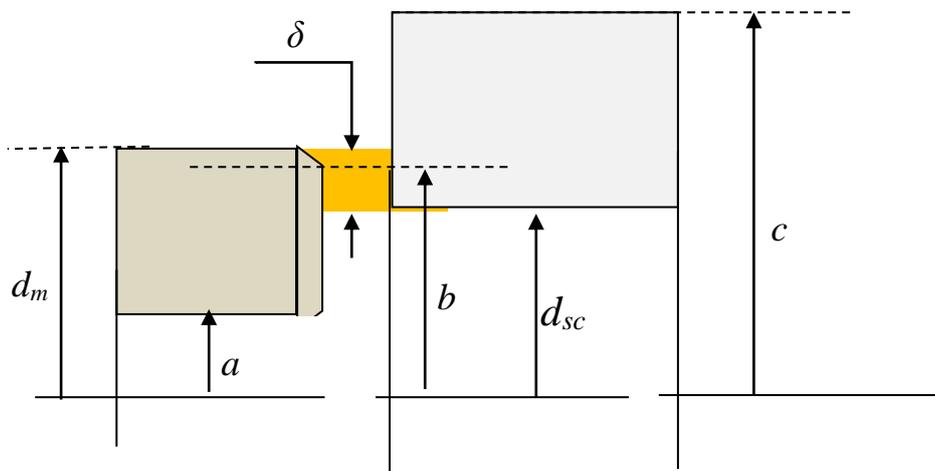


Fig.29 : Interférence diamétrale.

Ceci conduit à :

$$\frac{\delta}{b \left(\frac{1}{E_2} \left(\frac{b^2 + c^2}{c^2 - b^2} + \nu_2 \right) + \frac{1}{E_1} \left(\frac{a^2 + b^2}{b^2 - a^2} - \nu_1 \right) \right)} \geq \frac{3 + \nu_2}{8} \rho \omega^2 c^2 \left[\left(\frac{a}{c} \right)^2 + 1 - \left(\frac{b}{c} \right)^2 - \left(\frac{a}{b} \right)^2 \right] \quad (10b)$$

L'interférence δ dépend alors de la vitesse de rotation et doit être supérieur à une certaine valeur pour qu'une adhérence suffisante soit maintenue pendant le fonctionnement.

3.5.1.2 Calcul de l'interférence minimale δ_{\min}

• Détermination de la vitesse de rotation du moyeu

$$\omega = \frac{2}{3.6D} V_{max}$$

$$\omega \cong 90 \text{ s}^{-1}$$

Désignation	symbole	valeur
Diamètre de la roue	D	946 mm
Masse volumique de la fonte	ρ	7200 kg/m ³
Diamètre intérieur du moyeu	a	100 mm
Diamètre extérieur du moyeu	dm	121 mm
Diamètre extérieur du support couronne	d_{sc}	181 mm
Module de Young de moyeu	E_1	115000MPa
Module de Young du support couronne	E_2	168000MPa
Coefficient de Poisson du moyeu	ν_1	0.28
Coefficient de Poisson du support couronne	ν_2	0.26
Résistance à la rupture du moyeu	R_{m1}	500MPa
Résistance à la rupture du support couronne	R_{m2}	380MPa
Vitesse maximale de roulement du bus	V_{max}	150 km /h

Tableau. 2 : caractéristique technique et géométriques

• **Détermination de la pression minimale théorique**

$$\sigma_b = \frac{3 + \nu_2}{8} \rho \omega^2 c^2 \left[\left(\frac{a}{c} \right)^2 + 1 - \left(\frac{b}{c} \right)^2 - \left(\frac{a}{b} \right)^2 \right]$$

À cette pression minimale correspond une interférence minimale théorique $\delta_{min,th}$ donnée par :

$$\delta_{min,th} = b \sigma_b \left(\frac{1}{E_2} \left(\frac{b^2 + c^2}{c^2 - b^2} + \nu_2 \right) + \frac{1}{E_1} \left(\frac{a^2 + b^2}{b^2 - a^2} - \nu_1 \right) \right)$$

$$\delta_{min,th} = 1.2 \mu m$$

Cette valeur doit être corrigée de la perte d'interférence due au tassement des aspérités.

Il faut bien noter, dans le cas des assemblages forcés comme l'emmanchement ou le frettage, l'état de surface de contact est très important dans le calcul des pressions de serrage et des interférences. Car les tassements plastiques des aspérités produits sous des fortes pressions auxquelles sont soumises engendrent des pertes d'interférence entre les pièces assemblées.

Cette perte est donnée par :

$$\Delta\delta = 2(R_{pa} + R_{pm})$$

Avec

$$R_p = \frac{1}{l} \int_0^l y dx$$

Est la profondeur moyenne de rugosité.

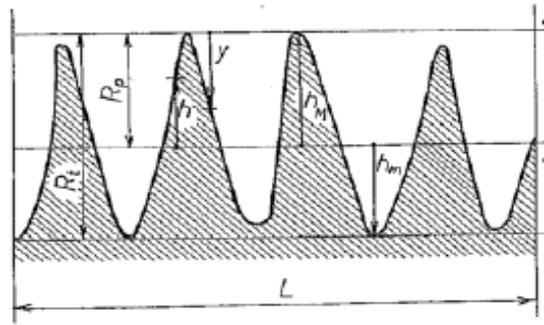


Fig. 30 : Tassement des aspérités

La valeur théorique de l'interférence doit être corrigée en tenant compte de ces pertes. La valeur réelle est :

$$\delta_{min} = \delta_{min,th} + \Delta\delta \quad (11)$$

Quelques valeurs de R_p en fonction de la qualité de finition sont données dans le tableau suivant établies par Niemann.

Procédé de fabrication	poli	finement rectifié	finement tourné	tourné
$R_p/\mu m$	0,5	1,25	2,5	5

Tableau 3 : Valeurs de R_p en fonction de la qualité de finition.

Dans notre cas les pièces sont usinées au tournage avec une finition correspondant à un R_p de $2.5\mu m$.

De (11), on obtient :

$$\delta_{min} = 11,2 \mu m$$

3.5.1.3 Calcul de l'interférence maximale δ_{max}

Cette interférence est limitée par la résistance limite de rupture de la pièce la plus critique dans l'assemblage. Dans notre cas c'est le support couronne en fonte grise qui est le plus critique. Il faut donc limiter les contraintes d'extension générées par le serrage forcé.

Les expressions des champs des contraintes qui règnent au sein du support couronne résultant de l'interférence, est obtenu en appliquant la théorie des parois cylindriques épaisses, développée par Lamé et Clapeyron. Elles sont données par :

$$\sigma_t(r) = \frac{a^2 q - b^2 q_0}{b^2 - a^2} + \frac{(q - q_0) b^2 a^2}{r^2 (b^2 - a^2)}$$

$$\sigma_r(r) = \frac{a^2 q - b^2 q_0}{b^2 - a^2} - \frac{(q - q_0) b^2 a^2}{r^2 (b^2 - a^2)}$$

où

q_0 : pression sur la surface extérieure du support couronne

q : pression sur la surface intérieure du support couronne

$$\sigma_{max} = q \frac{1 + \left(\frac{b}{c}\right)^2}{1 - \left(\frac{b}{c}\right)^2} \leq \frac{R_m}{s}$$

s est le coefficient de sécurité.

D'où

$$q_{max} = \frac{1 - \left(\frac{b}{c}\right)^2}{1 + \left(\frac{b}{c}\right)^2} \frac{R_m}{s}$$

Pour un coefficient de sécurité égale à 2 et une résistante maximale R_m égale à 380 MPa

$$q_{max} = 73 \text{ MPa}$$

L'interférence maximale est donnée par l'équation (9) :

$$\delta_{max} = b q_{max} \left(\frac{1}{E_2} \left(\frac{b^2 + c^2}{c^2 - b^2} + \nu_2 \right) + \frac{1}{E_1} \left(\frac{a^2 + b^2}{b^2 - a^2} - \nu_1 \right) \right)$$

$$\delta_{max} = 280 \text{ } \mu\text{m}$$

3.5.1.4 Choix de l'ajustement

Connaissant δ_{max} et δ_{min} , il faut trouver un ajustement permettant de respecter ces limites. L'alésage sera choisi d'un degré de tolérance $n = 8; 7$ ou 6 , par ordre de préférence. Le degré de tolérance de l'arbre sera alors $(n - 1)$.

La condition nécessaire pour le choix d'un ajustement est la suivante

$$IT + it \leq \delta_{min} - \delta_{max} \tag{12}$$

La règle est de choisir au premier pour le support couronne un ajustement H avec une qualité n la plus grande. Dans notre cas nous nous choisissons alors :

Le support couronne : **121H8**

Ecart supérieur (ES) : + 63 μm

Ecart inférieur (EI) : 0 μm

Le moyeu : **121s7**

Ecart supérieur (ES) = + 132 μm

Ecart inférieur (EI) = + 92 μm

Celui-ci satisfait parfaitement la condition (12), ce qui va donner :

$$\delta_{max} = 132 \mu\text{m}$$

$$\delta_{min} = 92 - 63 = 29 \mu\text{m}$$

3.6 Montage du capteur sur l'ensemble frein

L'ensemble frein monté sur le bus SAFIR est un produit du fournisseur KNOTT, conçu selon les caractéristiques du ce bus. Tel qu'illustré sur la figure 31, il contient les composantes de frein à tambour, notamment les garnitures, mâchoires, ressorts de rappel et il sert comme un support pour la fixation de la fusée.

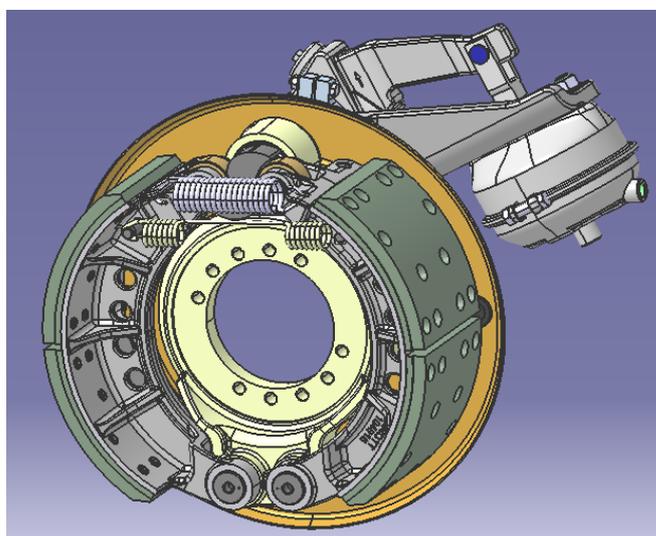
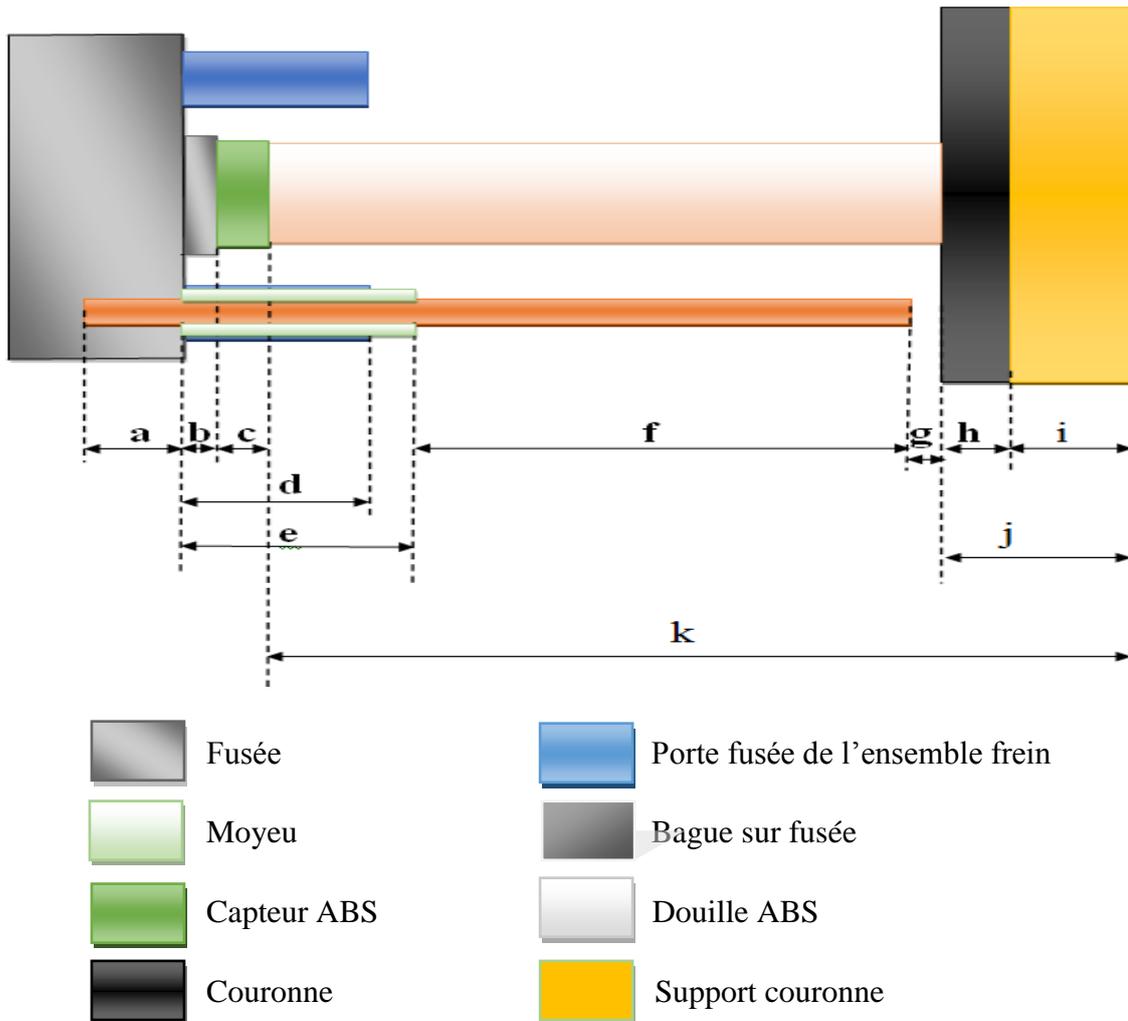


Fig. 31: Ensemble frein de bus SAFIR.

Le capteur doit être installé de sorte que son extrémité soit très près de la couronne, donc nous avons été obligé de trouver un endroit adéquat qui nous aide à faire ce montage. pour cela il faut gérer l'encombrement existant au niveau de la roue pour créer un vide permettant de satisfaire les conditions de l'installation du capteur.

La solution requise c'est de faire un perçage au niveau de l'ensemble frein, exactement au niveau du porte fusée (fig 33.b) pour assurer un bon positionnement du capteur et aussi sa protection, l'augmentation de la surface de blocage du capteur est imposée vu la longueur du capteur qui est importante par rapport à l'épaisseur du porte fusée, donc il nous faut une pièce intermédiaire que nous allons appeler douille A.B.S .

• **Chaine de côtes**



a	16 mm
b	0,5 mm
c	3 mm
d	22 mm
e	28 mm

f	13 mm
g	0,2 mm
h	3 mm
i	20 mm
j	23 mm
k	60,7 mm

Fig. 31a : chaine de côtes

3.7 La douille ABS

La douille A.B.S est une pièce intermédiaire pour le montage du capteur sur l'ensemble frein. Elle est conçue en fonction des dimensions du capteur de sorte qu'elle assure sa protection et son montage sur l'ensemble frein.

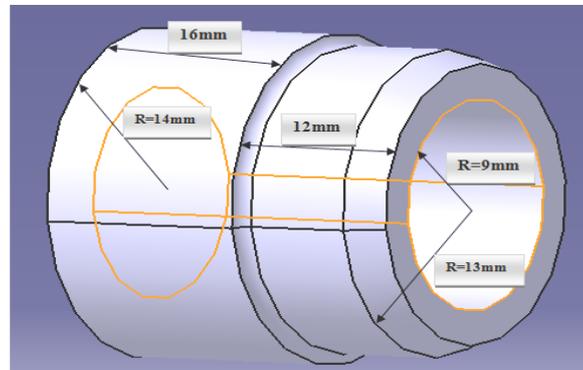


Fig.32 : Douille ABS

3.8 Montage de la douille A.B.S sur l'ensemble frein

Pour monter la douille A.B.S sur l'ensemble frein nous avons fait un perçage sur deux parties consécutives de diamètre 28 mm et 26 mm tel que représenté sur la Figure.33.b.

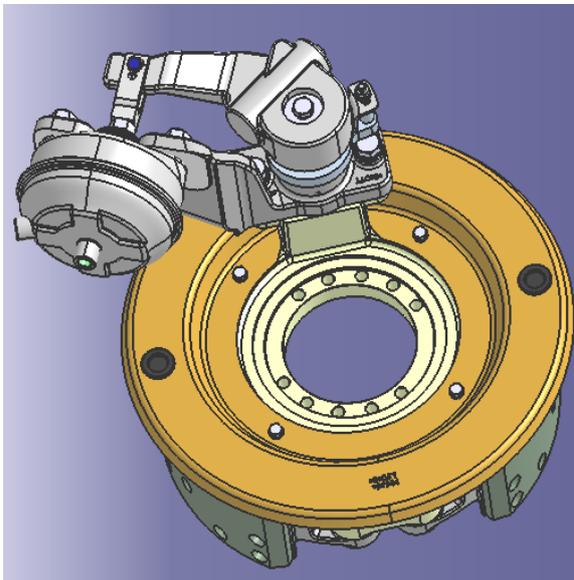


Fig.33.a: Ensemble frein avant le perçage.

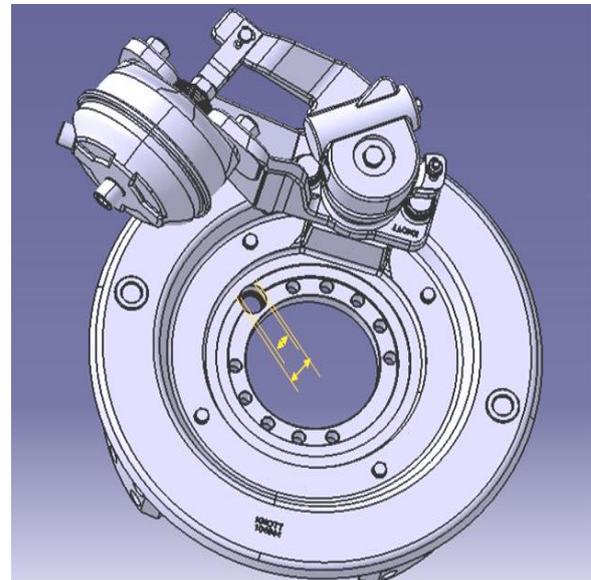


Fig.33.b : Ensemble frein après le perçage.

Afin d'assurer une liaison complète entre ces deux pièces et répondre aux exigences citées précédemment, le montage de la douille A.B.S sur l'ensemble frein est réalisé par emmenchement forcé.

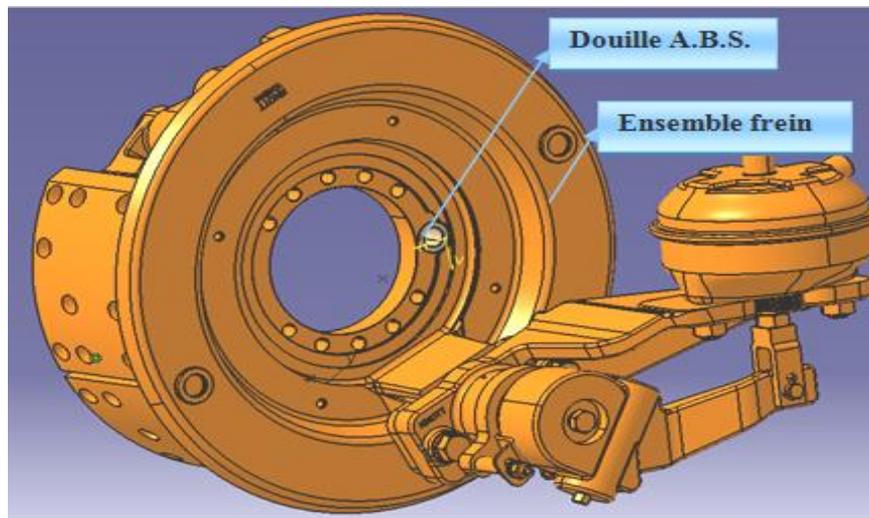


Fig.34 : Montage douille A.B.S sur l'ensemble frein.

3.9 Montage du capteur sur la douille A.B.S

Le capteur est monté sur la douille élastique qui assure un ajustement automatique entre la douille et le capteur. Aucun réglage n'est alors nécessaire.

Si l'entrefer subit accidentellement une modification, le chauffeur sera averti de la défaillance par le témoin sur le tableau de bord.

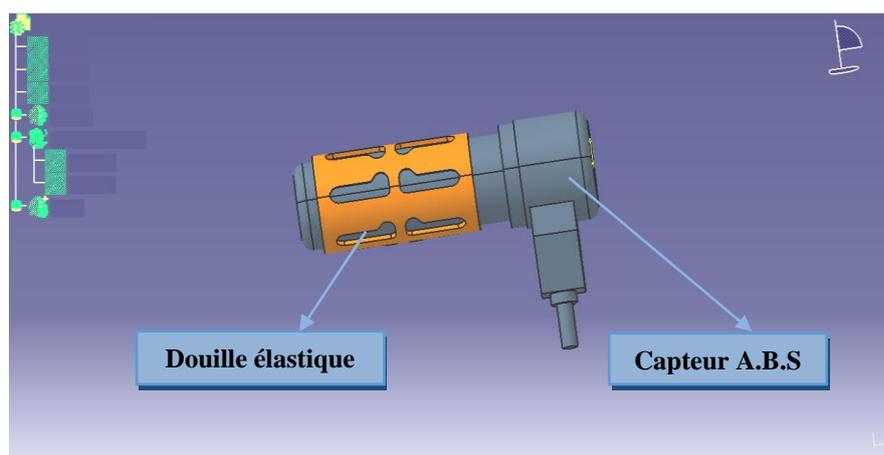


Fig.35-a : Montage du capteur sur la douille élastique.

La douille élastique est montée sur la douille A.B.S avec un ajustement de $\text{Ø } 18 \text{ H9}$ afin de produire un emmanchement à friction. Ce dernier assure le maintien du jeu entre le capteur et la coucoune qui est 0,2mm ainsi que la coaxialité.

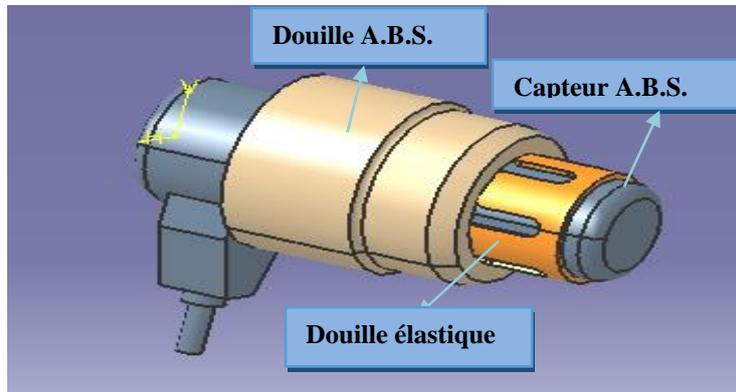


Fig.35-b : Montage capteur sur la douille A.B.S.

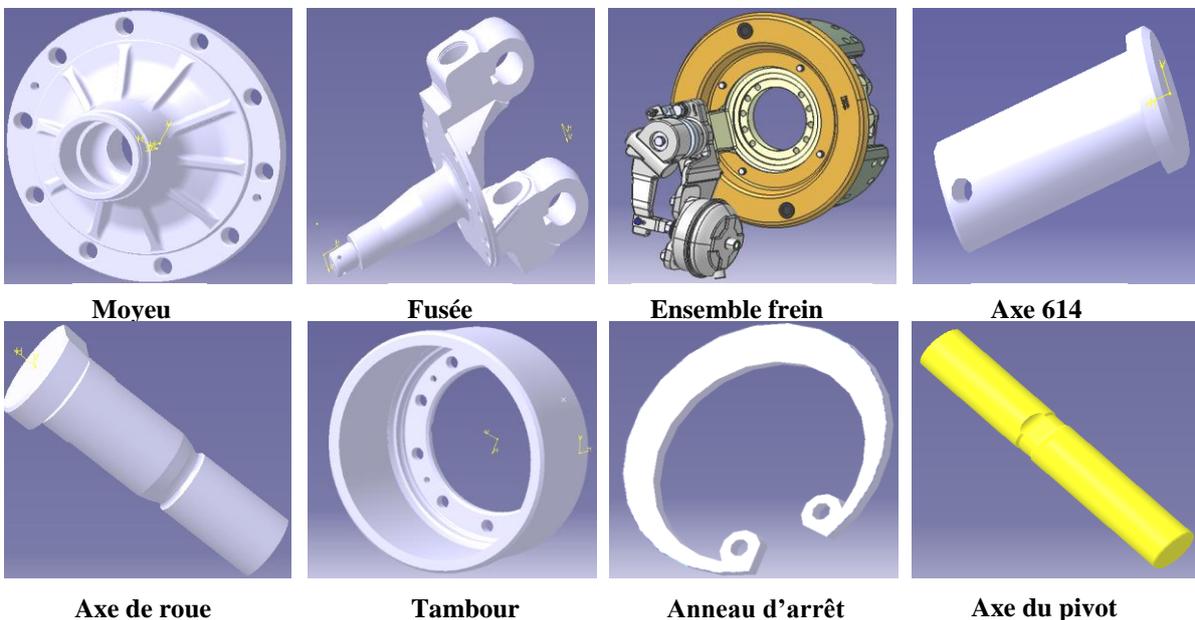
3.10 Conception sur CATIA

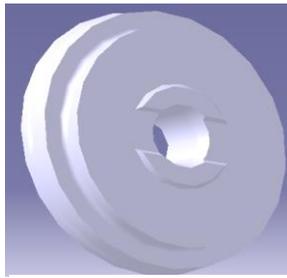
3.10.1 Définition du logiciel CATIA

CATIA est un logiciel mécanique de C.A.O (conception assistée par ordinateur) qui offre aux ingénieurs et aux techniciens des outils de conceptions à la pointe de la technologie. Les travaux de conception complexes peuvent être traités simplement en offrant des vraies solutions aux problèmes de conception.

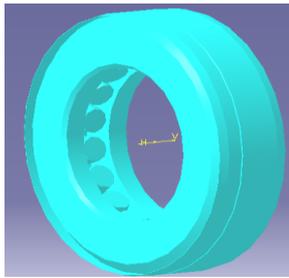
CATIA est un modéleur trois dimensions 3D, utilisant la conception paramétrique. Il génère trois types de fichiers relatifs à trois concepts de base : pièce, assemblage et mise en plan qui sont en relation. Toute modification à quel niveau que ce soit est répercutée vers tous les fichiers concernés.

3.10.2 Conception des pièces sous CATIA





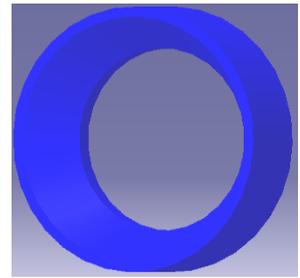
Bouchon sur axe de pivot



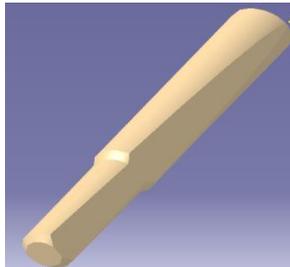
Butée



Chapeau du moyeu



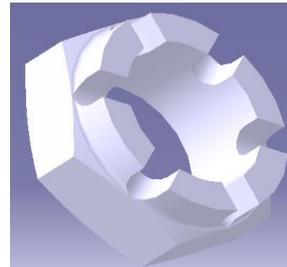
Bague sur fusée 617



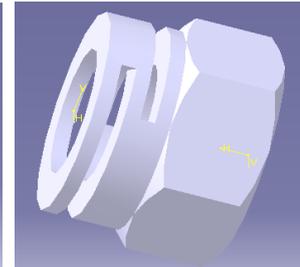
Clavette vélo



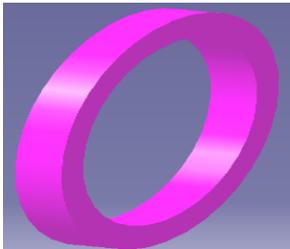
Erou 214 161 O30



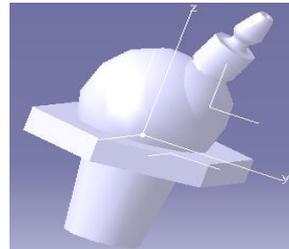
Erou à créneaux



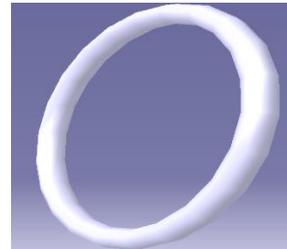
Erou



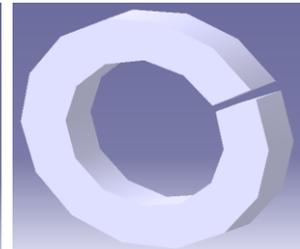
Joint



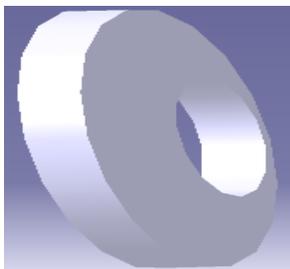
Graisseur coude



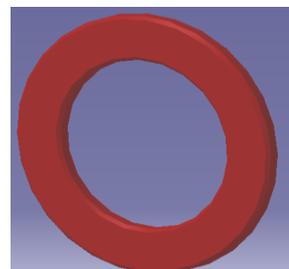
Joint torique 938



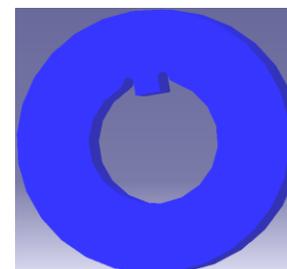
Rondelle W10



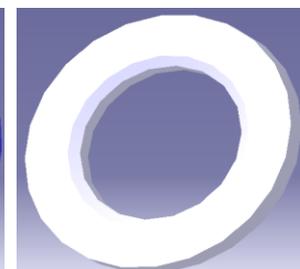
Rondelle conique



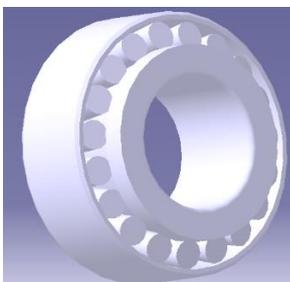
Rondelle de réglage



Rondelle d'appui de roulement



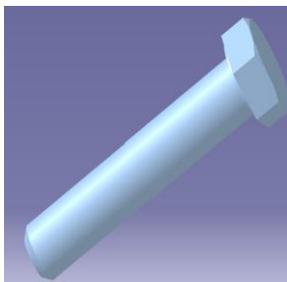
Rondelle d'arrêt



Roulement conique



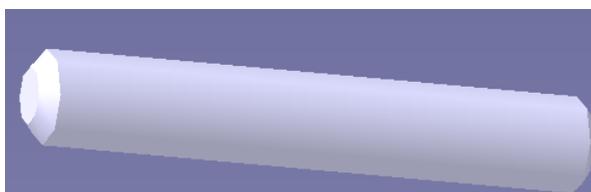
Roulement conique



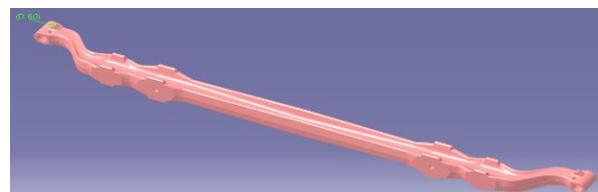
Vis HM12



Erou de roue M22

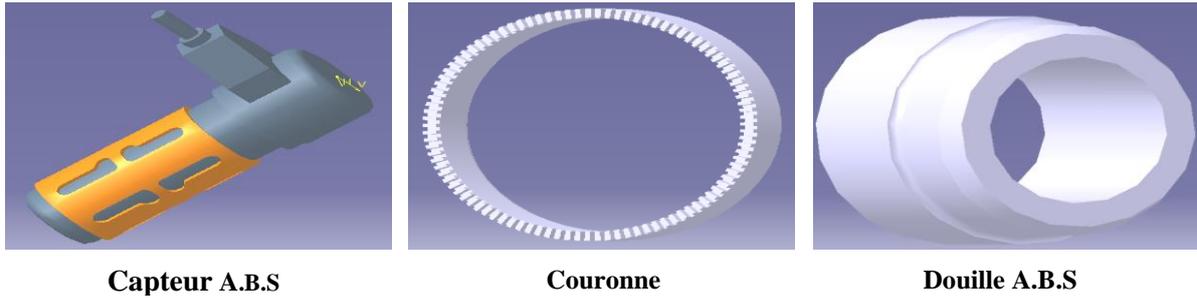


Goupille



Essieu E4 AX21

3.10.3 Numérisation et conception des pièces du dispositif A.B.S



3.10.4 Conception du support couronne sur CATIA

• Procédure

Démarrer + click → conception mécanique → part design + ok → nommer la pièce
 → Entrer le nom de la pièce (Support couronne) + ok → choisir le plan yz + click →
 Esquisse  + cliquer → cercle  + cliquer → contrainte  + cliquer →
 Double click sur le diamètre affiché + choisir le diamètre 181mm → sortir de l'esquisse 
 → Extrusion  + longueur 20mm + ok → cliquer sur le corps obtenu + ok →
 Cercle  + cliquer Double click sur le diamètre affiché + choisir le diamètre 165mm + ok →
 Sortir de l'esquisse  → poche  + longueur 12mm + ok → cliquer sur le corps
 obtenu +  → Cercle  + cliquer → Double click sur le diamètre affiché + choisir le
 diamètre 121mm + ok → Sortir de l'esquisse  → poche  + jusqu'au dernier
 → faire un congé  + sélectionner le diamètre 181mm.

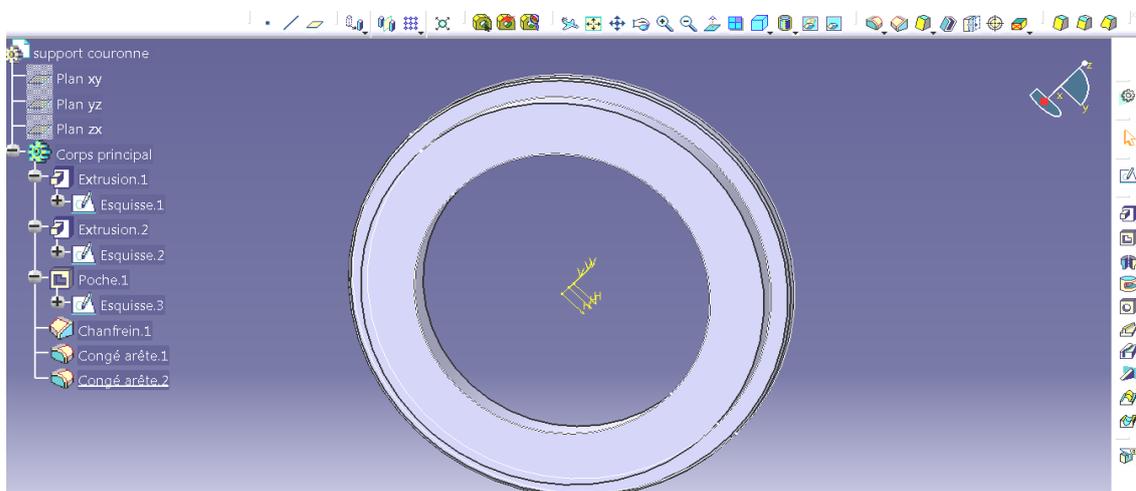


Fig.36 : Conception du support couronne.

3.10.5 Conception de l'usinage du moyeu sur CATIA

• Procédure

Ouvrir le moyeu qui est conçu au préalable sur CATIA → choisir le plan de travail →

Esquisse  + cliquer → cercle  + cliquer → contrainte  + cliquer →

double click sur le diamètre affiché + choisir le diamètre 121mm → sortir de l'esquisse 

poche  + longueur 38,7mm + ok.

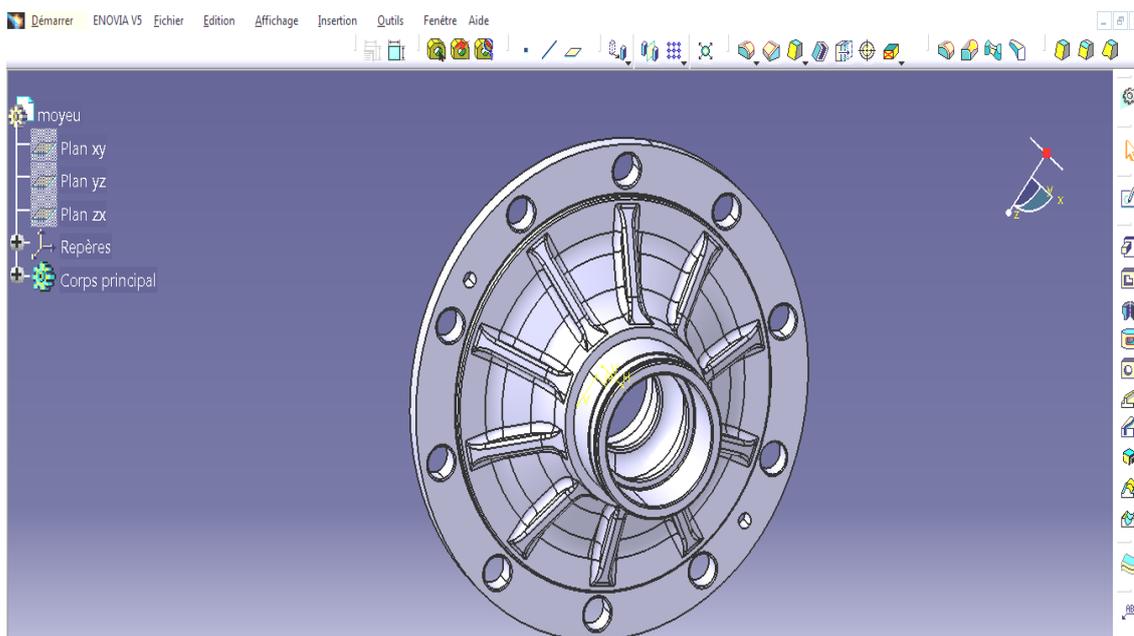


Fig.37 : Conception de l'usinage du moyeu.

3.10.6 Conception du perçage de l'ensemble frein sur CATIA

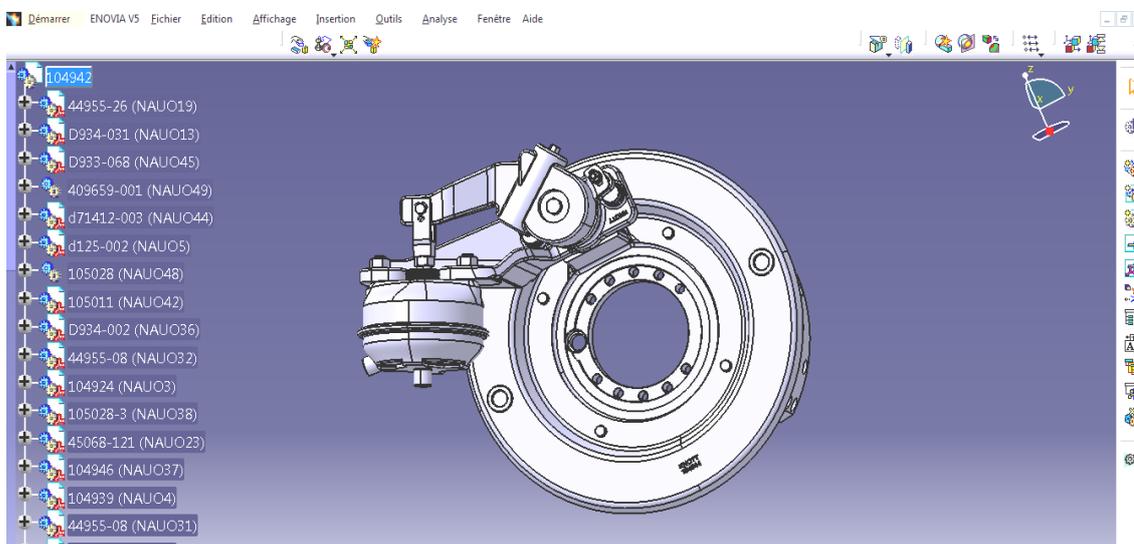


Fig.38 : Conception du perçage de l'ensemble frein.

- **Procédure**

Ouvrir l'ensemble frein qui est conçu au préalable sur CATIA → choisir le plan de travail

Esquisse  + cliquer → cercle  + cliquer → contrainte  + cliquer →

double click sur le diamètre affiché + choisir le diamètre 28mm → sortir de l'esquisse 

poche  + profondeur 16mm + ok → choisir le fond de la poche comme plan de travail

Esquisse  + cliquer → cercle  + cliquer → contrainte  + cliquer →

double click sur le diamètre affiché + choisir le diamètre 26mm → sortir de l'esquisse 

poche  + profondeur 16mm + ok.

3.10.7 L'assemblage sur CATIA:

L'assemblage est construit en respectant les différentes contraintes de liaison entre les différentes pièces. L'ordre de montage est aussi respecté. Ce qui nous permet de vérifier les éventuels problèmes de montage. Le support couronne est assemblé avec la contrainte de coaxialité avec le moyeu et une appui plan sur l'épaulement généré par l'enlèvement de matière. Quant au capteur la perpendicularité avec le support couronne est une condition nécessaire pour le bon fonctionnement du système. La coaxialité avec l'axe des perçages et la condition de parallélisme entre le plan de la douille ABS avec le plan du support couronne permet le positionnement capteur par rapport à la couronne.

L'assemblage complet du dispositif A.B.S sur l'essieu E4 AX21 du bus SAFIR est représenté sur la figure.39.

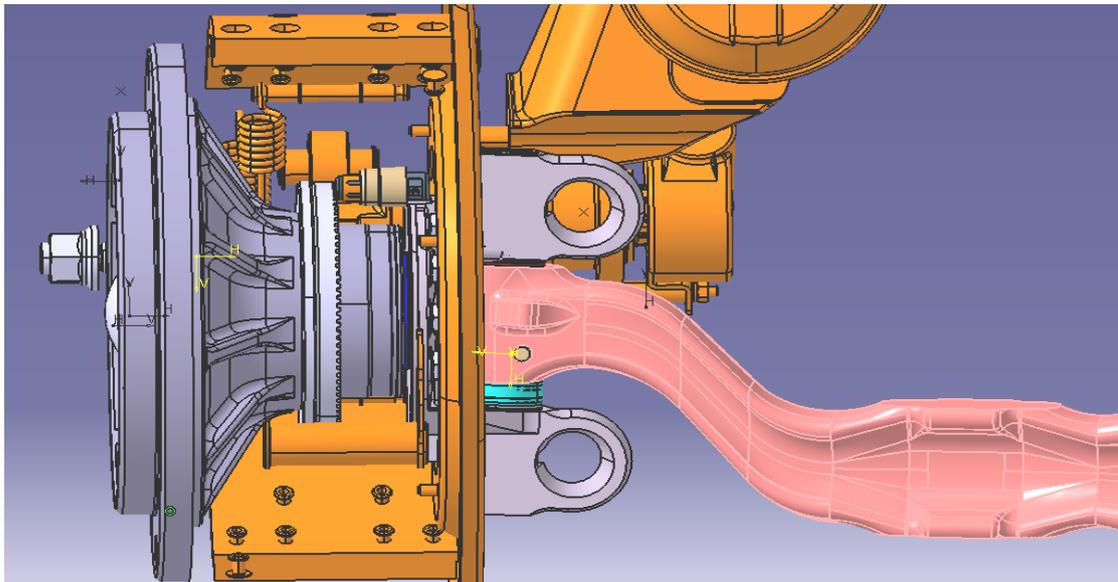


Fig.39 : Assemblage.

3 Vérification du moyeu : Simulation numérique

Au chapitre précédant nous avons proposé une solution technologique qui permet l'adaptation du dispositif antiblocage (ABS) WEBICO sur le circuit de freinage du bus SAFIR. Elle requiert une modification du moyeu. Afin d'assurer une liaison avec le support couronne et par conséquent, d'insérer la couronne dans le système mécanique de roulement, des surfaces fonctionnelles ont été générées par enlèvements de matière. Par ailleurs, il est important de rappeler que la forme géométrique du moyeu d'origine est l'aboutissement d'un calcul de dimensionnement, si bien que toute modification apportée à celui-ci nécessite une vérification quant à sa résistance dans les conditions de fonctionnement.

En raison de la complexité de la géométrie du moyeu, l'utilisation des modèles analytiques issues de la résistance des matériaux ou de la mécanique des milieux continus, développés, particulièrement, pour des géométries simples, ne sont pas adaptés. L'utilisation des méthodes numériques est alors indispensable pour la simulation du comportement du moyeu dans les conditions de chargement réelles. Parmi celles-ci, la méthode des éléments finis (MEF) est l'une des méthodes les plus performantes. Aussi cette étude est réalisée en utilisant le logiciel ANSYS qui est un logiciel de calcul et simulation numérique développé sur la base de la méthode des éléments finis.

3.1.1 ANSYS : logiciel de simulation par la méthode des éléments finis

ANSYS est un logiciel qui permet d'effectuer des simulations numériques dans plusieurs domaines de la physique notamment en mécanique et calcul des structures, en mécanique des fluides et l'électromagnétique. Il possède deux environnements logiciels: «ANSYS classique » et « ANSYS Workbench ». Le premier est destiné à des utilisateurs confirmés dans le domaine de la simulation numérique. Il permet la construction de modèles éléments finis en utilisant un langage de script APDL (ANSYS Parametric Design Language). Le deuxième, que nous utilisons dans cette étude, est une nouvelle plate-forme qui a été développée récemment pour le traitement des cas de géométries complexes. Celle-ci propose une approche différente dans la construction d'un modèle en réutilisant le code ANSYS initial. En fait, l'utilisateur travaille essentiellement sur une géométrie et non plus sur le modèle lui-même. C'est la plate-forme qui est chargée de convertir les requêtes entrées par l'utilisateur en code ANSYS avant de lancer la résolution. L'avantage de cet outil réside également dans la capacité d'utiliser les commandes propres au code ANSYS (APDL) pour manipuler les modèles éléments finis générés sous la plate-forme. [13].

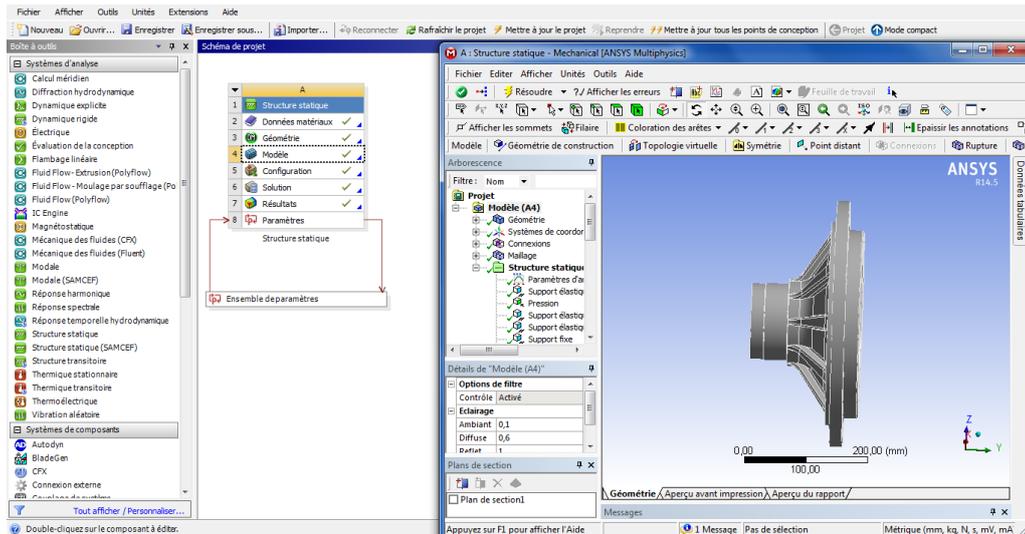


Fig.40 : Logiciel ANSYS Workbench

3.2 Principe de la méthode des éléments finis

La méthode des éléments finis est un outil numérique permettant d'aboutir à des solutions approchées des problèmes physiques qui sont régis par des équations aux dérivées partielles. Son principe repose sur la discrétisation d'un milieu complexe supposé continu (un objet) en un certain nombre fini d'éléments de géométries (un maillage) relativement simples (segments, triangle, rectangle, tétraèdres et hexaèdres) appelés élément fini. Les champs physiques sont interpolés en chaque élément en fonction de leur valeur en certains points nommés nœuds. Dans les cas les plus simples ces nœuds sont situés aux sommets de l'élément. A chaque élément est défini un système d'équations obtenu à partir d'une formulation intégrale variationnelle des équations régissant l'équilibre du système. Puis un processus d'assemblage prenant en compte la connectivité entre tous les éléments mène à la construction d'un ensemble d'équations à résoudre. La résolution de ce système d'équations, en tenant compte des conditions imposées aux limites du système, permet d'obtenir une approximation continue des problèmes.

3.3 Simulation numérique du moyeu

La génération du modèle éléments finis du moyeu nécessite de connaître :

- la géométrie et les dimensions caractéristiques.
- le modèle de comportement du matériau.
- les conditions de chargement auxquelles il est soumis.

Ceci permet la création du modèle géométrique, le choix du type d'élément fini et enfin le choix du type d'analyse (statique, dynamique,... etc).

3.3.1 Création du modèle géométrique

Le modèle géométrique du moyeu est créé dans le design Modeler. C'est l'outil de modélisation et de création de géométries sous ANSYS Workbench. La figure 40 présente l'interface de cet outil. Le modèle géométrique de moyeu est généré en créant d'abord une esquisse génératrice du volume (Fig. 41a). Ce dernier est obtenu ensuite par une simple révolution.

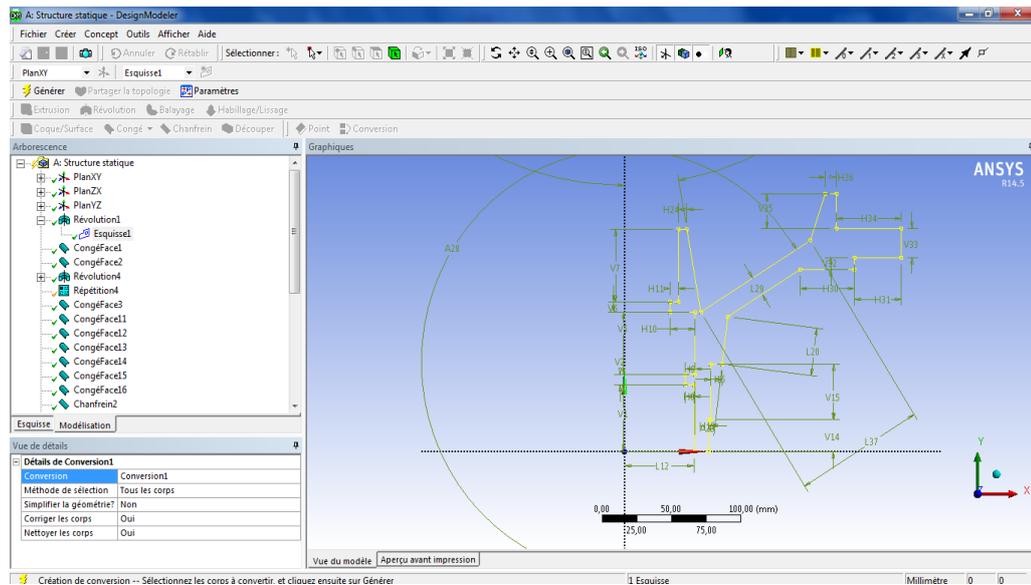


Fig.41a : Génération du modèle géométrique du moyeu

Le modèle final représenté sur la figure.41b est obtenu en introduisant les congés, les dépouilles, les nervures et les perçages.

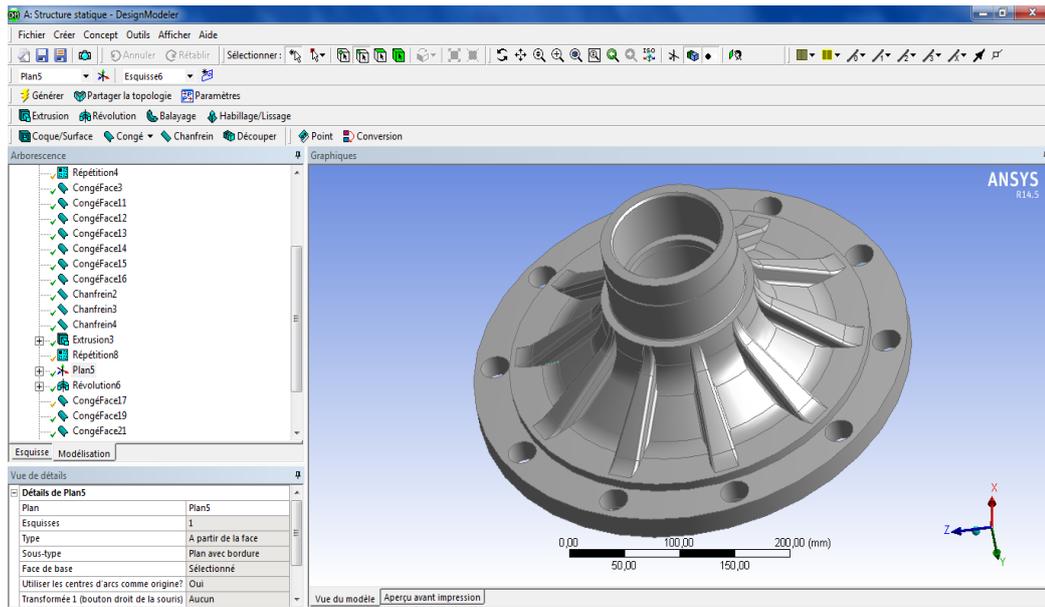


Fig.41b : Le modèle géométrique du moyeu

3.3.2 Discrétisation et maillage

Dans une modélisation par éléments finis, le maillage est une étape importante. Car les résultats d'une simulation numérique, qui constitue une solution approchée de la solution exacte, dépendent essentiellement du type et de la taille des éléments utilisés. Un maillage très fin permet d'obtenir des résultats précis mais le coût du calcul peut être important. Un compromis entre la précision des résultats et le coût de la ressource du calcul numérique est alors nécessaire. Aussi l'objectif est de créer un modèle discret optimal conciliant la précision souhaitée et les capacités des ressources disponibles.

La discrétisation du moyeu est effectuée en utilisant un élément de volume tétraédrique à 4 nœuds (Fig.42). Ce choix est motivé par la nature complexe de la géométrie (contours, arrondis et coins). Ce type d'éléments finis permet de générer un maillage régulier sur tout le volume de la pièce sans la nécessité de recourir à des maillages très fins. La taille de l'élément est déterminée en fonction de la dimension de la plus petite arête sur le moyeu. Aussi la condition de représenté une arête avec au moins deux nœud est alors imposée. Ceci conduit à choisir la taille de l'élément égale à 3mm. Un raffinement du maillage est introduit au niveau des zones concernées par des variations importantes de contraintes ou le siège de concentration de contraintes notamment au niveau de réduction du diamètre réalisé par l'enlèvement de matière sur la partie extérieure du moyeu. La figure 43 représente le modèle discrétisé du moyeu. Le modèle contient 962076 nœuds et 679579 éléments. Sur le tableau.4 sont résumées toutes les propriétés du modèle.

Chaque élément tétraédrique possède 12 degrés de liberté, trois degrés de liberté à chaque nœud qui sont les déplacements suivant les axes du repère tel qu'illustré sur la figure.42.

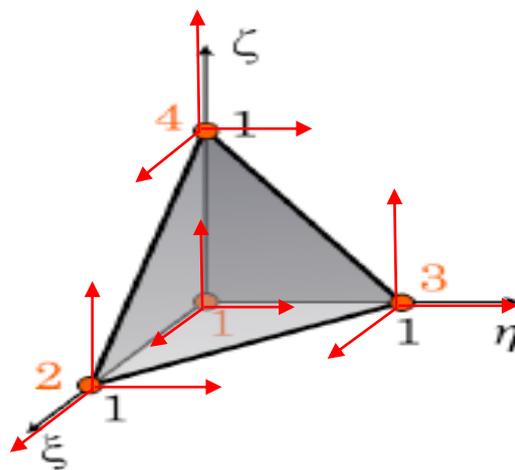


Fig. 42 : Élément tétraédrique iso paramétrique

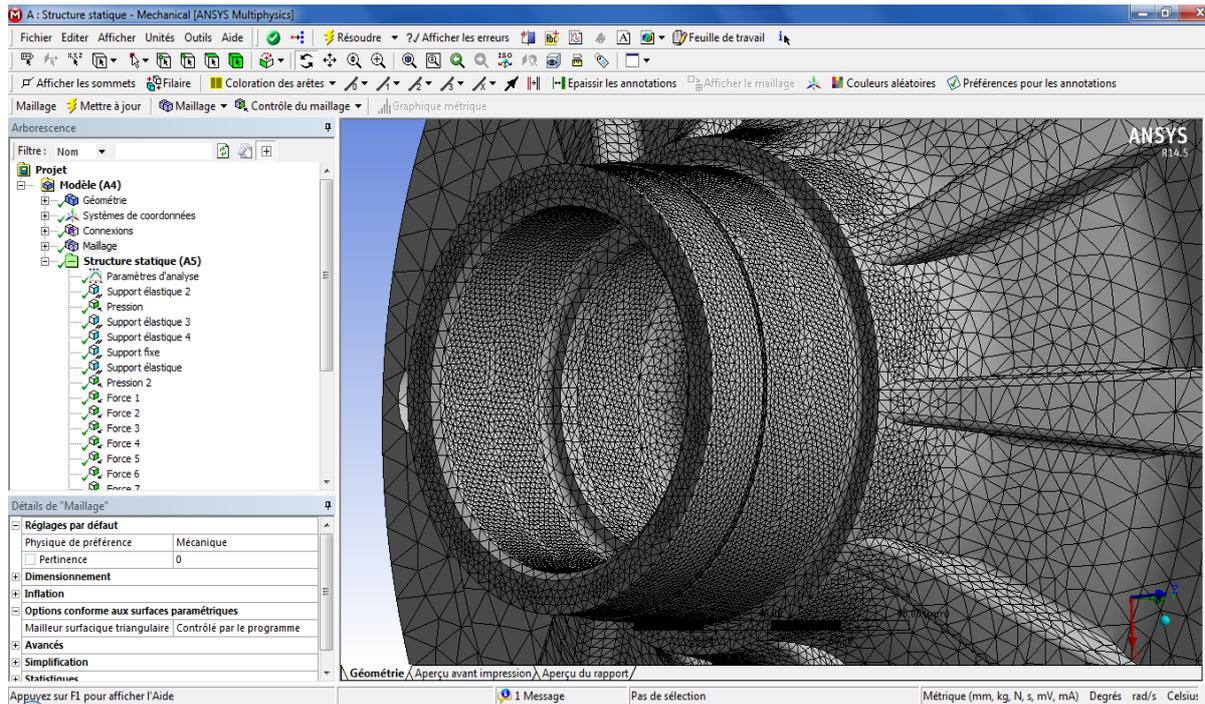


Fig. 42a : Modèle discrétisé du moyeu (maillage)

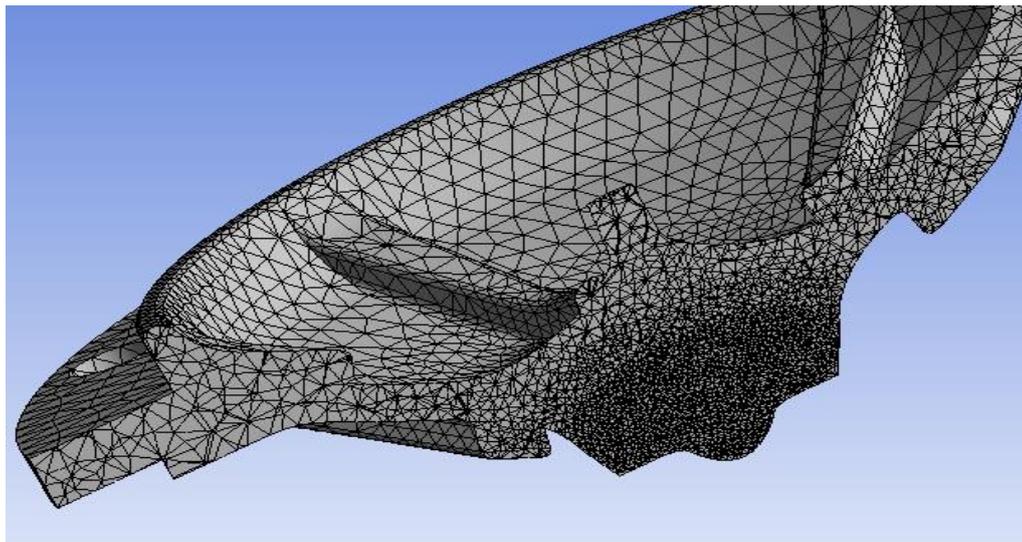


Fig. 42a : Modèle discrétisé du moyeu (raffinement du maillage)

3.3.3 Conditions aux limites

Cette étape consiste à modéliser des actions mécaniques extérieures et de liaison auxquelles le moyeu est assujéti. Il est alors nécessaire, d'une part, de définir au préalable les différentes liaisons mécaniques et d'autre part, afin de vérifier la résistance du moyeu, de déterminer les conditions les plus défavorables auxquelles il est susceptible d'être sollicité.

Propriétés	
Volume	3,7288e+006 mm ³
Masse	24,848 kg
Coordonnées. X du centre de gravité	2,1905e-002 mm
Coordonnées. Y du centre de gravité	121,31 mm
Coordonnées. Z du centre de gravité	7,2363e-003 mm
Moment d'inertie Ip1	2,5762e+005 kg·mm ²
Moment d'inertie Ip2	4,4655e+005 kg·mm ²
Moment d'inertie Ip3	2,5048e+005 kg·mm ²
Maillage	
Nombre de nœuds	962079
Nombre d'éléments	679579
Module de Young	1,15E+05 MPa
Coefficient de Poisson	0,28
Module de compressibilité	83333 MPa
Module de cisaillement	42969 MPa

Tableau.4 : Propriétés du modèle élément finis

3.3.3.1 Modélisation des liaisons : Contraintes cinématiques

L'analyse du système mécanique au niveau de la roue nous a permis de modéliser les liaisons au niveau des roulements. Pour ce montage en « 0 », les liaisons sont généralement modélisées soit toutes les deux des rotules soit une est une rotule et l'autre une liaison pivot glissant. La deuxième configuration est celle qui se rapproche plus de réalité. Ainsi :

- Au niveau du roulement 100-35, la liaison est modélisée par une rotule
- Au niveau du roulement 80-32, la liaison est modélisée par une liaison pivot glissant élastique. Cette élasticité est caractérisée par la rigidité en flexion de la fusée et la rigidité axiale du roulement.
- Avec le tambour, le moyeu possède une liaison d'encastrement.

Dans le choix de cette modélisation, la fusée est assimilée à une poutre encastree au châssis à une extrémité et libre à l'autre extrémité ce qui confère à la liaison au niveau du roulement 2 une élasticité dans la direction radiale. La figure 43 illustre les différentes conditions cinématiques appliquées sur le moyeu. Sur le modèle éléments finis ces conditions se traduisent par l'élimination des degrés de liberté concerné par les contraintes cinématiques imposées.

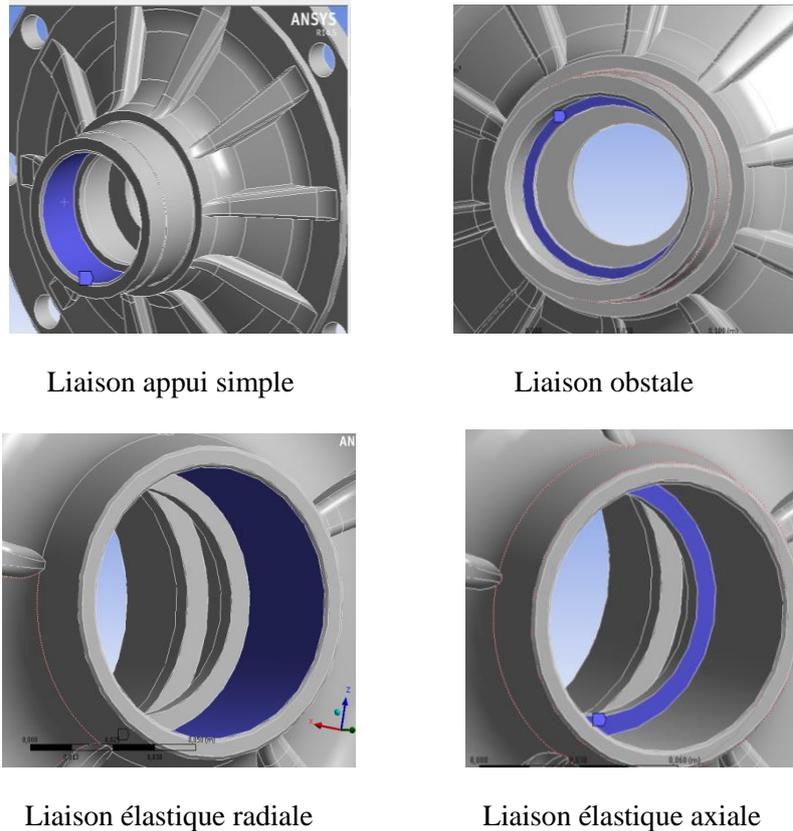


Fig. 43 : les conditions de liaisons

3.3.3.2 Modélisation des actions mécaniques

La modélisation et l'application des actions mécaniques impliquent forcément un choix du type d'analyse à effectuer. Il est important de noter que cette étude se limite à une analyse statique où les actions mécaniques sont prises constantes dans le temps. Toutefois, afin de prendre en compte les effets des actions dynamiques dans l'analyse statique, différentes configurations ont été étudiées. Le modèle de comportement du matériau est linéaire élastique isotrope caractérisé par le module de Young et le coefficient de Poisson.

Il est évident que la phase de freinage et de braquage, effectuées simultanément, est la configuration la plus désavantageuse pour le moyeu. Car l'essieu avant se trouve soumis à des efforts plus importants dus au transfert de charge de l'arrière vers avant. Ceci engendre une augmentation des efforts radiaux et tangentiels. Au niveau du moyeu, ceci se traduit par des actions appliquées au niveau des liaisons. A travers le tambour, la roue transmet les forces de contact avec le sol, alors que la fusée transmet le poids et les efforts due à la plongée via les roulements.

3.3.3.3 Véhicule à l'arrêt

En admettant que le bus est parfaitement symétrique, que les actions de contact sur les deux roues du même essieu sont égales, les seules actions auxquelles est soumis le moyeu en configuration arrêt, sont la pression de freinage, le poids du bus et la réaction du sol. Le poids est représenté par les actions de liaisons au niveau des roulements qui sont des forces radiales alors que l'action du sol est transmise directement via le tambour qui est également radiale. Ces conditions sont représentées sur figure. 44.

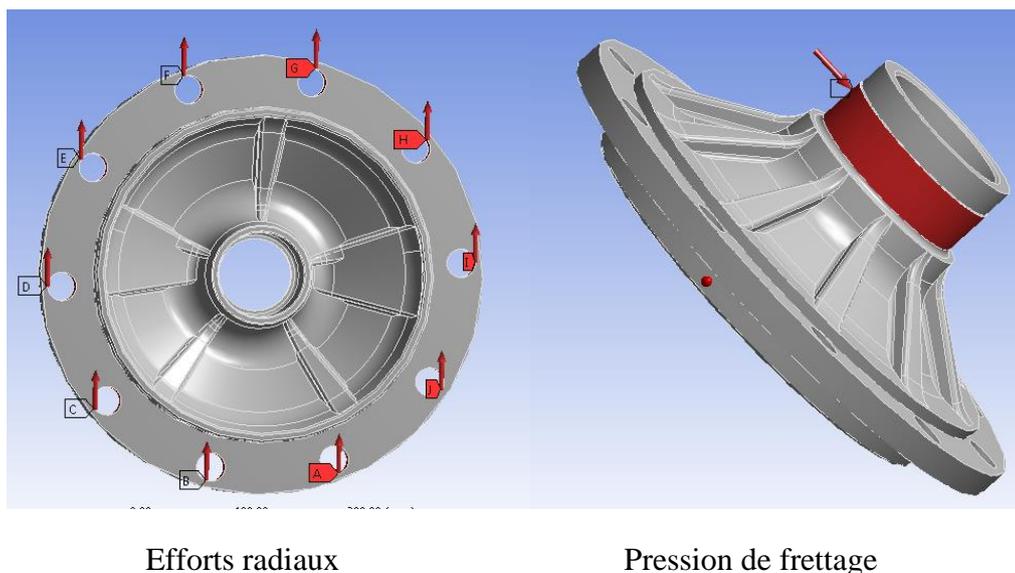


Fig. 44 : les conditions de liaisons

La masse totale du bus est 16 tonnes (16000 Kg). Elle n'est pas répartie équitablement sur les deux essieux. L'essieu avant est chargé de 4 tonnes (4000 Kg) alors que l'essieu arrière supporte 12 tonnes (12000 Kg). Toutefois sur le même essieu les charges sont supposées être réparties équitablement sur les deux roues. Ainsi chaque moyeu est soumis à une force de 20000 N.

3.3.3.4 Analyse des résultats

La figure 45 montre la distribution des contraintes équivalentes de Von Mises. Elle montre bien les concentrations de contraintes au niveau de la réduction du diamètre. Cependant elles restent acceptables par rapport à la limite de rupture du matériau (Fonte grise) qui est de 300MPa. La valeur maximale est enregistrée au niveau de l'épaulement intérieur. Elle est de 30MPa. Au niveau de réduction du diamètre générée par l'enlèvement de matière (modification du moyeu) la contrainte maximale est de l'ordre de 24MPa.

Celles-ci sont la combinaison des contraintes dues à la flexion du moyeu et du cisaillement.

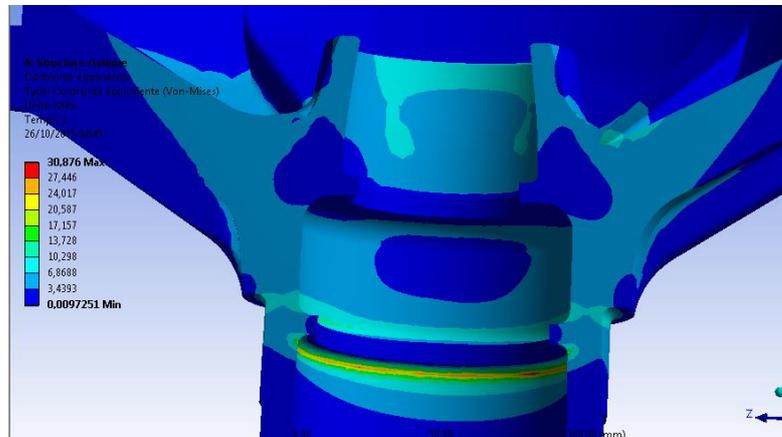


Fig. 45 : Contraintes de Von Mises

3.3.3.5 Véhicule en condition de freinage et de braquage

C'est la configuration la plus défavorable pour le moyeu. Dans la configuration de freinage, la décélération surcharge l'essieu avant du bus et décharge l'essieu arrière. En fait ce qui se passe c'est un transfert de charge car l'augmentation à l'avant des forces de contact par rapport à la valeur statique est égale à la diminution enregistrée par l'essieu arrière. Il apparaît ainsi un poids apparent qui est composé du poids statique du bus et de la partie transférée pendant le freinage. Si le freinage se déroule sur une route droite et avec l'hypothèse de parfaite symétrie du bus, chacun des moyeux de l'essieu sera alors soumis en plus de la pression de freinage à une force radiale qui est la résultante des forces de contact entre la roue et le sol (force normale et tangentielle). Elle est appliquée par le tambour qui est supposé infiniment rigide dans la direction radiale. Si au freinage s'ajoute le braquage, c'est la situation la plus courante, chaque moyeu est sollicité en plus à une action axiale due à la force de dérive qui augmente avec la force normale.

Dans ce cas ces actions sont alors modélisées par :

- Une force radiale dont les composantes sont dirigées suivant les axes radiaux. elle est appliquée au niveau des liaisons avec le tambour. Elle est déterminée par les composantes de l'action du sol sur la roue au cours du freinage. La décélération est prise égale 15 m/s^2 .
- Une force axiale appliquée sur le flan du moyeu elle est transmise directement par le tambour.
- Une pression due à l'emmanchement forcé est appliquée sur la surface usinée.

Ces actions sont déterminées à partir des données du constructeur. Le transfert de charge est en fonction de la décélération et de la position du centre de gravité du bus par rapport aux essieux [10-12]. Elle est estimée pour une décélération de 15 m/s^2 à 32000N .

La force axiale est fonction de la géométrie du bus et des caractéristiques du pneu. Elle est évaluée à 20000N . La figure 46 montre les différentes actions appliquées sur le moyeu dans la configuration de freinage dans un virage.

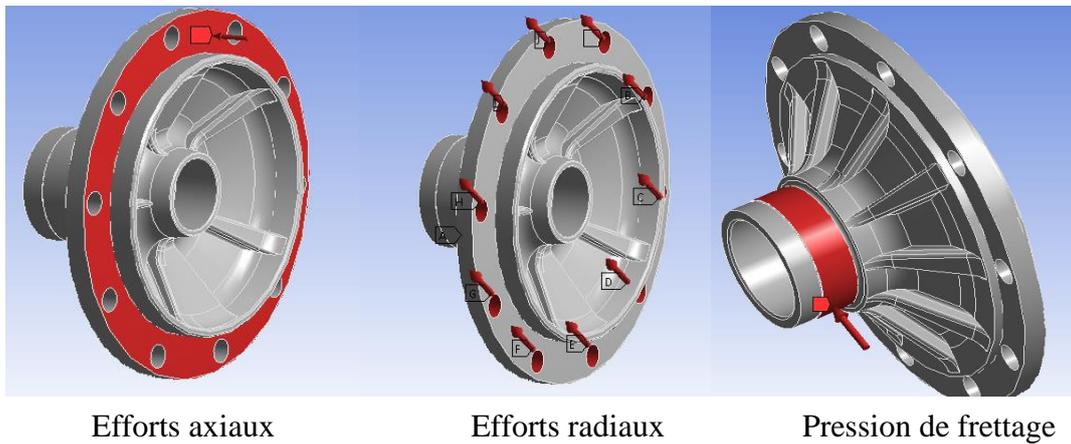


Fig. 46 : Conditions aux limites

3.3.3.6 Analyse des résultats

Dans cette configuration les contraintes ont toutes augmentés par rapport au cas statique où le bus est à l'arrêt. Les figures 47a et b illustrent bien ce constat. La valeur maximal des contraintes équivalentes de Von mises ont doublé. Il y a également apparition des concentrations de contraintes au niveau de la zone de réduction de diamètre. La contribution des contraintes axiales de compression et de traction est important.

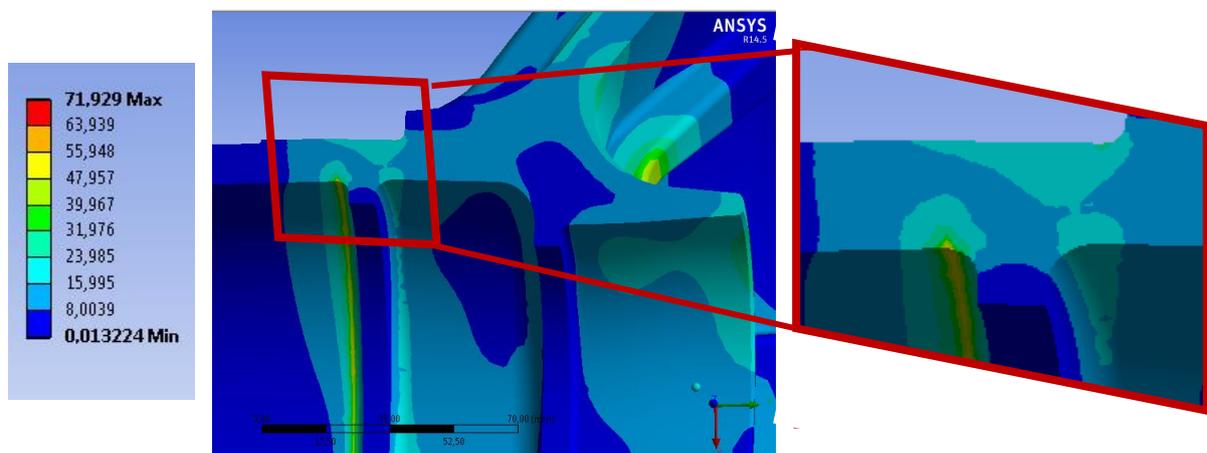


Fig. 47-a : Contraintes de Von mises

La figure 47-b ci-dessous montre la distribution des contraintes dans la direction axiales. Elle montre clairement la distribution de celle-ci au niveau du coins de réduction du diamètre. Sa valeur est de 41MPa. Environ 60% de la valeur maximale des contraintes équivalentes de Von Mises. Sur la figure 48 est représenté également le champs de déformations. Sa distribution montre, comme pour les contraintes, des déformations élevées autour de la zone de réduction de diamètre.

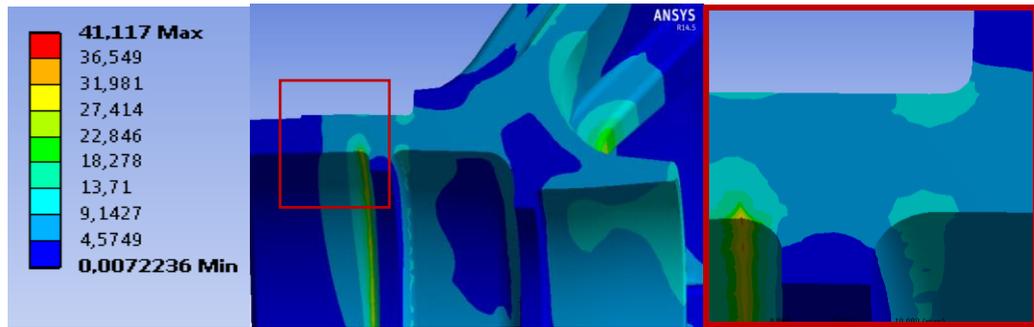


Fig. 47-b : Contraintes axiales

La figure 47c est une courbe de distribution des contraintes de von Mises sur la section reliant les deux congés intérieur et extérieur. Elle illustre bien la concentration de contraintes au niveau des deux congés.

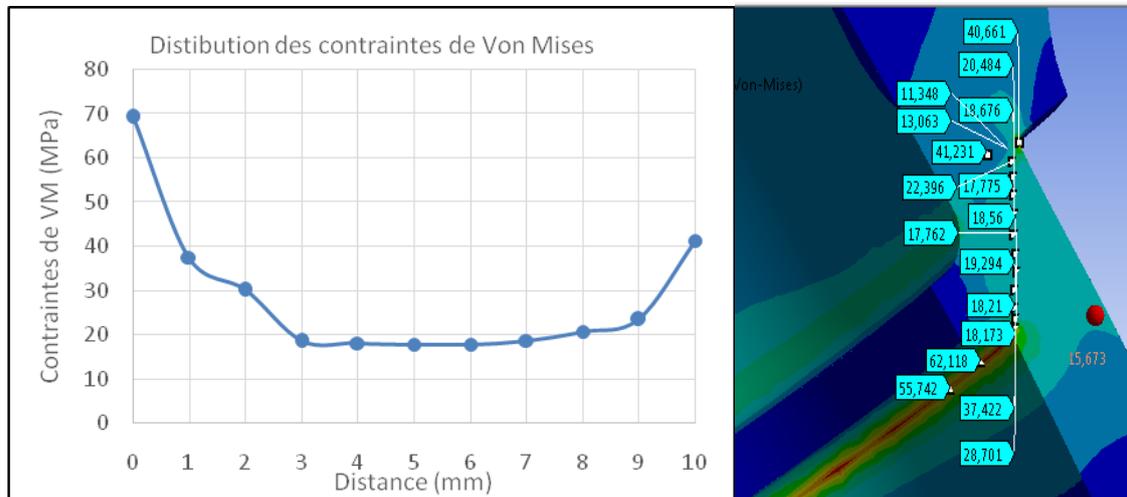


Fig. 47c : Distribution des contraintes équivalentes de Von Mises

Afin de mieux étudier cette concentration de contraintes, différents rayons de congé ont été utilisés. Les résultats des différents calcul sont présentés à l'annexe 1.

Dans la configuration arrêt le tableau ci-dessous montre bien comment évoluent les contraintes maximales en fonction du rayon de congé. Les contraintes de Von Mises

enregistrées au niveau du congé intérieur augmente avec l'augmentation du rayon de congé. Ceci s'explique par le transfert qui est du à la rigidification qu'à apporter l'augmentation du rayon au niveau de la réduction du diamètre. Ainsi le niveau de contraintes à ce niveau a baissé avec l'augmentation de rayon de congé.

R (mm)	$\sigma_{eq VM}$ (Mpa)	σ_{zz} (Mpa)	σ_{xx} (Mpa)	σ_{yy} (Mpa)	σ_{yz} (Mpa)
1	28,89	-14,90	-23,77	-18,25	16,63
2	29,37	-15,28	-23,29	-17,31	16,91
3	28,72	-15,11	-21,55	-15,63	16,58
4	30,88	-14,61	-23,09	-15,29	17,80

Tableau. 5 : Evolution des contraintes en fonction du rayon de congé.

A l'issu de cette étude de faisabilité dont l'objectif est de vérifier la résistance du moyeu après avoir été modifié, nous montrons que le celui-ci peut résister aux différents sollicitations auxquelles il est susceptible d'être soumis dans les différentes conditions de fonctionnement (à l'arrêt, en régime stationnaire et de freinage). Toutefois elle montre également l'existence d'une fragilité bien apparente au niveau de la zone de réduction de diamètre engendrée par l'enlèvement de matière. Ceci est accentué par l'existence d'un épaulement sur la surface intérieure du moyeu et qui est lui aussi source de concentration de contraintes. Au niveau de toute cette zone, les champs de contraintes et de déformations sont alors plus importants. Ainsi s'il devait y avoir rupture de la pièce c'est à ce niveau qu'une fissure s'amorcera.

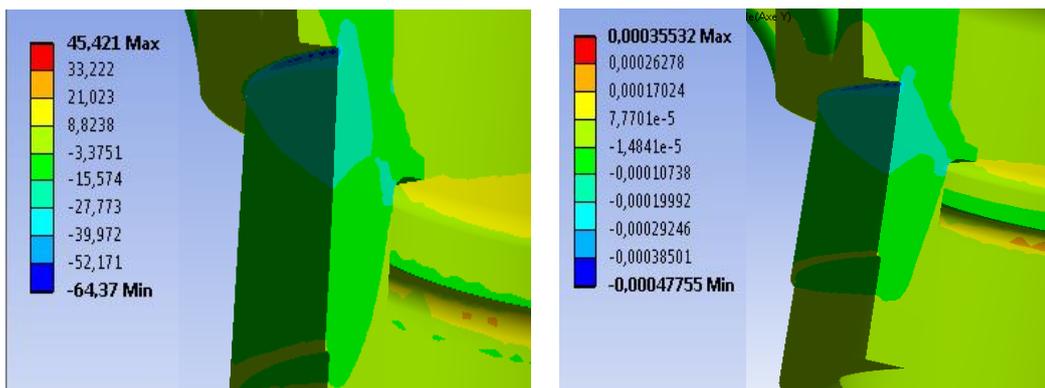


Fig. 48 : Contraintes et déformations de compression.

Conclusion générale

Le renforcement de la sécurité routière est aujourd'hui inéluctable. En raison de sa forte relation avec le comportement humain, l'amélioration de la sécurité des déplacements et transports routiers passe par la combinaison d'une multitude de voies distinctes.

Les attentes du public et des administrations publiques de la technologie pour résoudre tous les problèmes sont énormes. Aucun conducteur n'est réellement parfait, encore moins de façon permanente et durable. L'inattention, les erreurs de jugement et la fatigue sont des défauts typiquement humains d'autant que les développements des technologies permettant de pallier ces carences sont les biens venues.

L'avènement des systèmes embarqués, ces dernières années, et leur intégration sur les véhicules automobiles a été d'un apport considérable dans la sécurité routière. Aujourd'hui, les systèmes d'assistance à la conduite et les systèmes anti dérapage (ABS) et de contrôle de trajectoire (ESP) sont les plus efficaces. Ces derniers deviennent même obligatoires sur tous les nouveaux véhicules, dans les pays développés.

Afin de répondre aux exigences du marché mondial de l'automobile et les normes internationales de la sécurité routière, la SNVI a lancé un vaste projet qui consiste à équiper certaines gammes de ces produits avec un système ABS. Le projet qui nous a été confié et s'inscrit dans ce cadre, consiste à adapter le dispositif ABS WEBSCO sur l'essieu avant de bus SAFIR dans le but d'améliorer et de moderniser son système de freinage.

Après avoir appréhendé le système de freinage du bus et la conception d'une solution pour la mise en place de l'unité de commande et l'intégration des valves de régulation dans le système de freinage, notre travail s'est focalisé sur la conception et le dimensionnement d'une solution technologique optimale permettant l'adaptation de la couronne et du capteur sur l'essieu avant de bus SAFIR au niveau de la roue. Nous avons entamé la conception par la modélisation «3D» des organes du système mécanique au niveau de la roue avec le logiciel de conception assisté par ordinateur «CATIA». Par la suite, nous avons choisi une solution technologique pour l'insertion de la couronne. Ceci consiste, d'une part, à réaliser une surface fonctionnelle sur le moyeu et d'autre part, à dimensionner le support couronne et sa liaison avec le moyeu. Celui-ci sert de pièce intermédiaire entre le moyeu et la couronne.

La liaison entre moyeu et support couronne a été réalisée par frettage que nous avons dimensionné par un calcul établi pour ce type de liaisons. L'utilisation de la théorie des parois épaisse établie par Timoshenko et Lamé nous a servi de trouver l'ajustement optimal nécessaire pour assurer un serrage suffisant entre le moyeu et le support couronne permettant ainsi le bon fonctionnement du système.

Quant au capteur, la condition d'entrefer de 0.2 mm entre lui et la couronne est la contrainte principale. Après une analyse et étude de l'encombrement, une solution optimale nous a apparue. Elle consiste à réaliser un perçage au niveau du porte fusée de façon qu'il soit en vis-à-vis de la couronne. Ainsi le capteur se trouve directement en face des dents de la couronne. Le montage du capteur est réalisé à l'aide d'une bague. Celle-ci est dimensionnée afin de le protéger le capteur des chocs et d'assurer son positionnement par rapport à la couronne. Ce dernier est réalisé par frettage.

Enfin, en raison de modifications apportées au moyeu par la solution proposée, une vérification est effectuée en utilisant le logiciel de simulation numérique ANSYS. Plusieurs configurations en fonction des conditions de chargement en été traitées. A l'issue de cette étude qui est limitée à une analyse statique avec l'hypothèse d'un comportement linéaire élastique de matériau, nous avons montré que le moyeu résiste dans les différentes configurations. Le critère utilisé est le critère de Von Mises qui permet de comparer le niveau des contraintes équivalentes de Von Mises par rapport à la résistance limite du matériau. Toutefois, nous avons constaté des concentrations de contraintes au niveau de la réduction de diamètre généré par l'enlèvement de matière. Celui-ci est accentué par l'épaisseur réduite à ce niveau.

Bien que les solutions présentées ci-dessus permettent l'adaptation du dispositif ABS sur le bus SAFIR, diverses améliorations ultérieures peuvent être identifiées notamment concernant la vérification de la résistance du moyeu.

Ainsi l'intégration des contraintes thermique, dues à l'échauffement des pièces durant le freinage, dans le calcul de vérification de la résistance de moyeu est un axe prioritaire. A celui-ci s'ajoute la nécessité d'une analyse dynamique avec la prise en compte des efforts d'inerties et d'amortissement et la variation de la force de contact pneu-sol pendant le freinage.

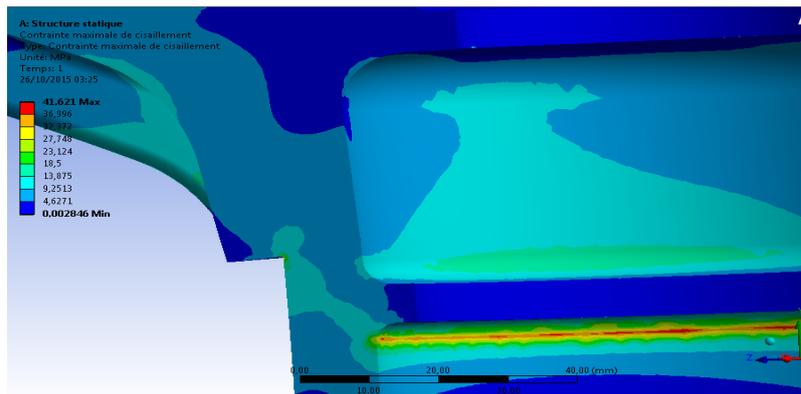
De même il sera important d'effectuer un calcul en fatigue qui est représentatif des conditions réelles de fonctionnement du moyeu.

Enfin, il est important de réaliser un test afin de valider le fonctionnement du système de freinage équipé du dispositif ABS.

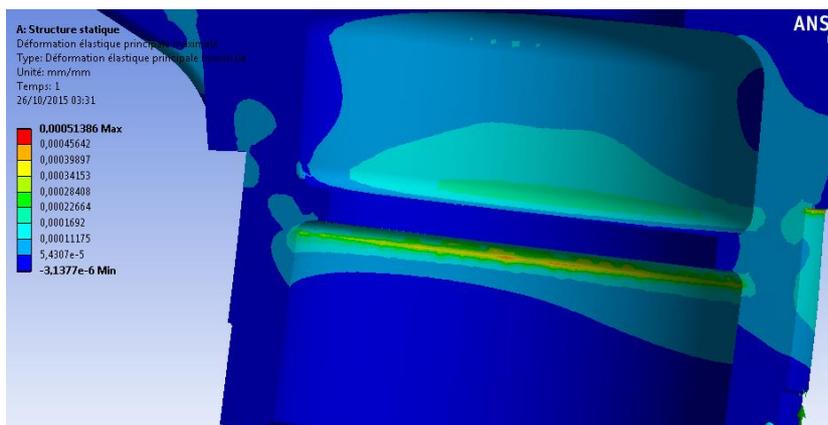
Annexe1

Pour r=2

Contrainte de Von mises

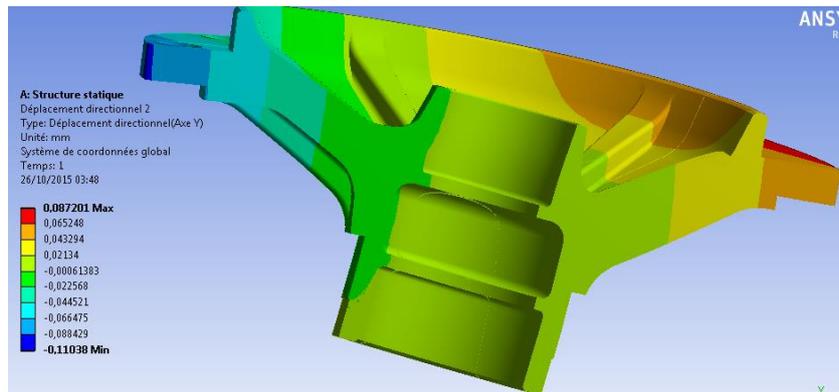


Déformations

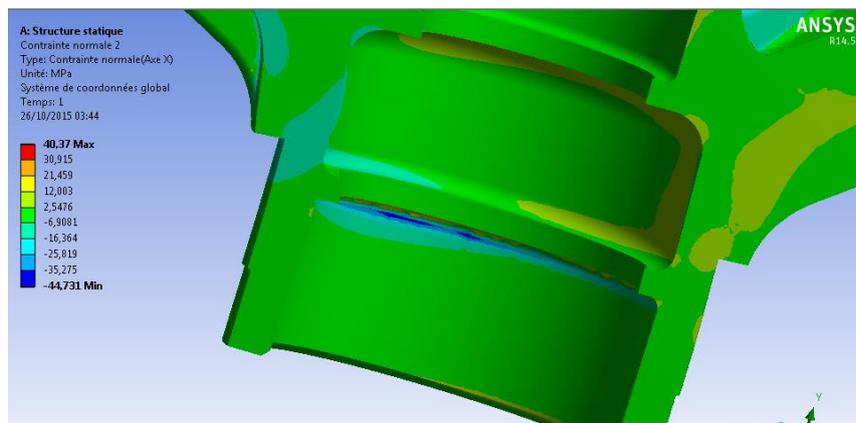


Pour r=1

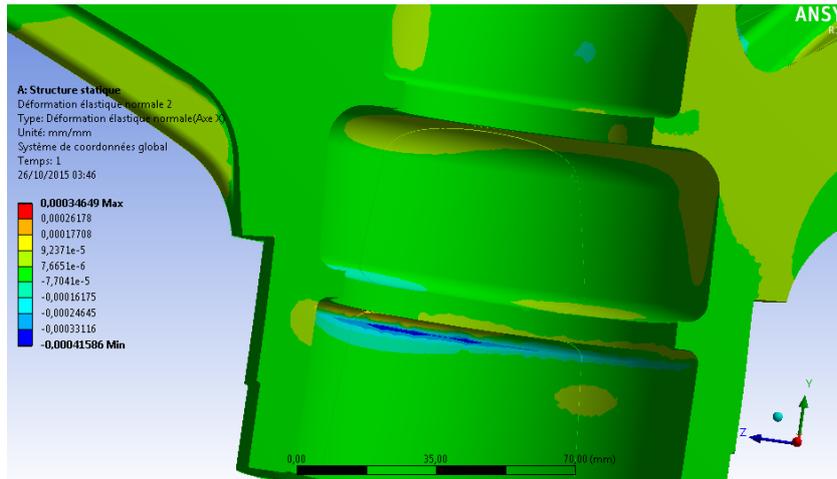
Déplacements suivant yy



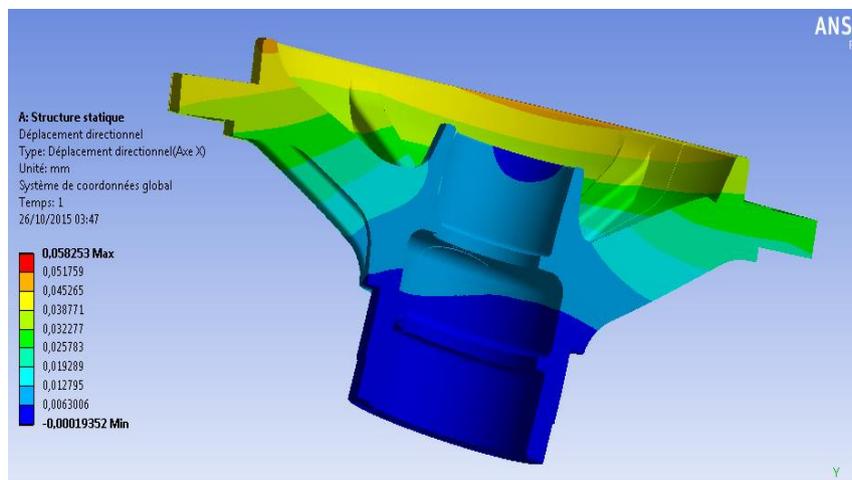
Contraintes suivant xx



Déformations suivant xx

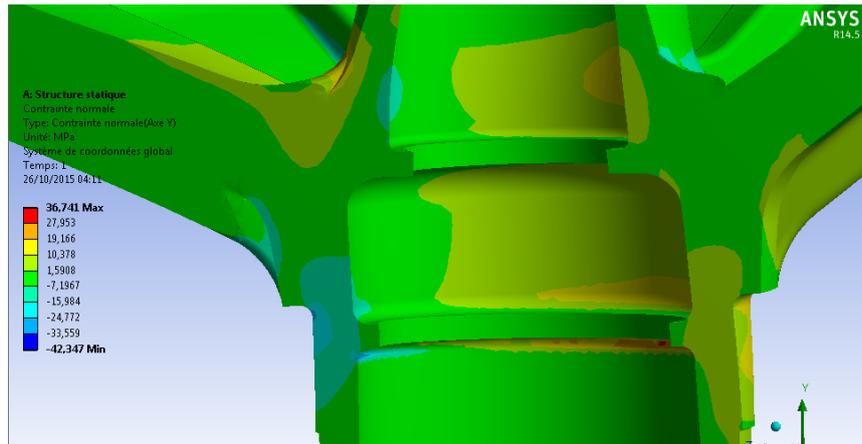


Déplacements suivant xx

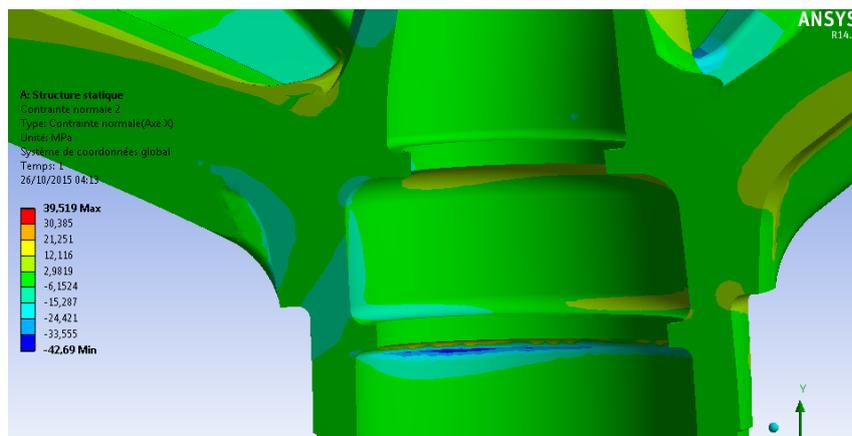


Pour $r = 3$

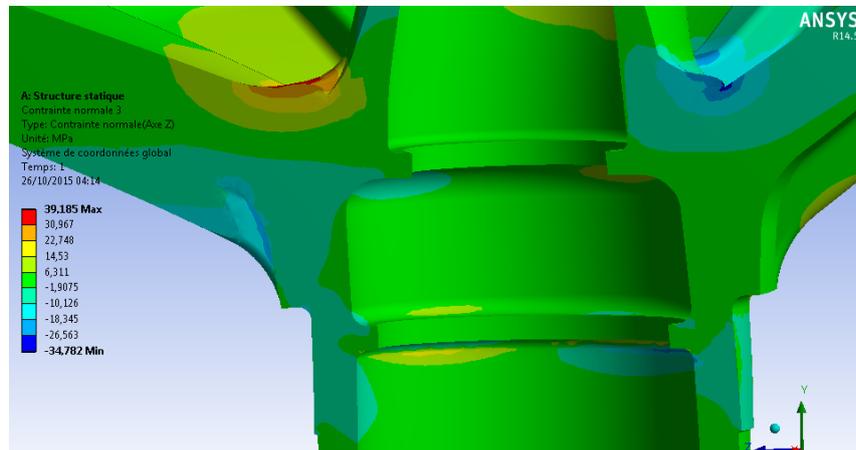
Contraintes suivant yy



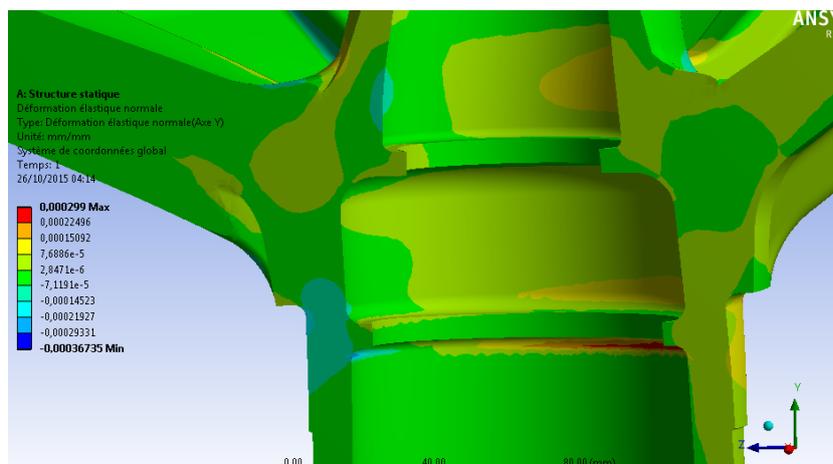
Contraintes suivant xx



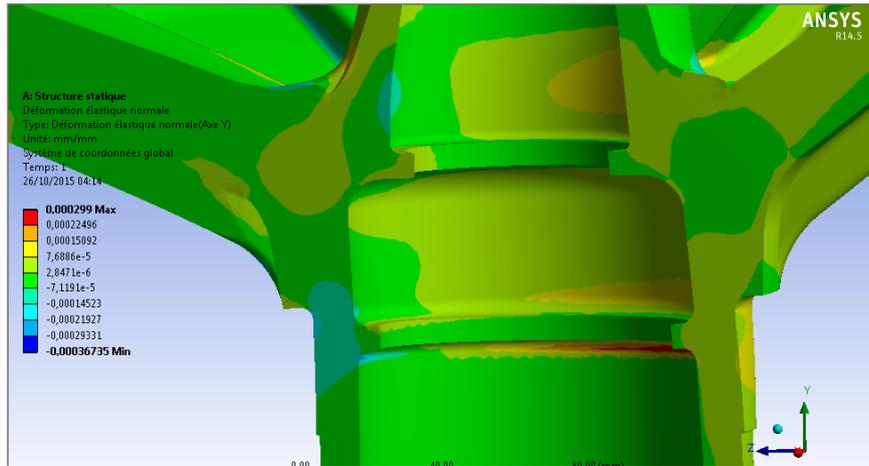
Contraintes suivant zz



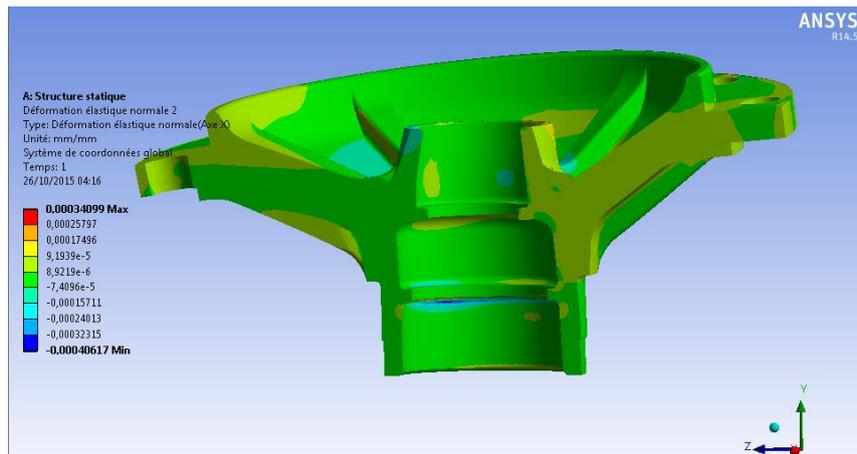
Déformations suivant yy



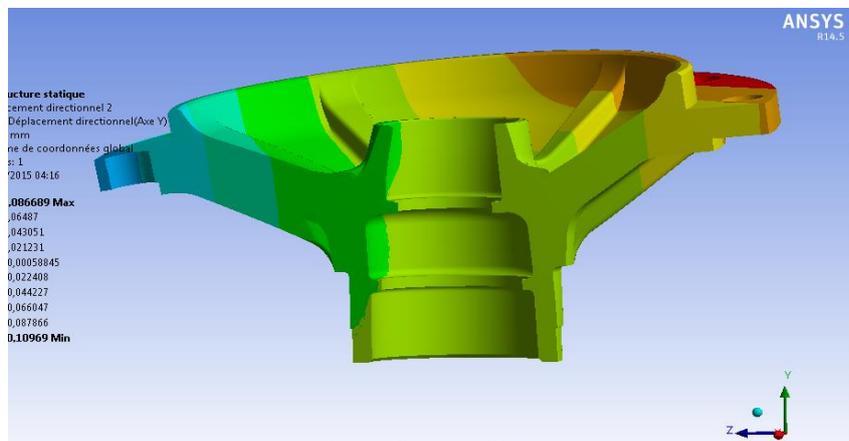
Déplacements suivant yy



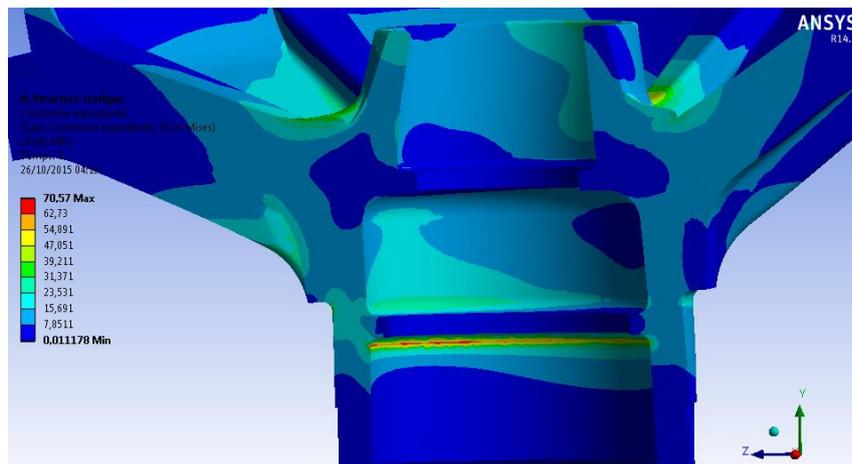
Déformations suivant xx



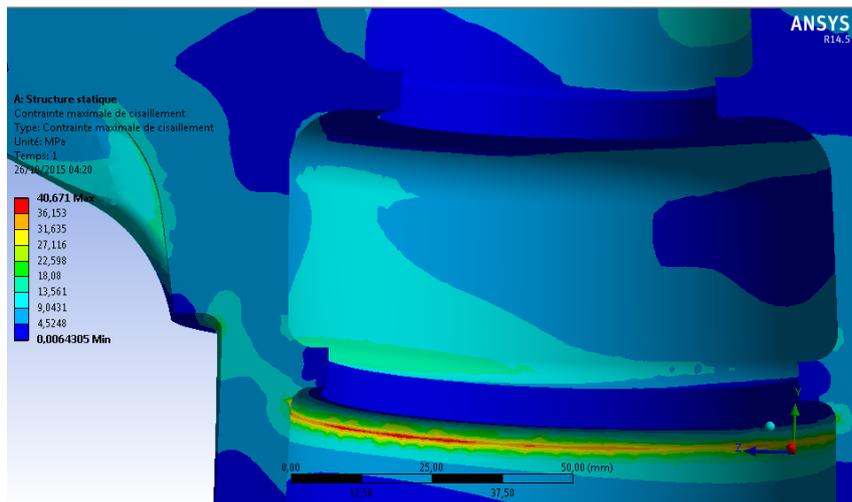
Déplacements suivant xx



Contraintes de Von mises

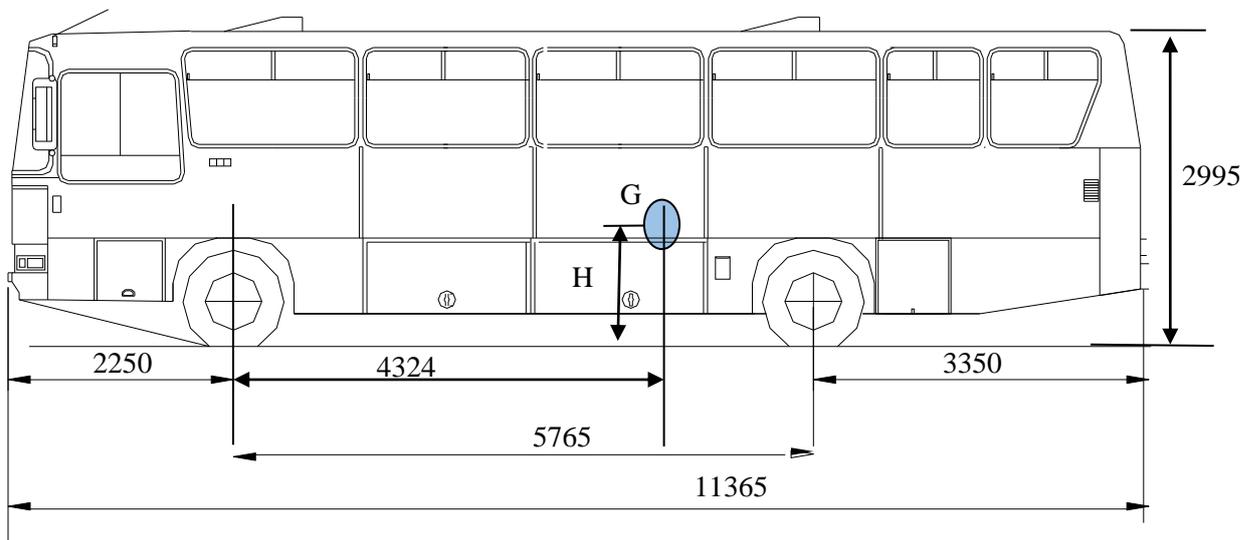


Contraintes de cisaillement



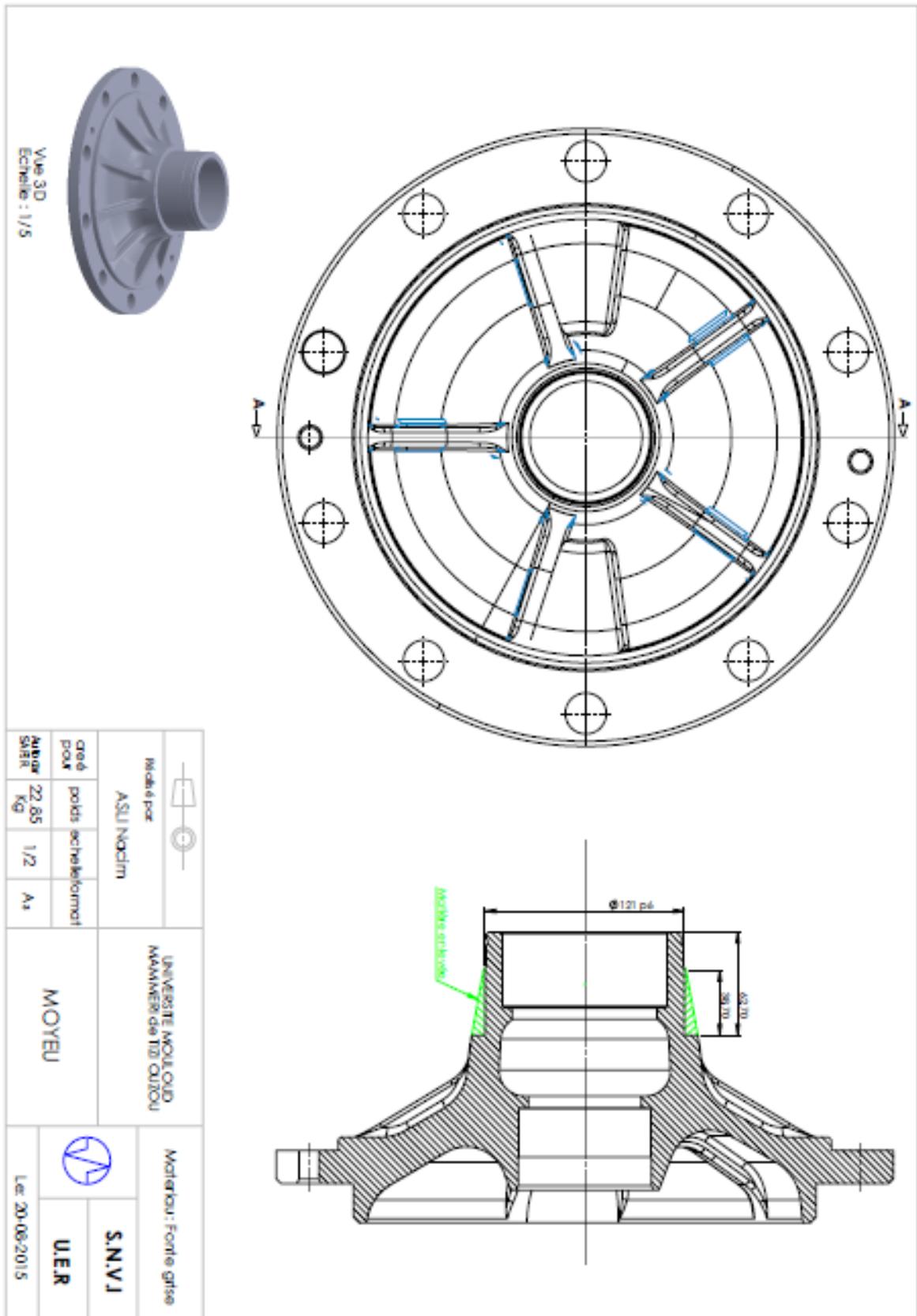
Annexe2

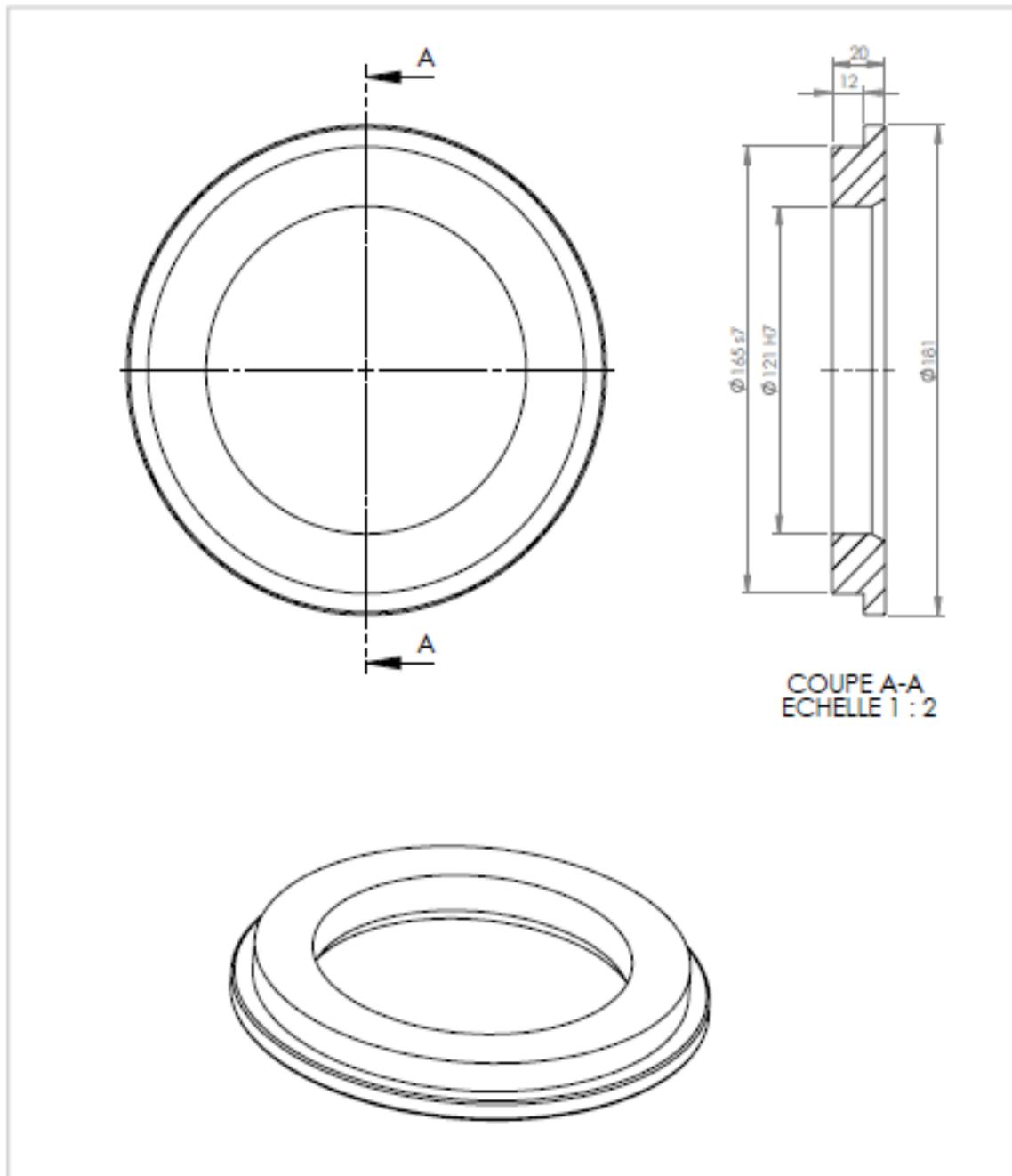
Caractéristiques dimensionnelles du bus SAFIR



Annexe3

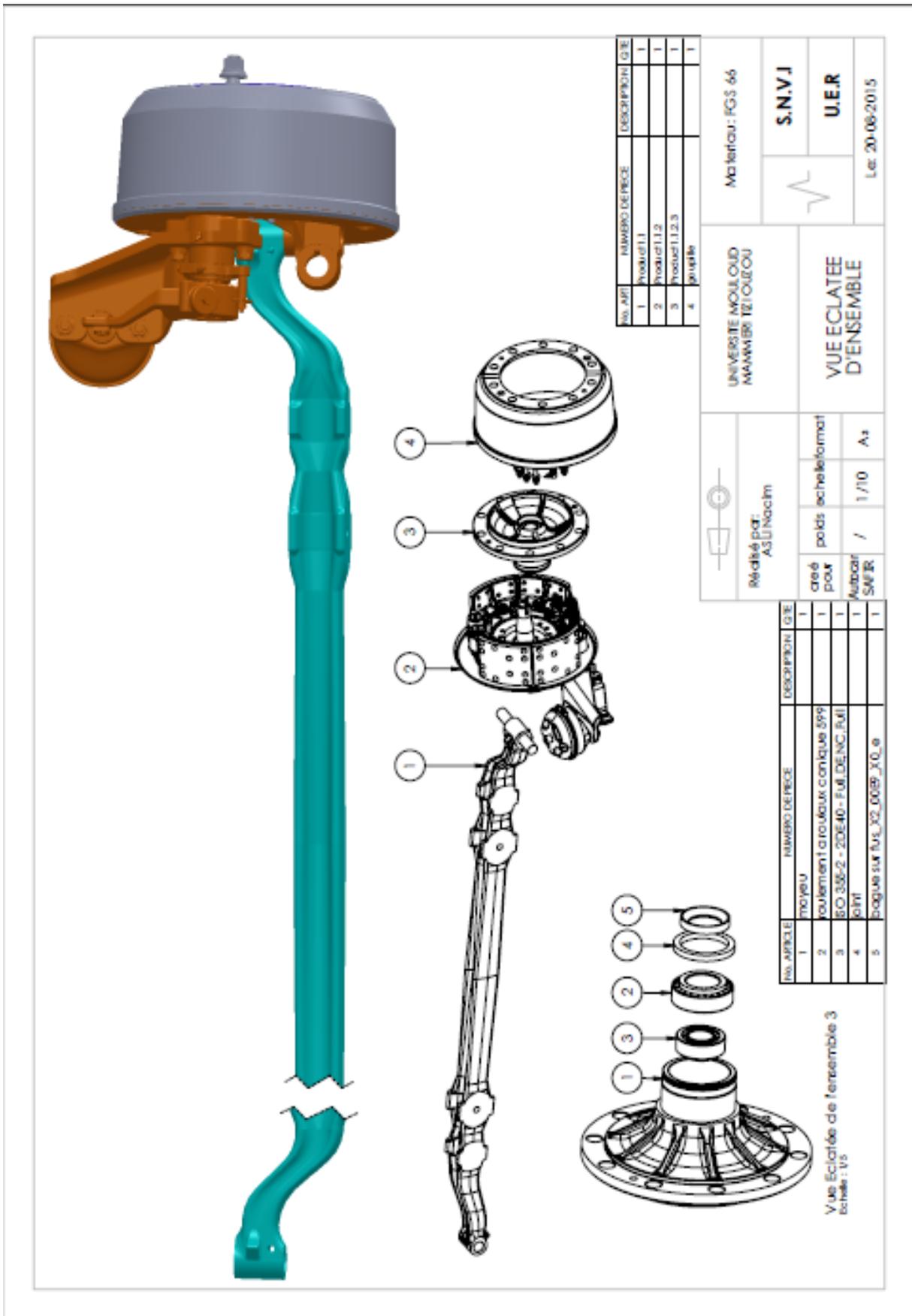
Mise en plan





COUPE A-A
ECHELLE 1 : 2

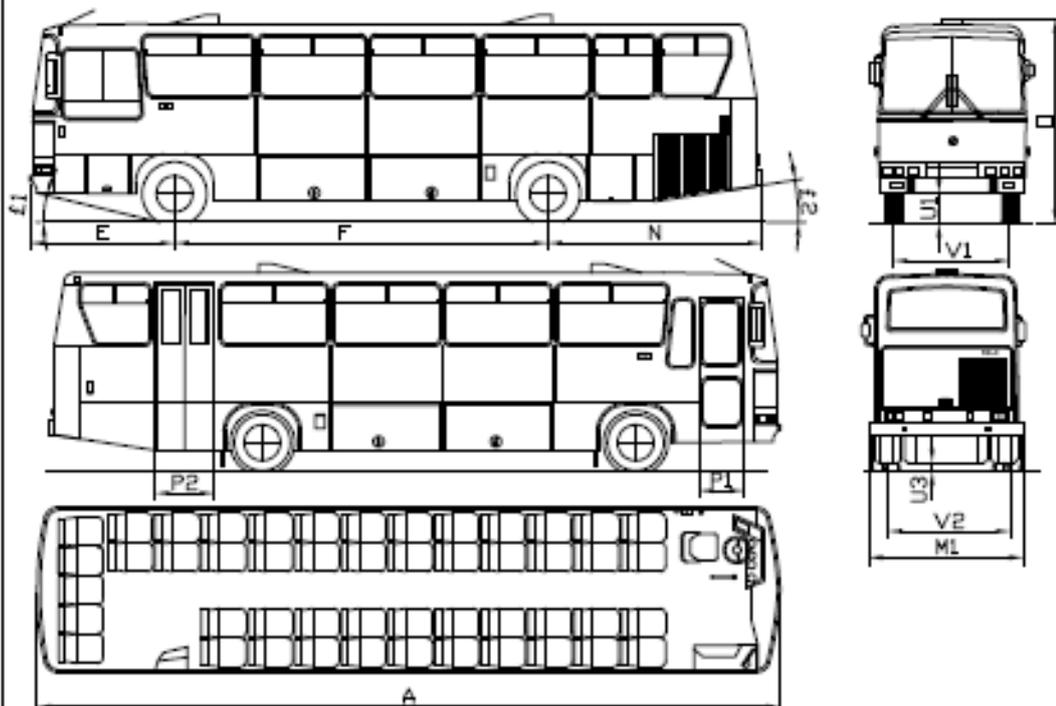
				UNIVERSITE MOULOUD MAMMERRI de TIZI OUZOU	Matériau: Fonte à graphite sphéroïdale	
Réalisé par: ASLI Nacim					S.N.V.I	
créé pour	pooids	echelle	format	SUPPORT COURONNE		
Autocar SAFIR	1.650 Kg	1/2	As		Le: 20-08-2015	



AUTOCAR SAFIR MOTORISATION CUMMINS

EDITION: Mars 2013

AUTOCAR
49 Places assises +1
10 Places debouts



DIMENSIONS (mm) :

Empattement	F	5770
Porte à faux AV.	E	2250
Porte à faux AR.	N	3350
Longueur hors tout	A	11360
Largeur hors tout	M1	2500
Hauteur à vide	O	2995
Garde au sol	AVANT U1	330
	ARRIERE U3	240
Voie	AVANT V1	1999
	ARRIERE V2	1910
Portes	AVANT P1	940
	ARRIERE P2	960
Angle d'attaque	E1	9°52'
Angle de fuite	E2	9°19'

POIDS (kg) :

Poids du chassis cabine en ordre de marche	10400	
Répartition de ce poids sur :	Essieu Av.	3000
	Pont Ar.	7400
Poids Total Autorisé en Charge (P.T.A.C.)	14000	
Charge maxi autorisée sur :	Essieu Av.	4800
	Pont Ar.	9200

CARROSSERIE :

Ossature en tubes métalliques soudés électriquement, habillée de l'extérieur par des panneaux en toles d'acier et intérieurement par des panneaux en céramine sur pavillon et par des panneaux habillés en moquettes sur les cotés latéraux)

PLANCHER:

En bois marrin avec garniture en moquette.

FICHE DESCRIPTIVE

AUTOCAR SAFIR MOTORISATION CUMMINS

MOTEUR

Type : CUMMINS C300-20
 Nbre de cylindres : 6 en ligne
 Injection : Directe
 Alésage/course (mm) : 114/135
 Cylindrée : 8,3 L
 Taux de compression : 16,5/1
 Carburant : Gasoil
 Puissance maxi : 296ch (221kW) à 2200 tr/mn
 Couple maxi : 1125 Nm à 1400 tr/mn
 Aspiration : turbocompressée
 Refroidissement : à eau
 Capacité d'huile : 23,6 L.

EMBRAYAGE

Ø 430 mono disque à sec, commande hydraulique et assistance pneumatique.

BOITE DE VITESSES

Type : ZF 86-85
 boîte manuelle à 6 rapports AV synchronisés + 1 m AR.
 Rapports extrêmes : 6,75-0,83
 Capacité d'huile : 11 L
 Couple admissible : 1200 m.N

PONT ARRIERE

Type : SNVI P.831 X1
 Pont à couple conique à dentures hypoides avec réducteur dans les moyeux.
 Couple : 16x41 réduction : 1/2
 rapport : 5,125
 Capacité d'huile : 9,5 L.

ESSIEU

Type : SNVI E 4X21
 Essieu rigide

DIRECTION

Type : ZF 8095
 Avec assistance intégrée.

CHASSIS

Cadre à 2 longerons en tôle d'acier emboutis en forme de U entretourés par des traverses centrales en X.
 Section des longerons : 187x75x6 mm.

SIEGES

- Voyageurs :
 En mousse recouverte de tissu, accoudoirs relevables, poignées appliquées aux dossiers.
 Nombre de places assises : 49
 Type : CHARDON
 - chauffeur :
 Suspendu, réglable en hauteur et en longueur, avec dossier inclinable, coussin et dossier en mousse
 Revêtement en tissu.

SOUTE A BAGAGES

Entre les 2 essieux, sur toute la longueur, avec portillons sur chaque face latérale.
 Volume : 5 m³

CHAUFFAGE HABITACLE

Système de chauffage autonome à soufflerie.

PORTES

Deux portes battantes vitrées sur face latérale à commande électropneumatique:
 - Porte avant battante.
 - Porte arrière à 2 vantaux.
 Une commande de secours est prévue par dispositif de déverrouillage de l'extérieur et de l'intérieur.

BAINES

Teintées avec rideaux.

FREINAGE

- Frein principal (service):
 A air à double circuits indépendants agissant sur les roues avant et arrière. (frein à tambour)
 - Frein de parcage (indépendant):
 A air agissant sur les roues Arrières.
 - Ralentisseur électromagnétique:
 TELMA F151.

EQUIPEMENT ELECTRIQUE

Tension : 24 Volts obtenue par 2 batteries de 12 Volts
 Capacité : 160 AH.
 Alternateur : 155 A.

PNEUMATIQUES

Dimensions : 10 R 22,5 - Tubeless
 Avant : simple, Arrière : jumelés

RESERVOIR DE CARBURANT

Capacité : 1 réservoir 250 L.

PERFORMANCES

Tableau des vitesses Km/h au régime MAXI.

Vitesse	1ère	2ème	3ème	4ème	5ème	6ème
RAPPORTS R.V	6.75	3.87	2.36	1.47	1	0.83
VITESSES (km/h)	13	22	36	58	85	103

DIVERS

- Lot de bord.
 - Radio-CD.

OPTIONS

- Pare-brise teinté dégradé.
 - Climatisation.

Bibliographie

- [1] Site officiel de la SNVI
- [2] WEBCO. (2000). Dispositif antiblocage (système ABS).
- [3] <http://y.odoul.free.fr/Cour techno le freinage>.
- [4] ADAM, B. (1985). *Technologie du freinage des véhicules industriels* . Édition technique pour l'automobile et l'industrie .
- [5] Toufik, Y. S.-e. (2009). *Etude et mise en place d'un système de freinage ABS sur un véhicule industriel (100L6)*. Mémoire de fin d'étude: Université Houari Boumediene.
- [6] http://www2.gnb.ca/content/dam/gnb/departementsps-sppdfpublicationsab_manual-f.pdf/
- [7] Goodier, S. T. (1951). *Theory of elasticity*. New York: McGraw-Hill Book Company.
- [8] Debongnie, J. (2013). *Conception et calcul des éléments de machines*. Liège , Belgique.
- [9] Poulet, C. B. (1999). *memotech*. Éditions Casteilla. 480 pages.
- [10] Brossard, J.-P. (2006). *dynamique du véhicule*. PPUR presses polytechniques, pp 714.
- [11] Brossard, J.-P. (2009). *Dynamique du freinage*. PPUR presses polytechniques. pp 202.
- [12] Chambras, T. (1993). *Étude du comportement dynamique d'un véhicule en situation de freinage*.
- [13] Lawrence, K. L. (2002). *ANSYS Workbench Tutorial*. University of texas: Schroff Development corporation (SDC).