

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE



UNIVERSITÉ MOULOUD MAMMERRI DE TIZI OUZOU
FACULTÉ DE GENIE DE CONSTRUCTION
DEPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE



MEMOIRE

De fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme de Master
En Génie Mécanique

Option : Construction Mécanique

Thème :

**Etude et conception d'un système de
basculement cabine pour un véhicule industriel,
le K66**

Proposé par :

HOUANTI Saïd

Encadré par :

MOHELLEBI Mouloud

Réalisé par :

BELKACEMI Sofiane

BABOU Hamid

<< 2013 >>

Remerciements

Tout d'abord un grand hommage aux enseignants de l'université UMMTO qui nous a accueilli, bras ouverts pendant notre cycle d'étude supérieur.

Nous tenons à remercier en premier lieu notre promoteur : M. MOHELLEBI, pour sa sincérité, son assiduité dans le travail

Nous remercions les fonctionnaires du bureau d'étude de la SNVI, surtout le chef de service M.HOUANTI

Nous remercions aussi tous les enseignants du génie mécanique et sans oublier le personnel de la bibliothèque.

Aussi, nous remercions tous ceux qui ont contribué de proche ou de loin à la réalisation de ce projet.

Merci

Je dédie ce modeste travail

A mes très chers parents

A mes frères, mes sœurs

A tous les professeurs et enseignants

A tous ceux qui m'ont aidé de loin ou de près durant mes études

A tous mes amis et camarades de classe et particulièrement ma promotion.

A tous mes voisins et amis.

BABOU Hamid

Je dédie ce modeste travail

A mes très chers parents

A mes frères et ma sœur

A ma grande mère

A la mémoire de mon grand père

A toute ma famille

A tous mes amis

BELKACEMI. Sofiane

SOMMAIRE

Remerciement	
Dédicaces	
Introduction générale	01
Chapitre I : Présentation	
I. Présentation de l'entreprise	03
I.1. Historique	03
I.2. Présentation de la D.V.I	04
I.3. Structures Fonctionnelles	04
I.4 Organigramme du complexe des véhicules industriels	05
I.5 Gammes de production de la SNVI	06
II. Description du camion K66.....	07
II.1. Caractéristiques	07
II.2. Système de fixation cabine châssis	11
III. Système de basculement (barre de torsion)	14
III.1. Système de fixation	15
III.2. Principe de fonctionnement	16
III.3. Système de sécurité	18
III.4. Levier de vitesse	18
III.5. Colonne de direction	19
III.6. Adaptation du système sur le camion K 66	19
Chapitre II : Numérisation et conception SW	
1. Introduction a SolidWorks	21
1.1.Définition	21
1.2.Fonctionnement	21
2. Numérisation de la cabine de camion K66	24
2.1.La source des plans	24
2.2.Numérisation de soubassement cabine	25
2.2.1. Soubassement gouache	25
2.2.2. Soubassement droit	28
2.2.3. Soubassement central	31

2.3.	Numérisation SolidWorks de la face avant	34
2.4.	Numérisation de la face arrière	36
2.5.	Assemblage de la cabine de camion K66	36
3.	Numérisation des ferreurs et supports	38
3.1.	Les ferreurs	38
3.2.	Les supports ferreurs	39
4.	Conception d'un système de verrouillage	40

Chapitre III : Détermination de centre de gravité de la cabine

1.	Définition	43
2.	Détermination du centre de gravité	43
2.1.	Calcul dans le cas général	43
2.2.	Détermination expérimentale	43
3.	Détermination de la position centre de gravité de la cabine	44
3.1.	Position de CDG sur l'axe longitudinal	45
3.2.	Position de CDG sur l'axe vertical	45
4.	Détermination de la position centre de gravité de la cabine	47

Chapitre IV : Dimensionnement de la barre de torsion

	Définition	48
1.	Notion général sur les ressorts	48
2.1.	Fonction des ressorts	48
2.2.	Types de ressort	48
2.3.	Ressort de torsion	52
2.3.1.	Barre de torsion	52
2.3.2.	Ressort de torsion cylindrique à spires	53
2.3.3.	Ressort de torsion à spirale	53
3.	Notions fondamental sur la torsion	54
3.1.	Définition	54
3.2.	Contraintes et déformations	55
3.2.1.	Hypothèses	55
3.2.2.	Déformations	55
4.	Matériau de la barre de torsion	59
5.	Dimensionnement de la barre de torsion	60

5.1. Condition de résistance a vérifié	60
5.2. Contrainte de torsion selon les différentes sections existantes	61
5.3. L'angle de rotation de la barre (angle de torsion)	61
5.4. L'angle de rotation selon les différentes sections existantes	62
5.5. Calcule des moments	63
6. Calcule de diamètre de la barre	63
6. 1. Equilibre des moments	63
6. 2. Cherchons les valeurs de L_c et α	64
6.3. Application numérique	67
7. Vérification de l'arbre a la torsion	67
8. Calcule des cannelures	68
8.1 Caractéristiques	68
8.2 Calcule des cannelures	68
8.3 Vérification des cannelures au cisaillement	71
8.4 Vérification des cannelures	72
Chapitre V : Suspension et fixation cabine	
1. Introduction	73
1.1. Les propriétés du caoutchouc en font un matériau élastique idéal	74
1.2. Aide au choix des supports antivibratoires	75
2. Suspension de la cabine de camion K66	76
2.1. La suspension avant de la cabine de K66	76
2.2. La suspension arrière de la cabine de camion K66	80
3. Système de fixation	82
3.1. Sur l'avant	82
3.2. Sur l'arrière	85
Conclusion générale	89
Bibliographie	91
Annexes	92

INTRODUCTION GENERALE

Le passage de l'idée à la réalisation effective d'un système fait intervenir trois fonctions principales :

- L'étude.
- La conception.
- La fabrication.

Les fonctions précédentes sont assurées par des services spécialisés ayant pour but de mener une étude qui aboutira à des résultats satisfaisants.

Les services principaux mis en jeu sont :

- Le bureau d'étude.
- Le bureau des méthodes.
- Les ateliers de fabrication.

Dans ce contexte, ce présent travail s'inscrit dans le cadre de la présentation d'un mémoire de fin d'études « Master II » en Construction Mécanique et à pour objet l'étude d'un système de basculement de la cabine du camion K66. Ce travail est réalisé au sein de la Société Nationale des Véhicules Industrielles « SNVI ».

Le service technique et particulièrement la direction d'étude et de recherche, veut faire des améliorations sur la cabine du camion K66 pour faciliter l'accès et l'entretien du moteur. A titre de rappel la cabine du K66 était fixe sur le châssis et pose énormément de problèmes lors de l'intervention sur le moteur. Principalement, ces améliorations résident dans la mise en œuvre d'un système de basculement de la cabine.

A partir de cette idée nous allons mettre au point un mécanisme adéquat pour le basculement de la cabine. L'étude repose sur une adaptation d'un système de basculement cabine avec une barre de torsion pour un véhicule industriel, le K66

Pour mener à bien ce travail nous avons adopté le plan suivant : Après une introduction générale et présentation du cahier des charges le chapitre I sera consacré à la présentation générale de l'entreprise et une description du camion K66 avec la présentation de l'ancien mode de liaison de la cabine sur le châssis.

Une conception numérique Via le logiciel Solidworks fera l'objet du chapitre II , au chapitre III nous déterminerons numériquement et analytiquement le centre de masse de la cabine qui sera déterminant pour le dimensionnement de la barre de torsion et qui fera l'objet du chapitre IV. Quant au chapitre V il sera question de proposer un système de basculement de la cabine avec un système de fixation et nous terminerons par une conclusion.

CHAPITRE I

PRÉSENTATION

1. Présentation de l'entreprise:

1.1. Historique:

a) Berliet Algérie:

Le 02 juin 1958, la Société Française "BERLIET" entreprend la construction d'une usine de poids lourds, à 30 Km à l'est d'Alger (Rouïba) sur une superficie de 100 Hectares, dont 5,5 hectares couverts. Le 15 Octobre 1958, l'usine a réalisé le premier véhicule BERLIET entièrement monté en Algérie.

En juin 1964, après l'indépendance, le gouvernement Algérien par l'intermédiaire de la caisse de développement, a pris une participation de 40% dans la société Berliet Algérie.

b) SONACOME:

La SONACOME est créée par l'ordonnance No 67/ 150 en 1967 dans le but de promouvoir et développer le secteur des industries mécaniques et d'exercer le monopole d'importation des produits mécaniques en Algérie.

Au titre de cette mission, elle lance 2,5 Milliards de Dinars pour l'édification du complexe industriel intégré dont celui des véhicules.

La politique adoptée par la SONACOME pour la mise en place de cet appareil de production est fondée sur les options suivantes:

- Création des complexes industriels aux produits à fabriquer.
- Promotion de l'industrie par l'utilisation et le développement de toutes les techniques de traitement de transformation des métaux (fonderie -forgeage -usinage -traitement thermique).
- Formation intensive des personnels, techniciens, ingénieurs, pour cela, la SONACOME à doté chaque complexe d'une usine, une école de formation à haut niveau d'intégration et de démarrage de la production, elle a également crée de divisions de ces produits.

c) La SNVI :

Société Nationale des Véhicules Industriels dénommée SNVI suite au décret présidentielle N° 81-342 du 12 /12 /1981 et après la restructuration de la SONACOME.

La SNVI dont le siège se situe à Rouïba est composée de six (06) unités de production qui sont:

- DVI : Division Véhicules Industriels.
- DFR: Division Fonderie Rouïba.
- DCR: Division Carrosserie Rouïba.
- DLS: Division Logistique et Service.
- UER: Unité Etude et Recherche.
- DFR: Direction Formation Rouïba.

L'UER a pour mission de:

- Développer la gamme actuelle produit par le complexe véhicules industriels.
- Améliorer la qualité et la fiabilité de ce produit.

- Réduire les coûts de la participation.
- Mener des actions pour diversifier leurs sources d'approvisionnement.
- Mener des actions pour consolider les sous-traitants nationaux.

Son domaine d'activité concerne :

- Les châssis.
- La chaîne cinématique.
- La cabine.
- Les équipements.
- Les carrosseries autobus et autocars.

Afin de concrétiser ces objectifs, l'U.E.R mène les opérations suivantes:

- Calculs des systèmes.
- Etude de conception des nouveaux produits.
- Homologation.
- Fabrication et essais prototype.
- Mise en place des produits nouveaux par traitement de nomenclature.
- Standardisation et normalisation.
- Elaboration et exécution du plan produit.

I.2. Présentation de la D.V.I :

La division Véhicule Industriel (D.V.I) est située dans la zone industrielle de Rouïba à 30 KM à l'est de la capitale avec une superficie de 100 hectares dont 177125 m² couverts, il comprend les bâtiments suivants avec leurs superficies:

- Mécanique :40625 m²
- Tôlerie emboutissage:32000 m²
- Montage camion:32000 m²
- Montage autobus:2700 m²
- Services généraux:7500 m²
- Polyester:9000 m²
- Administration :1 6000 m²
- Réception control :7500 m²

I.3. Structures Fonctionnelles:

La D.V.I est structurée en sept (07) directions:

- Direction des sources humaines. D.R.H
- Direction des fabrications. D.F.B
- Direction de maintenance industrielle. D.M.I
- Direction administrative et financière. D.A.F
- Direction des moyens généraux. D.M.G

- Direction des achats et approvisionnements. D.A.A
- Direction technique. D.T.C

I.4 Organigramme du complexe des véhicules industriels :

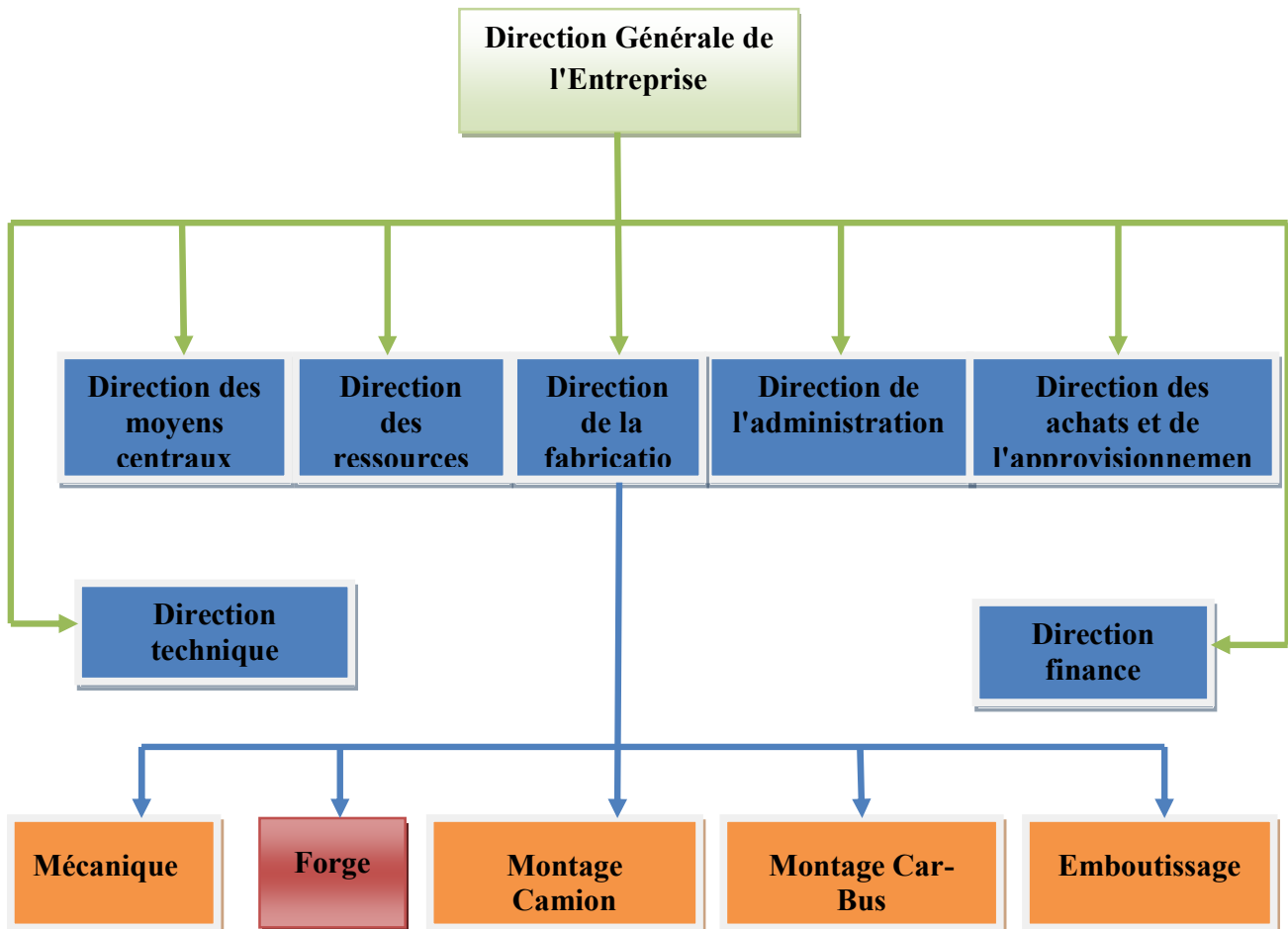


Figure 01 : Organigramme de la division des véhicules industriels.

1.5 Gammes de production de la SNVI :

Catégories	Gammes	Désignation	Type de véhicule
Car et Bus	Autocars	49L6	Autocar
	Autobus	100V8	Autobus
	Minicars	25L4	Minicar châssis mécanisé
	Minicars	1 8L4	Minicar châssis mécanisé
	Minibus	38L6	Minicar interurbain
	Minibus	70L6	Minibus urbain

Tableau 01 : Gammes de production de la SNVI (Car et Bus)

Catégories	Gammes	Désignation	Type de véhicule
Camions	Basse	K66 cabine type k	porteur 4 X 2
			porteur 4 X 2
		K120 cabine type k	porteur 4 X 2
			porteur 4 X 2
	Haute	B260 Cabine basculante	porteur tracteur 4 X 2
		C260	porteur tracteur 4 X 4
		C260	porteur tracteur 6 X 4
		T350 Camion	porteur 4 X 2
		B350	porteur 6 X 4
		Tracteur	tracteur 6 X 4
véhicules spéciaux	Militaire	M120 Militaire	porteur tracteur 4 X 4
			porteur tracteur 4 X 4
		M230 Militaire	porteur tracteur 6 X 6

Tableau 02 : Gammes de production de la SNVI (Camions et véhicules spéciaux)

II. Description du camion K66

Nous allons donner une brève description du camion K66 et des généralités concernant le système de fixation de la cabine.

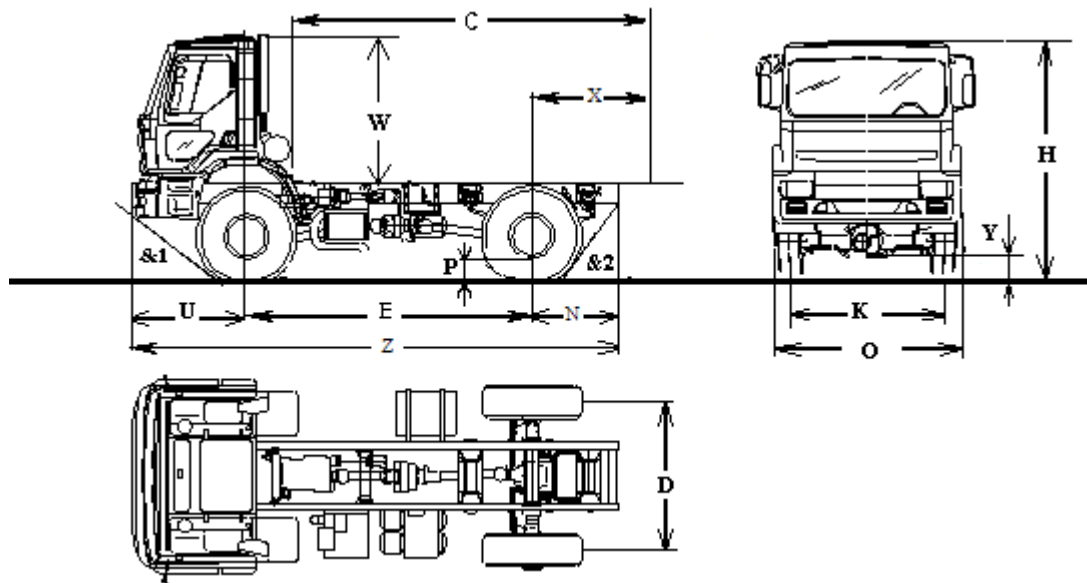


Figure I.02 : Dimensions du camion K66

II.1. Caractéristiques :

Le camion k66 présente les caractéristiques suivantes :

II.1.1. Forme :

Sa forme extérieure est identique à celle du camion k120, mais en dimensions réduites .

II.1.2. Dimensions (mm) (Figure 02) :

			Normal	LonG	EX. LonG
Empattement		E	2600	3100	3700
Porte à faux	Avant	U	1130		
	Arrière	N	885	1135	1540
	Arrière maxi	X	1535	1835	2235
Longueur carrossable		C	3500	4300	5300
Longueur hors tout		Z	4677	5625	4630
Largeur hors tout		O	1990		
Hauteur hors tout		H	2510		
Gard au sol	Avant	Y	200		
	Arrière	P	200		
Voie	Avant	K	1665		
	Arrière	D	1530		
Angle d'attaque		&1	26°		
Angle de fuite		&2	32°	21°	17°

Tableau I.03 : dimensions de camion K66

II.1.3. Poids (kg) :

		Normal	LonG	EX. LonG
Poids du châssis cabine en ordre de marche		2572	2600	2642
Répartition de ce poids sur :	Essieu AV	1760	1780	1805
	Essieu AR	812	822	873
Poids totale autorisé		6600		
Charge maxi autorisé sur :	Essieu AV	2450		
	Essieu AR	4600		
Poids total roulant autorisé		7850		

Tableau I.04 : poids de divers parties de camion K66**II.1.4. Moteur :**

- **Type** : Cumins 4BT A-A 3,9-110
- **Nombre de cylindres** : 4 en linge
- **Injection** : Directe
- **Alésage/course** : 102-120 mm
- **Cylindrée** : 3,92 L
- **Taux de compression** : 17,5/L
- **Carburant** : Gasoil
- **Puissance maxi** : 110 ch. à 2500 tr/mn
- **Couple maxi** : 46,9 m.daN à 1500 tr/mn
- **Aspiration** : par turbo compresseur +échangeur air-air
- **Refroidissement** : à eau
- **Capacité d'huile** : 10 L

II.1.5. Embrayage :

Ø 310 monodiques a sec, commande hydraulique.

II.1.6. Boite de vitesse :

- **Type** : ZF S5 – 42 (5 vitesses AV+1 marche AR)
- **Rapport extrêmes** : 5,72-0,76
- **Capacité d'huile** : 3,5 L
- **2 version** : sans pmt / avec pmt
- **Capacité en huile** : environ
 - 3,5 L (sans pmt)
 - 4,3 L (avec pmt)

II.1.7. Pont arrière :

- **Type** : p 410 simples démultiplications par couple conique.
- **Couple possibles** : 9x41 réductions : 4,56.
 - 10x41 réductions : 4,10.
- **Capacité en huile** : 4,1l.

II.1.8. Essieu :

- **Type :** E 2 A.
- **Rigide forgé, section en I.**

Direction :

ZF servocom 8090 à assistance hydraulique intégrée.

II.1.9. Suspension :

AV : ressorts à lames semi elliptiques + amortisseurs télescopiques.

AR : ressorts à lames semi elliptiques avec auxiliaires et amortisseurs télescopiques.

II .1.10. Freinage :➤ **Frein principal (service) :**

Aléo-pneumatique à double circuit indépendant agissant sur les roues **AV** et **AR** avec correcteur de freinage.

➤ **Frein de parcage (indépendant) :**

A commande pneumatique agissant sur les roues **AR** et peut être utilisé comme frein de secours.

II .1.11. Equipement électrique :

- **Tension :** 24 volts obtenus par 2 batteries de 12 volts.
- **Capacité :** 95 AH.
- **Alternateur :** 27A.

II .1.12. Pneumatiques :

- **Dimension :** 8.5 x 17.5 tubeless.

AV : simple, **AR :** jumelés, jante 5.25 **R** 17.5, roue de secours.

II.1.13. Réservoir de carburant :

- **Capacité :** 1 réservoir 90L.

II.1.14. Performances :

Tableaux des vitesses en km/h régime maxi.

➤ **Boite : ZF S5-42**

Vitesse	1ère	2ème	3eme	4ème	5ème
Rap. pont	5.72	2.94	1.61	1	0.76
4.56	14	28	50	80	106
4.10	16	30	56	97	120

Tableau I.05 : propriétés du boite a vitesses

II.1.15. Options :

- Crochet de remorque (sans DFR).
- Avertisseur ville.
- Stabilisateur AV.
- Stabilisateur AR.
- Equipement RTMD.
- Protection par grillage des feus AR.
- Rétroviseur intérieur cabine.
- Boite à pharmacie.
- Extincteur 4 kg.
- Projecteur de travail.
- Double pédalier pour version auto-école.
- Déflecteur sur pavillon.

II.1.16. Cabine (Fig. I.2) : Elle présente les caractéristiques suivantes :

- **Poids :** 360kg.
- **Type :** k 1980.
- Avancée et fixe.
- Suspension en 4 points par des plots élastiques.
- Constituée par des éléments en tôle d'acier et assemblée par des points soudure.

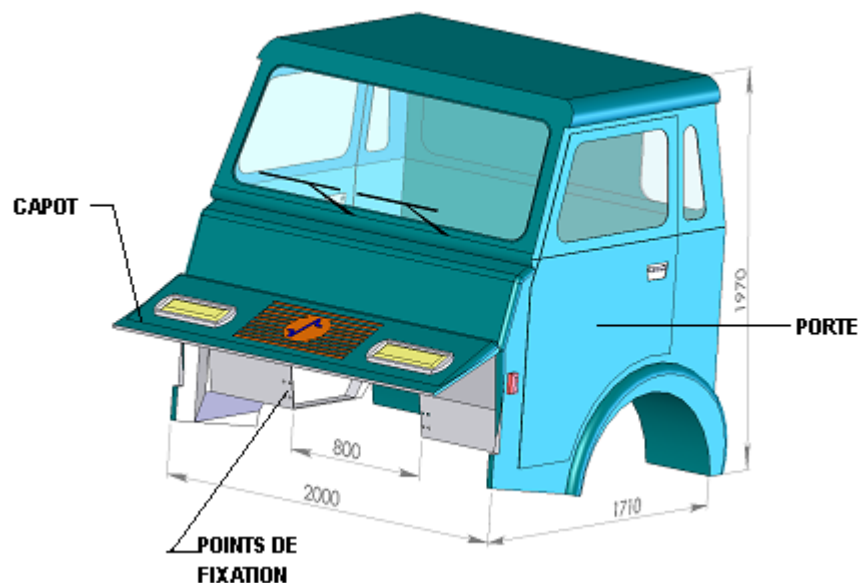


Figure I.03 : cabine du camion k66

II.1.17. Châssis :

Le châssis du camion K66 a été conçu sur la base de celui du camion K120 pour des raisons d'investissement. Ceci, permet l'exploitation directe de l'outillage existant. Il est constitué de deux longerons en tôle emboutie en forme de l'entretoise des traverses rivetées section : 199 x 60 x 5 (mm).

Les matériaux utilisés pour la fabrication sont des aciers à 0.1% de carbone avec des traces d'aluminium, vanadium et titane. Il se présente sous forme de plaques laminées ou de tôles.

Ces matériaux sont subdivisés en six classes selon leurs caractéristiques mécaniques, résistance à la traction R_m , limites d'élasticité à 0.2% de déformation R_e , l'allongement à la rupture A , la résilience K_{cv} , leur pliage sens travers ainsi que la taille de grains.

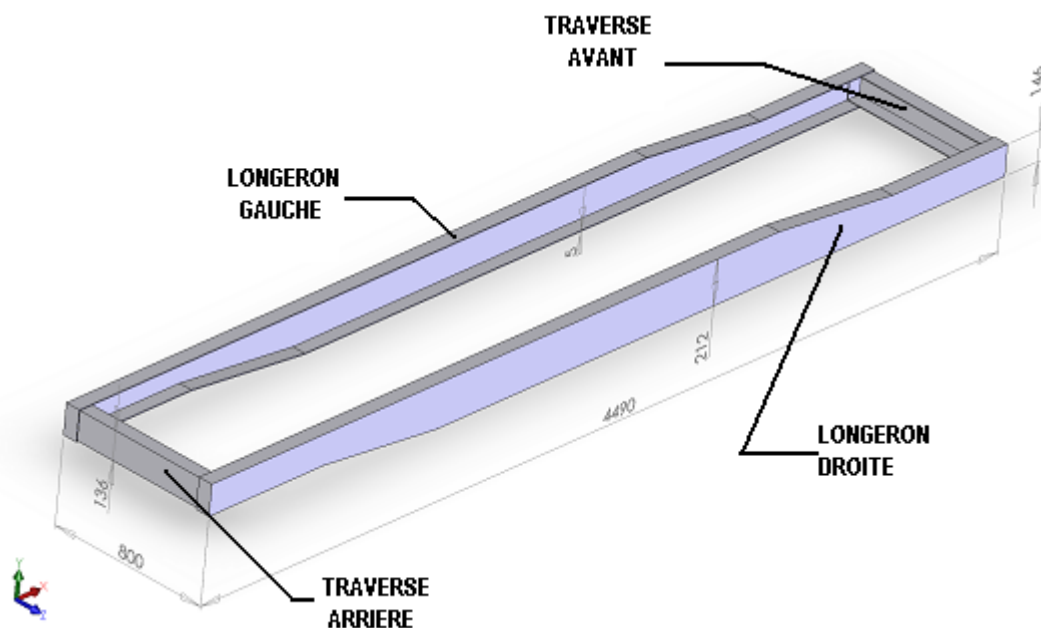


Figure I.04 : Châssis du camion k66

II.2. Système de fixation cabine châssis :

La cabine repose sur le châssis par le biais de quatre supports, deux en arrière et deux en avant.

II.2. 1. Supports avant :

Sur le côté avant, on trouve quatre supports (fig. I.05). Deux fixés sur le châssis et les deux autres sur la cabine. Des plots intermédiaires pour absorber les vibrations se positionnent entre les supports cabine châssis.

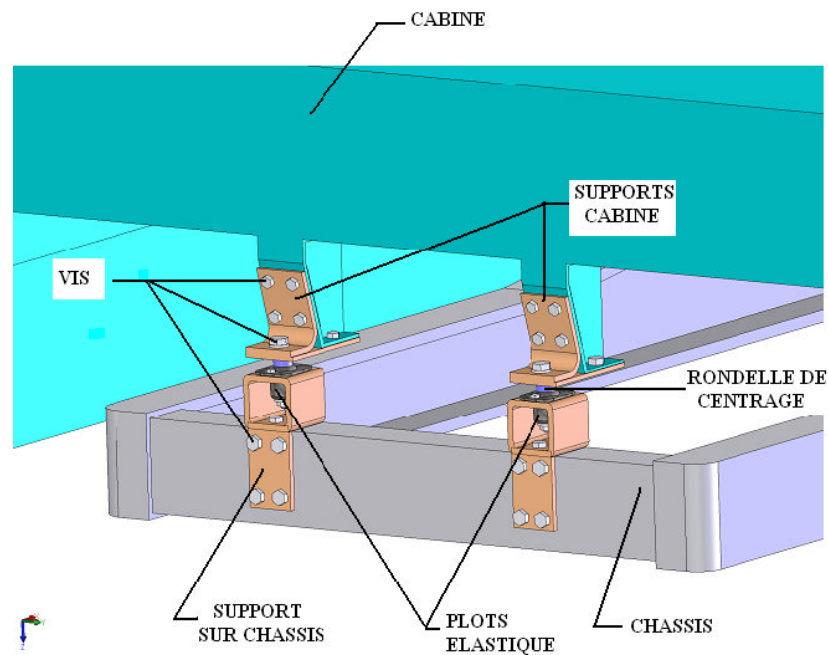


Figure I.05 : Fixation avant

II.2. 3. Supports arrière :

Constitués de deux supports fixés sur le châssis et supportent la traverse tubulaire de l'équilibrage dimensionnelle entre l'arrière et l'avant (fig. I.06). Deux autres supports assurent la fixation de cette barre sur la cabine. On trouve aussi des plots intermédiaires qui permettent l'atténuation des vibrations et des contacts.

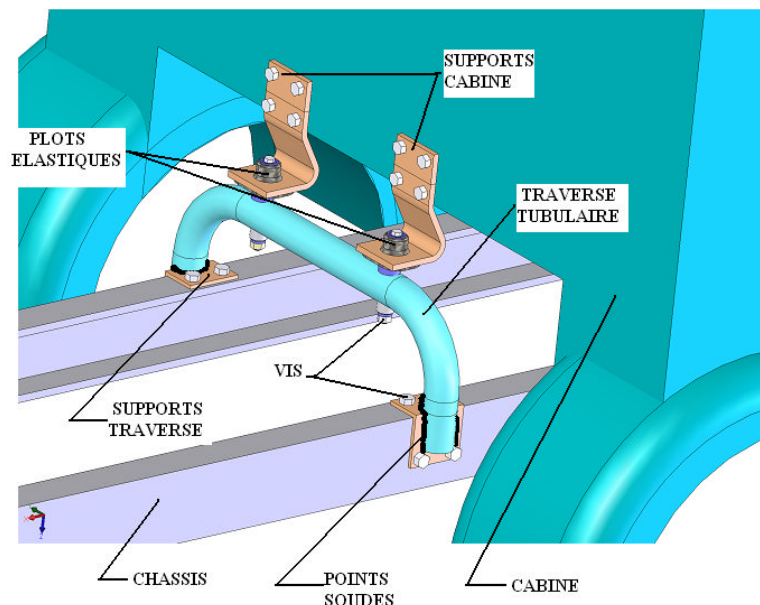


Figure I.06 : Fixation arrière

II.2. 4. Les éléments de fixation :

Les pièces de fixation	Les éléments de fixation
Fixation support AV sur cabine	8 Vis H, M 10x30 2 Vis H.M 10x25 8 Rondelles W 10 2 Rondelles W 10 2 Rondelles plates 4 Contre plaques
Fixation support AV sur châssis	8 Vis H, M 10x25 8 Rondelles W10 8 Ecrous H.M 10
Fixation plots sur support AV cabine sur châssis	4 Vis H.M 16x25 1 Vis H M 14x100 4 Rondelles W 10 2 Rondelles anti-rebond 2 Rondelles de centrage 2 Rondelles W 14 2 Ecrous H M14 2 Plots élastique
Fixation ferrures AR sur cabine	8 Vis H.M 10X25 8 Rondelles W 10 4 Contre plaques
Fixation traverse AR sur châssis	3 Vis H.M 10x25 4 Vis 10x30 1 Vis 10x35 7 Rondelles W 10 4 Rondelles plates 3 Rondelles éventails 8 Ecrous H.M 10
Fixation ferrures AR sur traverse	4 Vis H.M 10x25 2 Vis H.M 14x125 4 Rondelles W 14 2 Rondelles W 14 2 Rondelles anti-rebond 3 Ecrous H.M 10 2 Ecrous H.M 14 2 Plots élastique

Tableau I.06 : Les éléments de fixation

Nous avons présenté brièvement le camion K66 et le système de fixation de la cabine. On constate qu'il y a des difficultés d'accès au moteur en cas d'entretien. Ces difficultés résident dans le montage et le démontage de la cabine à chaque intervention. C'est la raison pour laquelle nous allons entreprendre une étude pour la mise en œuvre d'une solution de basculement.

III. Système de basculement (barre de torsion) :

Dans ce contexte, nous allons présenter un système de basculement du camion « **RENAULT-ME160** ». Il est basé principalement sur deux barres de torsion, et deux axes de pivotement placés à l'avant pour permettre l'articulation de la cabine.



Figure I.7 : camion Renault type ME160

Remarque

Le même mécanisme est employé pour faire pivoter la cabine de la camionnette « TOYOTA » en utilisant une seule barre.

III.1. Système de fixation :

a. Sur l'avant :

La fixation de la cabine sur le châssis est assurée par deux barres de torsion. Chacune de ces deux barres est fixée d'une part sur la cabine et sur le châssis d'autre part. Le mode de liaison cabine- barres de torsion –châssis repose sur deux supports fixes sur le châssis et deux ferrures solidaires à la cabine par le biais de deux axes de pivotement (Fig. I.8).

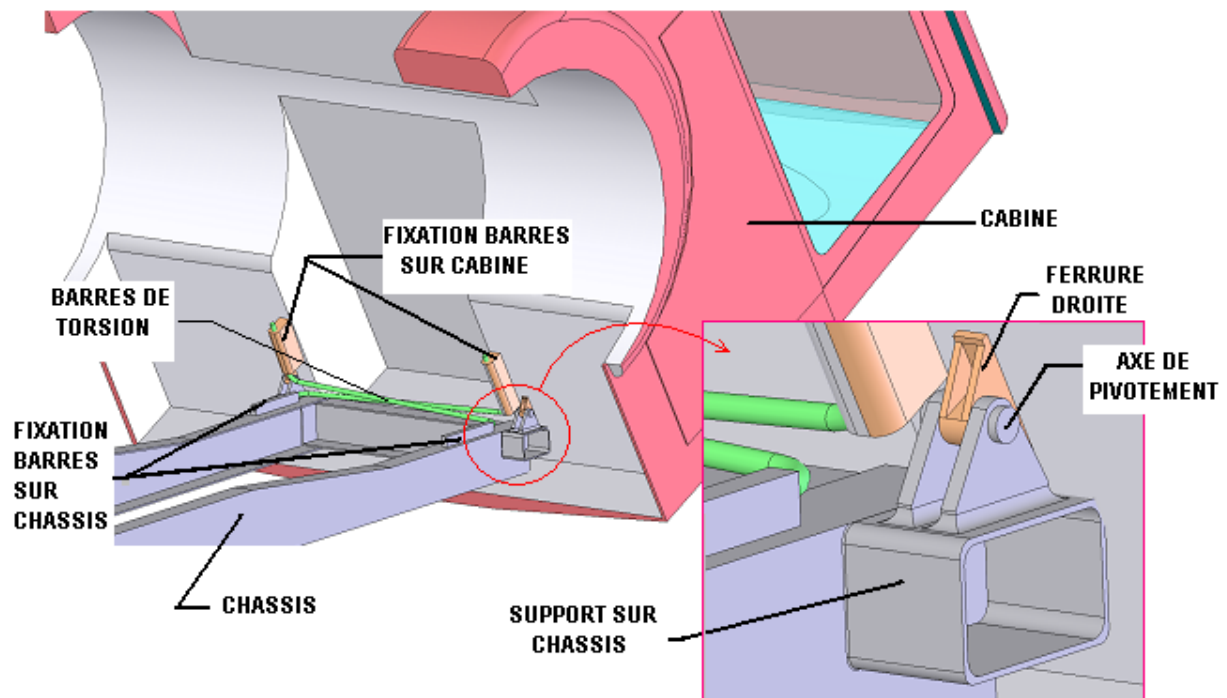


Figure I.8 : Fixation sur l'avant

b. Sur l'arrière :

La fixation arrière est assurée par un système de verrouillage et déverrouillage, il est représenté par un crochet manuel fixé avec un support sur une traverse plate, qui à son tour repose sur deux supports fixés sur le châssis (Fig. I.9).

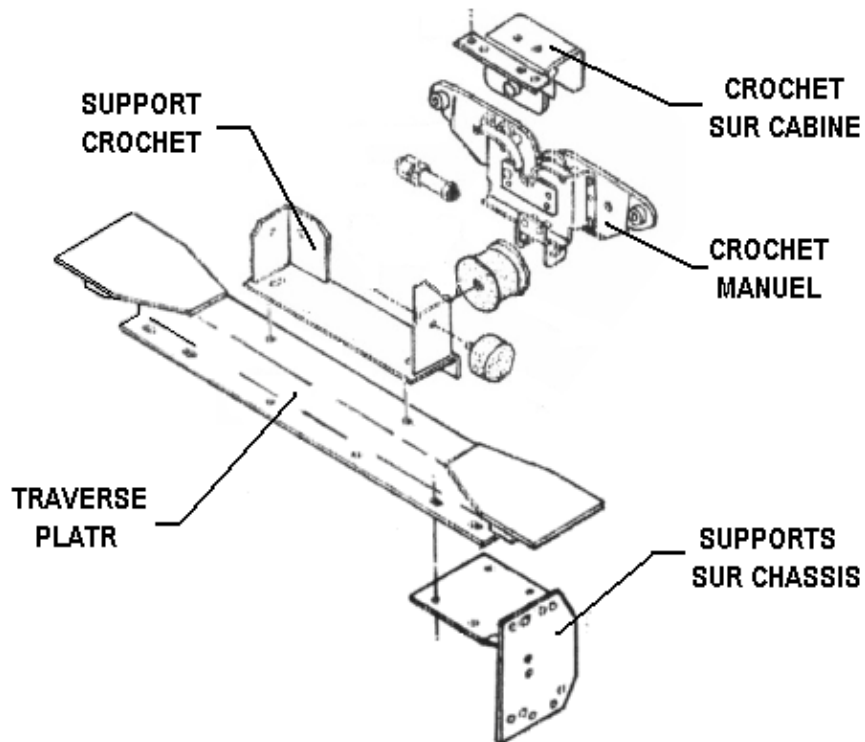


Figure I.9 : Fixation sur l'arrière

III .2 Principe de fonctionnement :

Les barres de torsion constituées d'un matériau du type acier ressort. Elles subissent une déformation importante et réversible due à la charge de la cabine (coté cabine).L'autre extrémité de la barre est immobilisée sur le châssis.

L'angle de rotation (basculement) due à la déformation permet de déterminer la torsion subite par la barre (Fig. I.10).

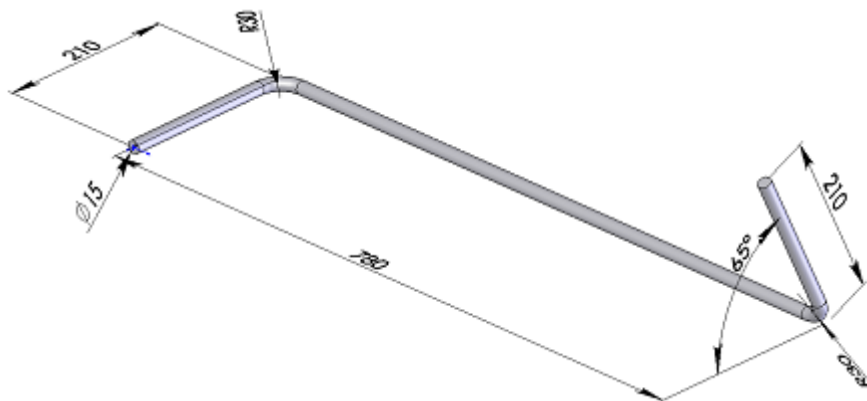


Figure 1.10 : La barre de torsion

Les barres de torsion sont montées lorsque la cabine était à la position basculée, le centre de gravité de la cabine se trouve en arrière joue un rôle très important, il permet de ramener la cabine à la position de non basculement en appliquant un effort faible vers le bas au niveau de l'arrière de la cabine (Fig. I.11).

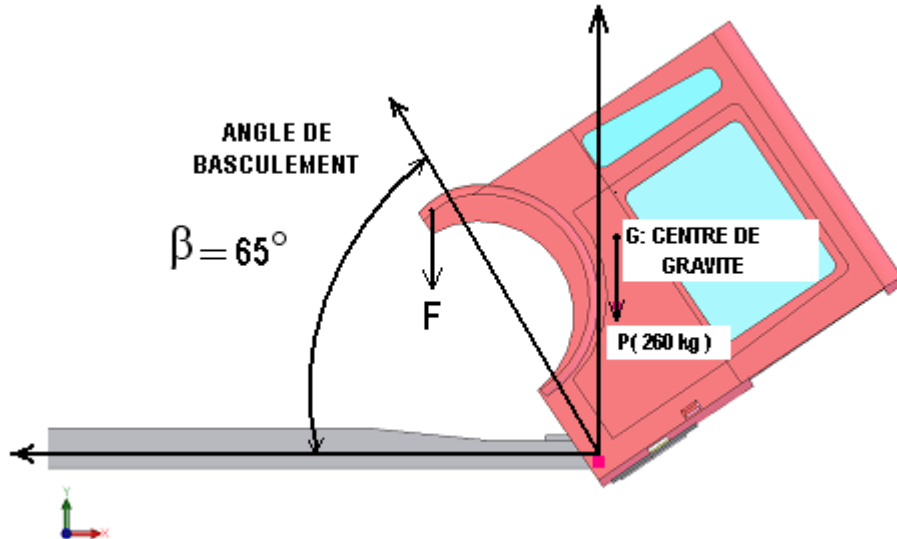


Figure I.11 : La cabine basculante

Pour basculer la cabine, on pousse le levier (1) vers le haut en soulevant légèrement la cabine pour la déverrouiller, on actionne la barre de cric (2). Ensuite le levier (1) est ramené à fond vers le bas pour dégager le crochet de sécurité. La cabine sera basculer manuellement jusqu'à sa position finale. A ce niveau un tirant de sécurité (3) sera enclenché pour maintenir la cabine dans un état stable (Fig. I.12). Pour une remise en position initiale (non basculement), on inverse la procédure. On commence par un déverrouillage du tirant articulé de sécurité (3) et on descend la cabine jusqu'à verrouillage sur le châssis.

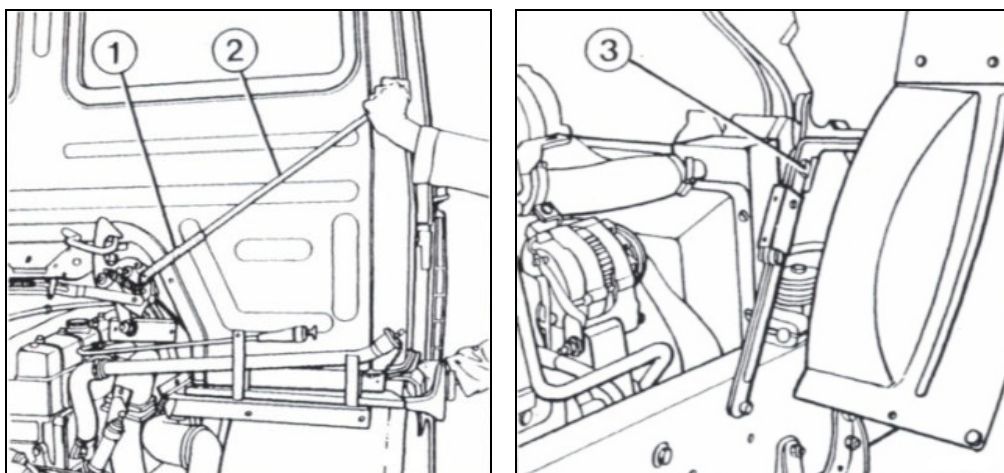


Figure I.12 : Système de verrouillage et de sécurité

III.3. Système de sécurité :

Le système de sécurité joue un rôle très important pour maintenir la cabine à la position d'équilibre, et pour éviter le détachement de la cabine (Fig. I.13).

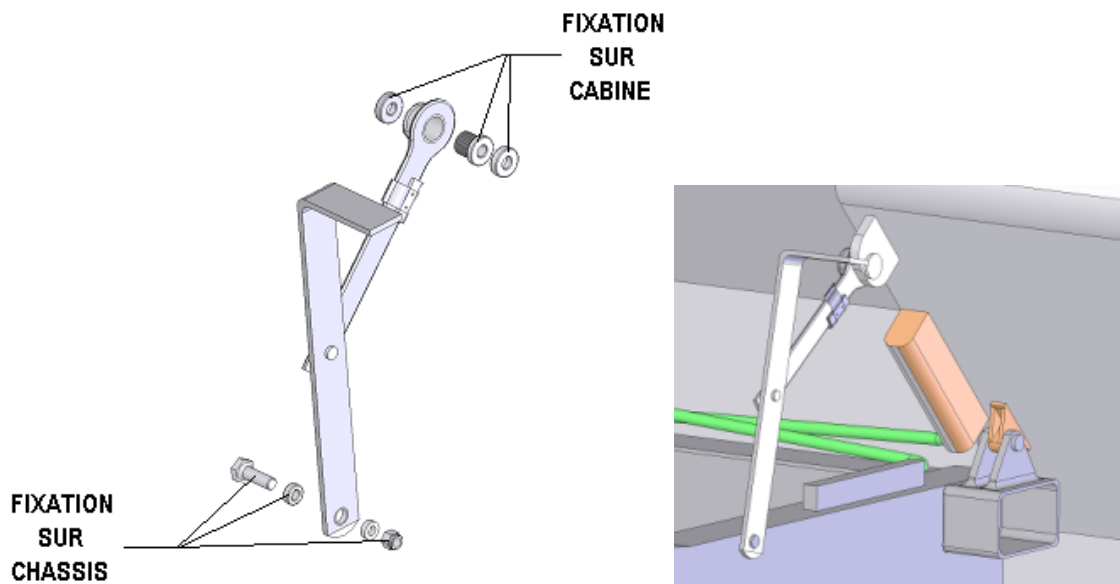


Figure I.13 : System de sécurité

A l'intérieur de la cabine, un système télescopique permet de dégager le levier de vitesse et le système de direction (Volant) lors du basculement de la cabine.

III.4. Levier de vitesse (Fig. I.14) :

Le levier est supporté par une barre télescopique. Cette barre est composée de deux tubes coaxiaux. Le tube intérieur est fixé sur la boîte de vitesse avec liaison croisées et présente la même liaison avec le bras du levier de vitesse.

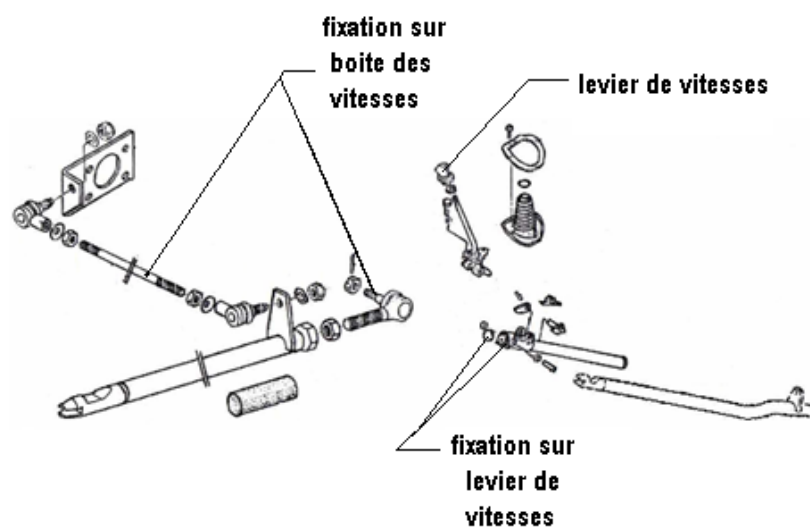


Figure I.14 : Levier de vitesse

III.5. Colonne de direction :

Le même système existe sur le levier de vitesses, mais entre les deux cylindres il y a une liaison glissière pour bien commander la direction.

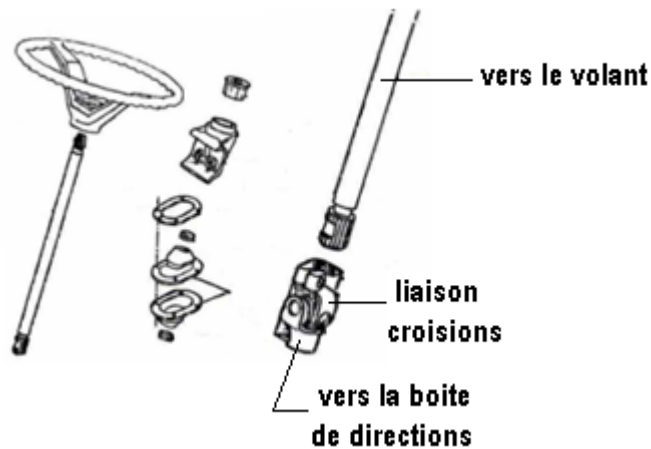


Figure I.15 : Colonne de direction

III.6. Adaptation du système sur le camion K 66 :

Une question essentielle se pose, cette question est :

Est ce que le système de basculement ci-dessus du camion Renault peut s'adapter à notre camion (k66) ? Pour répondre à cette question, nous nous penchons sur une étude comparative de l'emplacement des différents organes du mécanisme.

- Les barres de torsions occupent un espace important au dessous de la cabine .Vu le volume du moteur et du radiateur camion Renault permet l'emplacement de ce système de basculement.

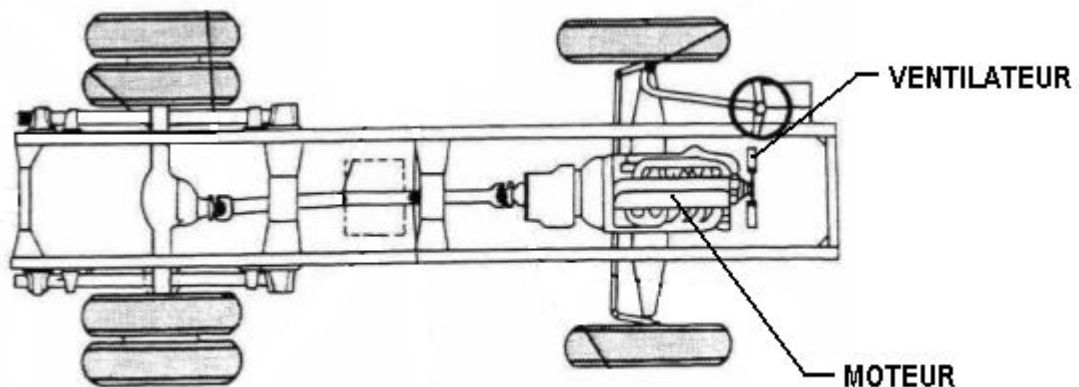


Figure I.16: Emplacement du moteur du camion RENAULT

On peut bien remarquer qu'il y a une grande ressemblance entre le ME160 et le K66 voir (Figure I.17).

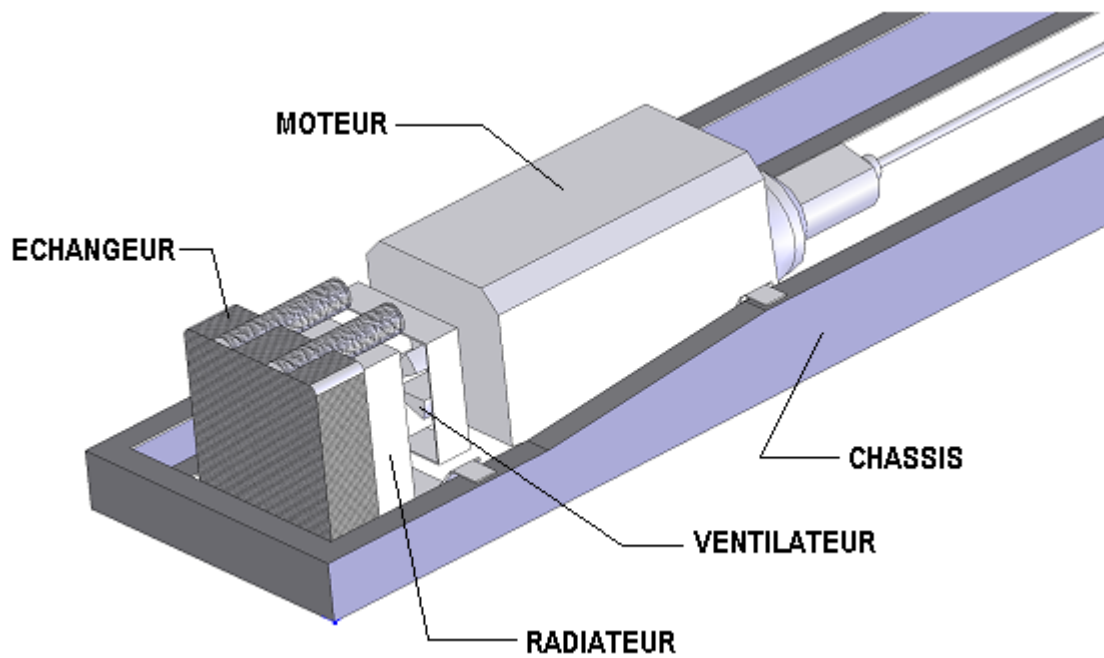


Figure I.17 : Emplacement des organes du moteur sur K66

Le système de basculement de la cabine du camion « *RENAULT ME160* ». Peut pas s'adapter « aisément » sur le camion K66 pour des raisons d'encombrements dû au volume important qui occupe les deux barres au dessous de la cabine du ME160 mais suite a la ressemblance qui existe entre le camion (**K66 et ME160**), surtout l'emplacement du moteur et de ses organes (radiateur, ventilateur,etc.)

Donc on peut adapter cette solution de basculement avec une seule barre de torsion comme le cas de la camionnette « *TOYOTA* ».

CHAPITRE II

NUMÉRISATION ET

CONCEPTION

SOLIDWORKS

1. Introduction a SolidWorks :

1.1.Définition :

SolidWorks est un logiciel mécanique de **C.A.O** (Conception Assisté par **O**rdinateur) qui offre aux ingénieurs et techniciens des outils de conception à la pointe de la technologie. Les travaux de conception complexes peuvent être traités simplement, en offrant de vraies solutions aux problèmes de conception.

Les améliorations et innovations de la dernière version **2013** par rapport aux autres versions récemment intégrées permettent de réduire encore plus le temps de et les coûts de conception, ainsi que les risques d'erreurs de production.

1.2.Fonctionnement

SolidWorks est un modeleur 3D utilisant la conception paramétrique. Il génère 3 types de fichiers relatifs à trois concepts de base : la pièce, l'assemblage et la mise en plan. Ces fichiers sont en relation. Toute modification à quelque niveau que ce soit est répercutée vers tous les fichiers concernés.

1.2.1. Les pièces

Une pièce est la réunion d'un ensemble de fonctions volumiques avec des relations d'antériorité, des géométriques...etc. Cette organisation est rappelée sur **l'arbre de construction**. Chaque ligne est associée à une fonction qu'on peut renommer à sa guise.

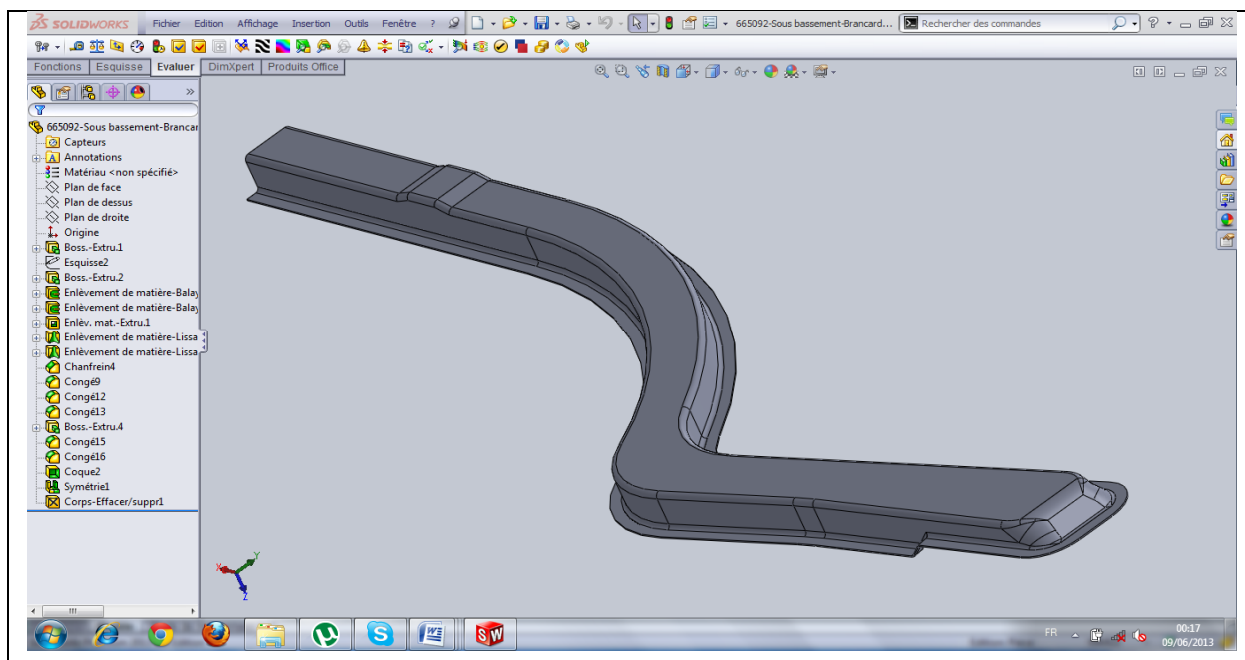


Figure II .1 : exemple d'une pièce de la cabine 665093-Sous bassement-Brancard lat.-G

1.2.2. Les assemblages

Les assemblages sont obtenus par la juxtaposition de pièces. La mise en position de pièces est définie par un ensemble de **contraintes d'assemblage** (coïncidence, tangence, coaxialité...etc.).

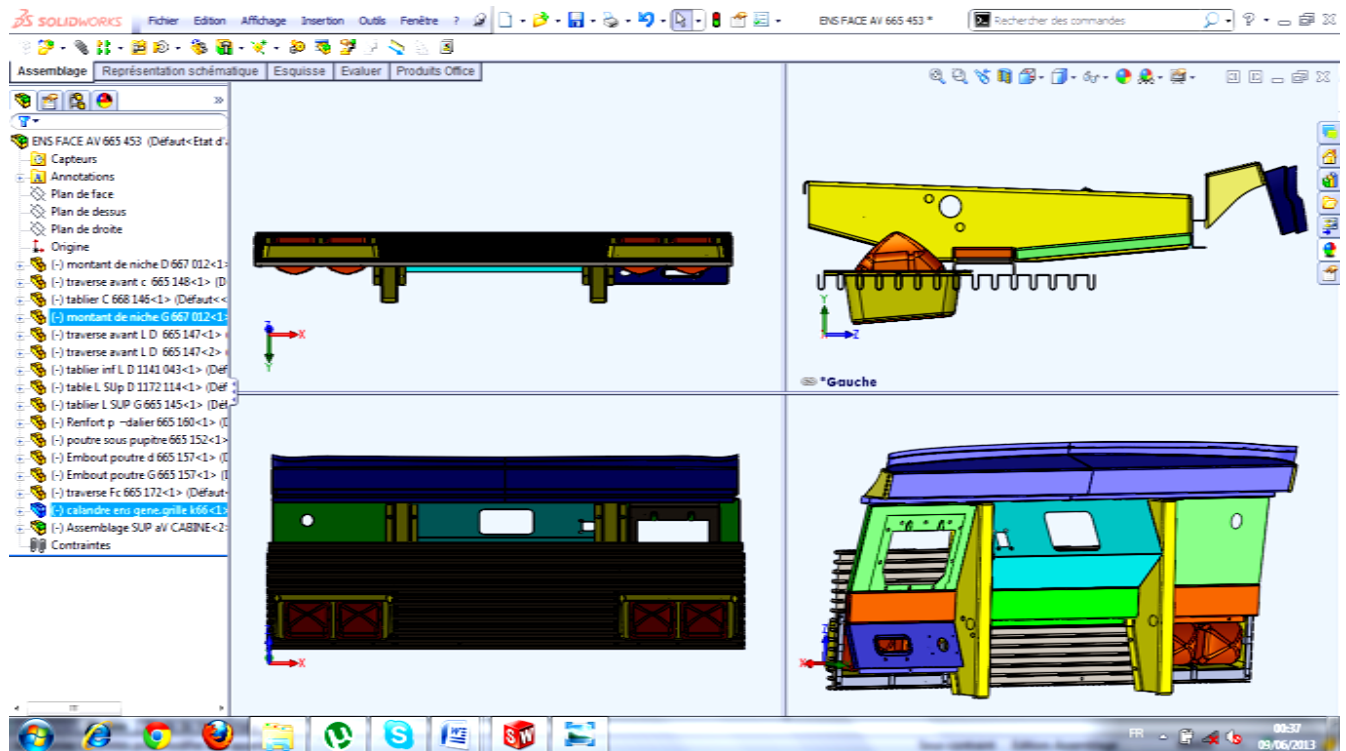


Figure II.2 : exemple d'ensemble face avant de la cabine du K66

Dans une certaine mesure, ces associations de contraintes s'apparentent aux liaisons mécaniques entre les pièces. Le mécanisme monté, s'il possède encore des mobilités, peut être manipulé virtuellement. On peut alors aisément procéder à des réglages à l'aide des différents outils disponibles (déplacement composants, détection de collision ou d'interférence, mesure des jeux, etc.).

1.2.3. Les mises en plan

Les mises en plan concernent à la fois les pièces (dessin de définition) ou les assemblages (dessin d'ensemble). Pour aboutir à un plan fini d'une pièce on peut estimer mettre 2 fois moins de temps qu'avec un outil DAO (temps de conception et exécution du dessin). En effet, en DAO, chaque trait est indépendant, et c'est au dessinateur de savoir

quelles entités graphiques sont concernées par une modification. Le logiciel 3D ne fait qu'une projection de l'objet. Les modifications éventuelles sont opérées sur l'objet représenté, et ne concernent pas directement le plan.

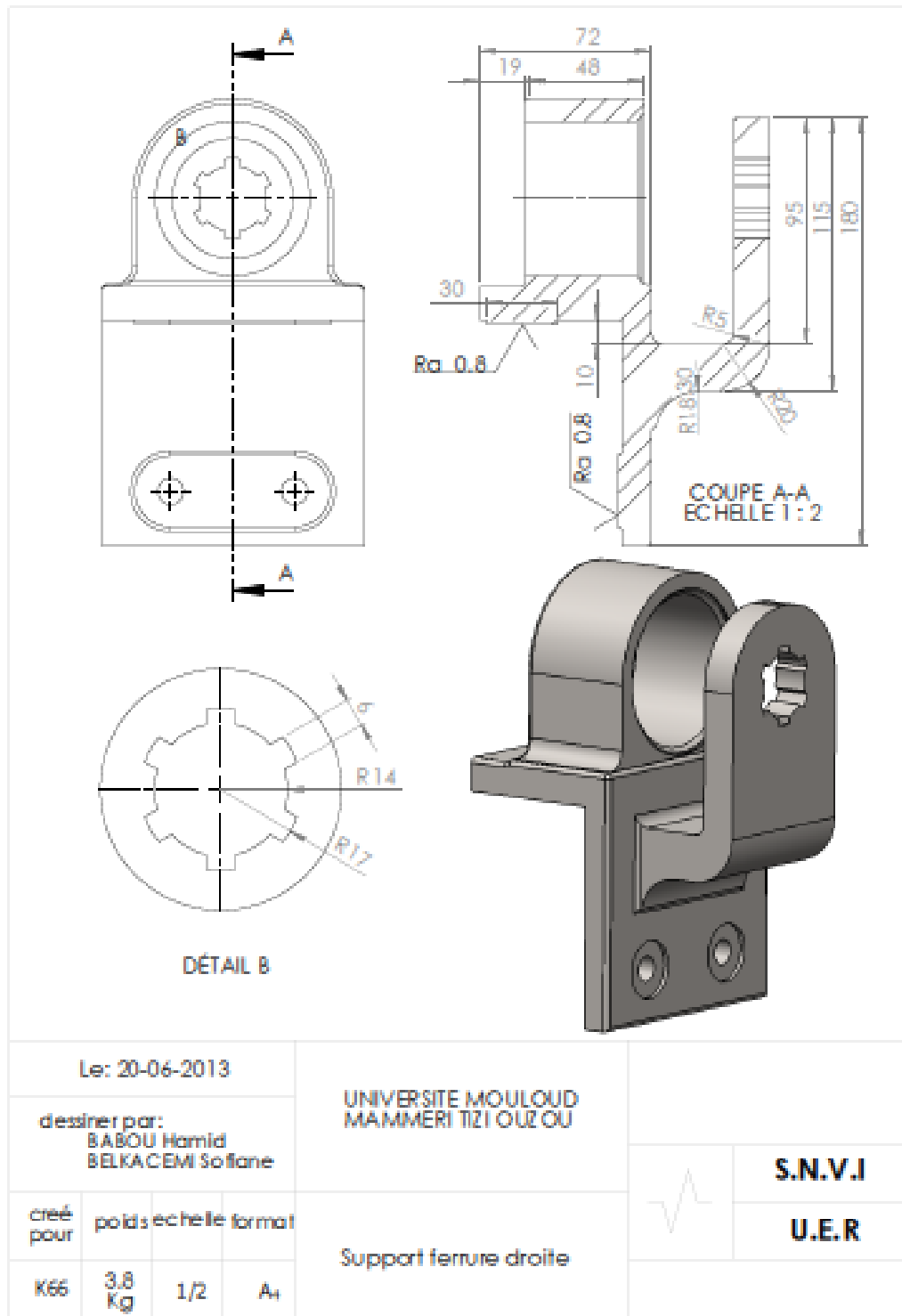


Figure II.3 : 665 095-Gousset Arrière Droite

2. Numérisation de la cabine de camion K66 :

Dans ce chapitre la numérisation des pièces qui constituent la cabine de camion K66, sera basée sur les éléments essentiels qui peuvent intervenir dans le système de basculement ou de fixation de la cabine (soubassement, face avant, face arrière).

2.1.La source des plans :

Dans cette partie de conception on a utilisé pour la numérisation des pièces constituons la cabine du camion K66 les plans réels du bureau d'étude et de recherche de la SNVI, et aucune modification n'a été apportée au dimensionnements des pièces.

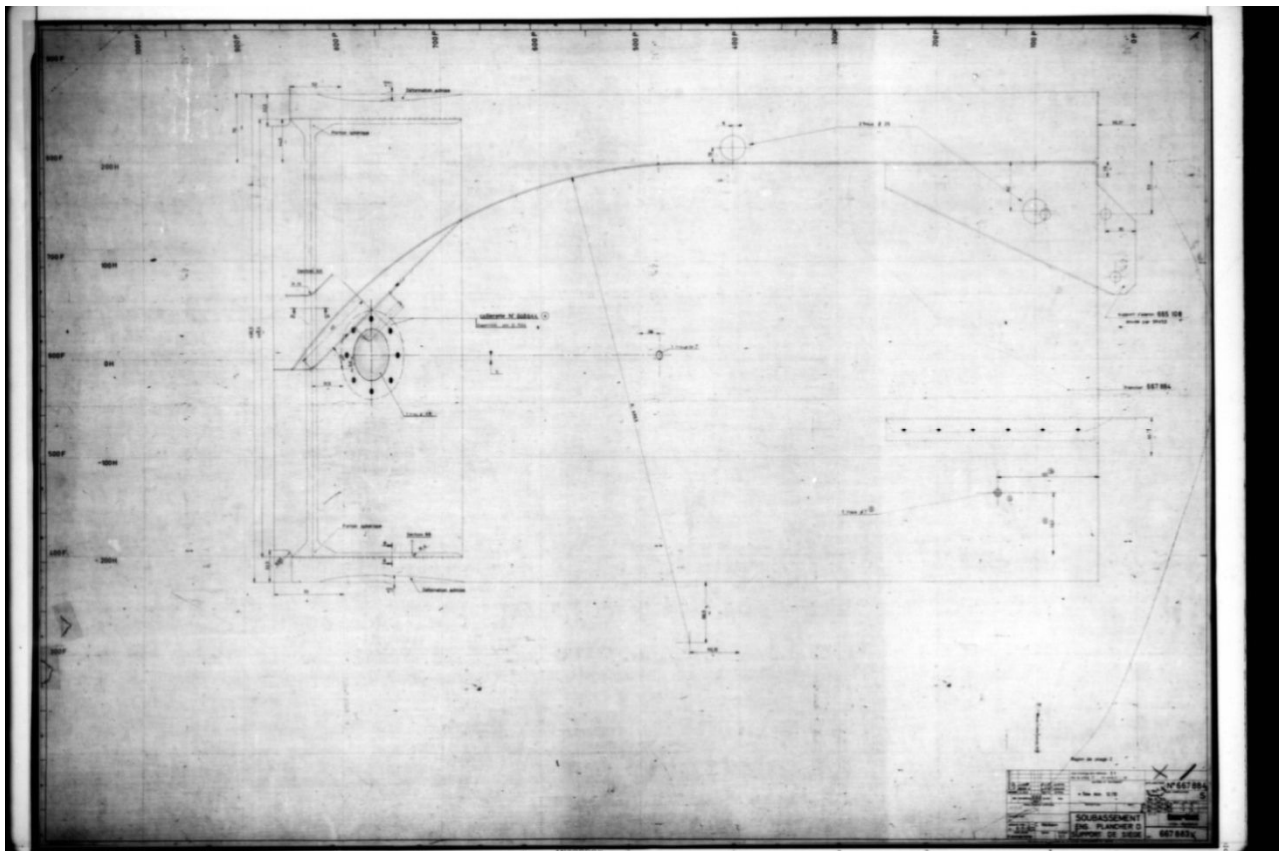


Figure II.4 : exemple 1 de plan 667 883

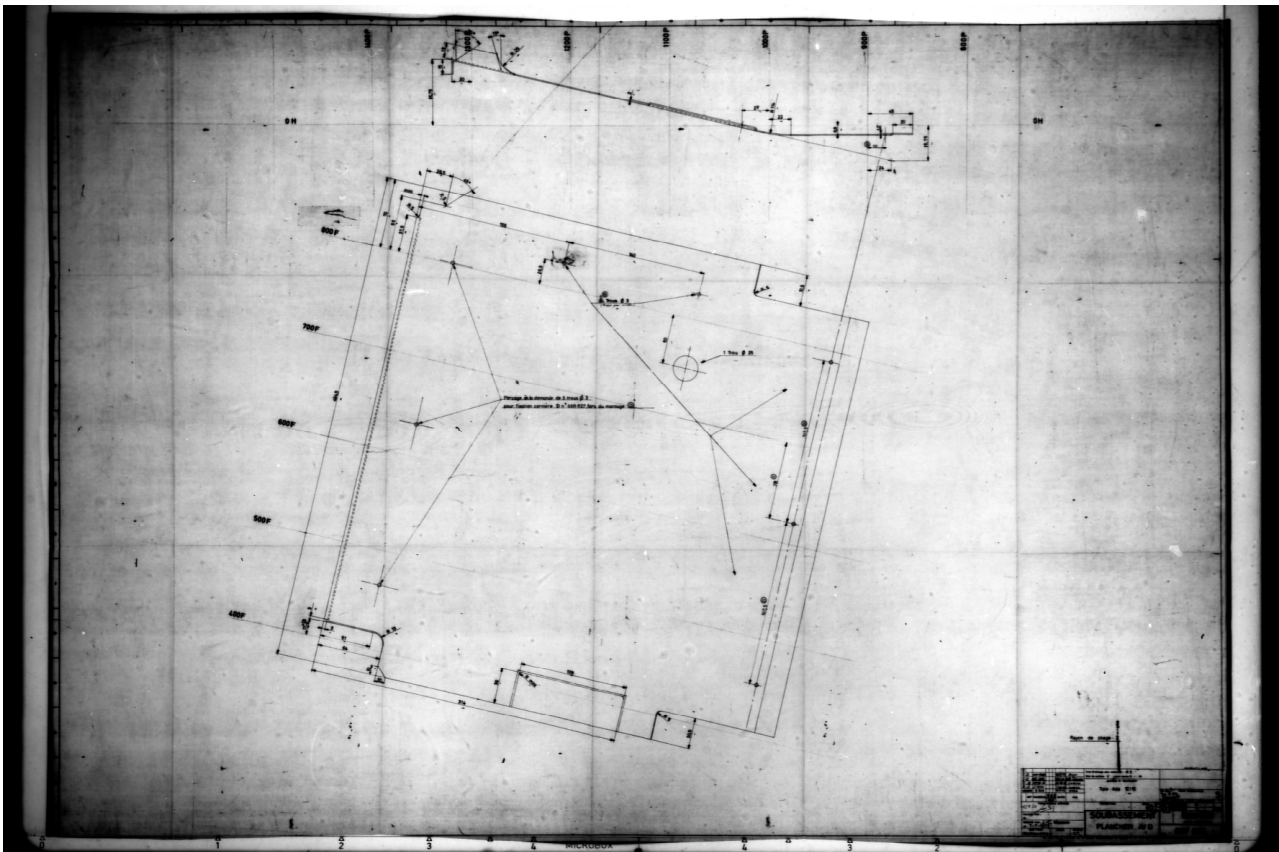


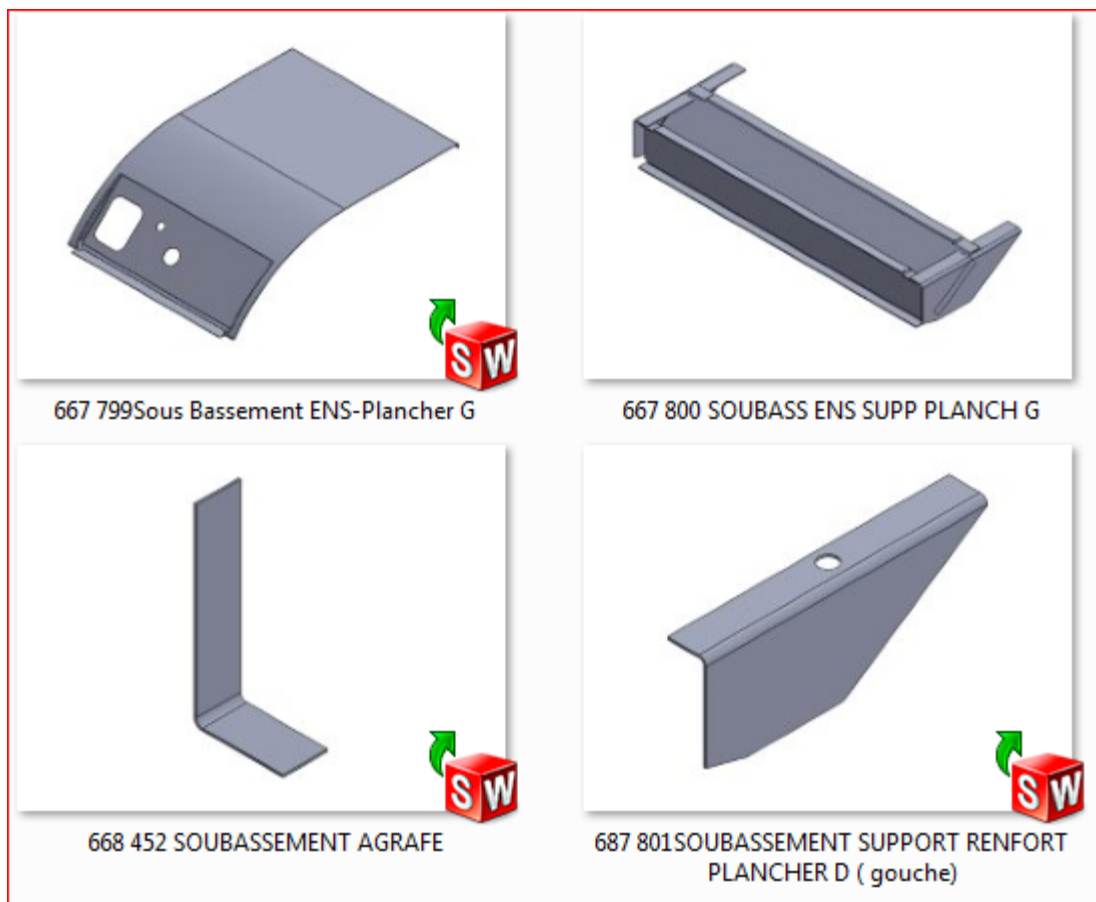
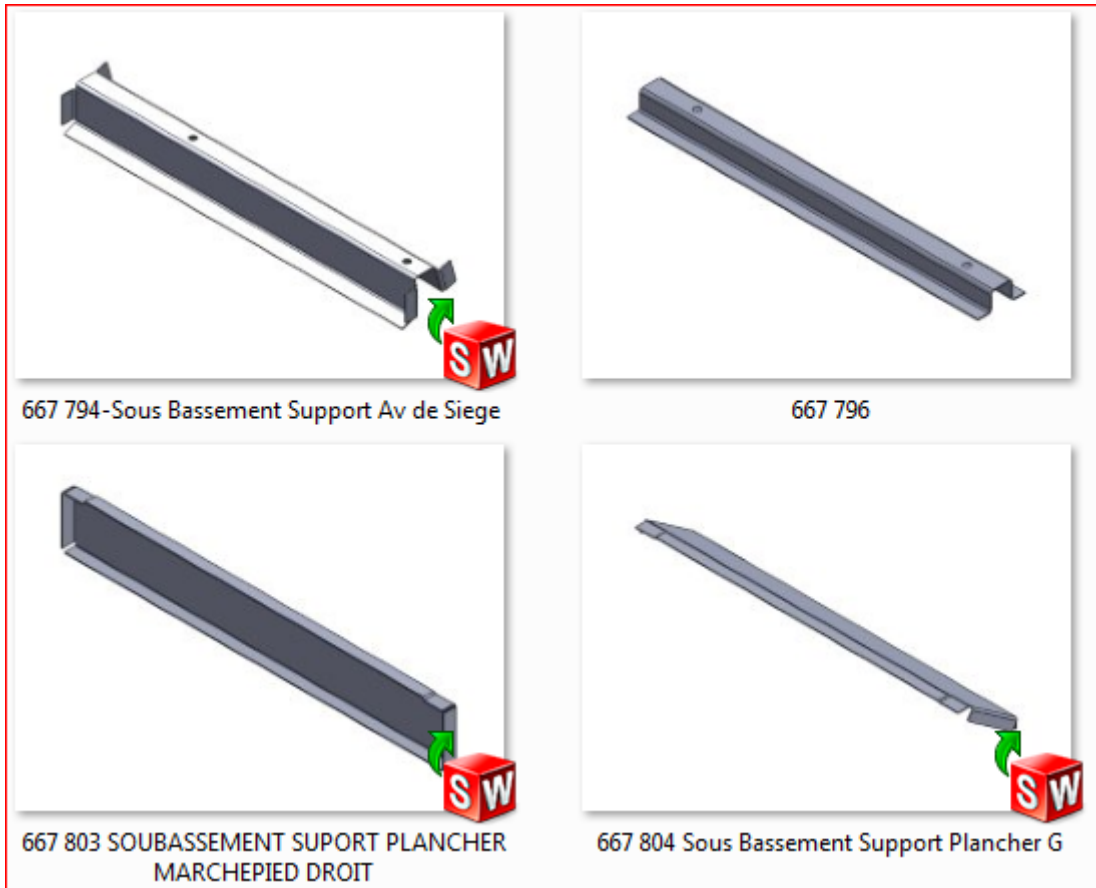
Figure II.5 : exemple 2 de plan 667 883

2.2. Numérisation de soubassement cabine : les différentes pièces constitutives de soubassement sont toutes numérisées et présentées d'une manière générale comme suit :

2.2.1. Soubassement gauche :







L'assemblage de toutes ces pièces forme le soubassement gauche suivant :

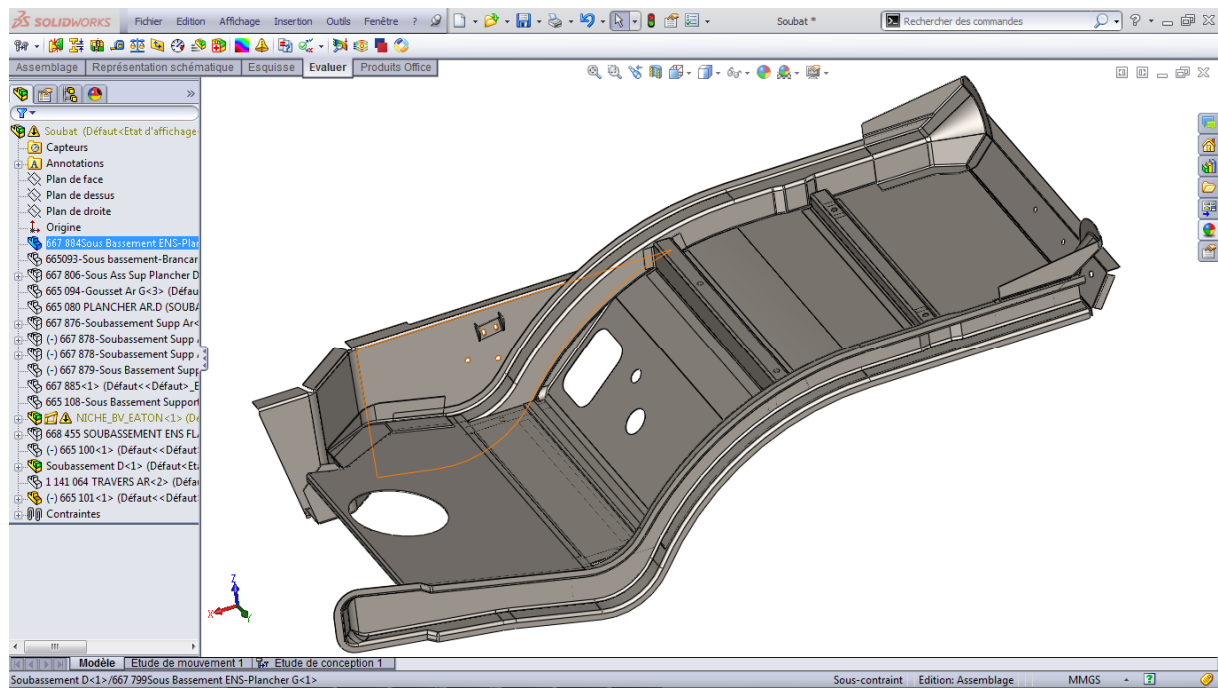
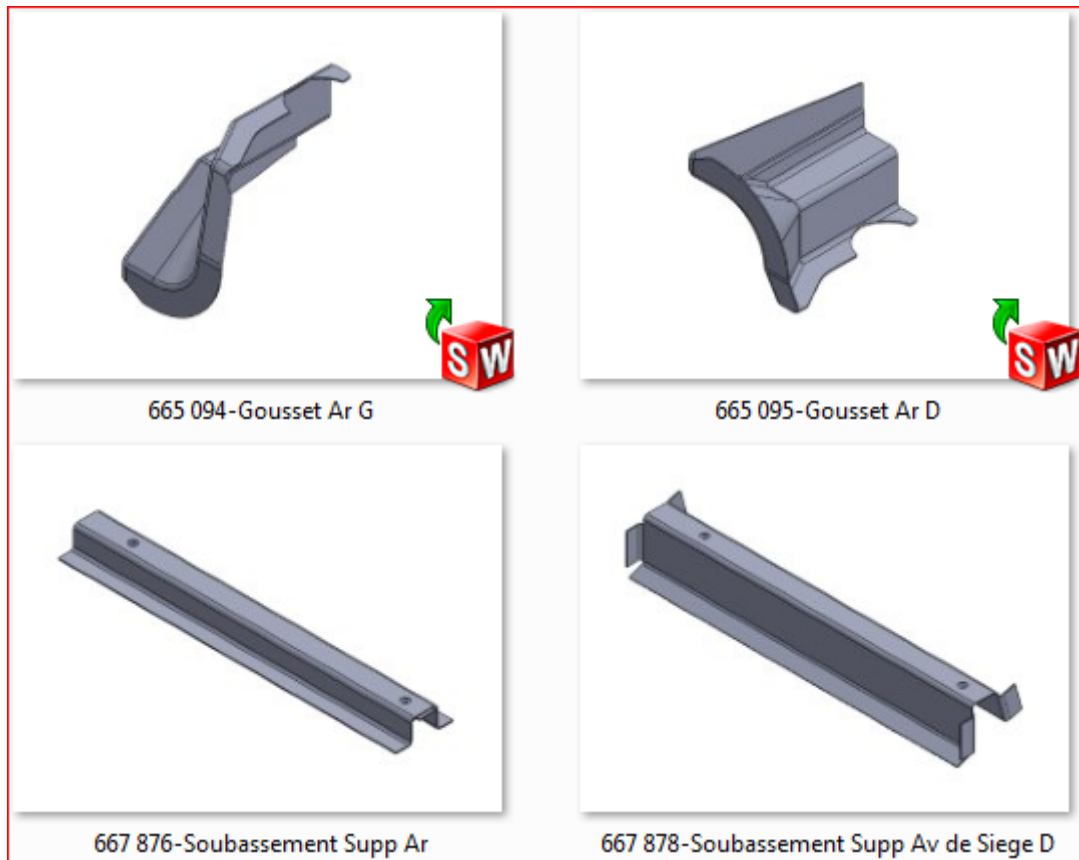
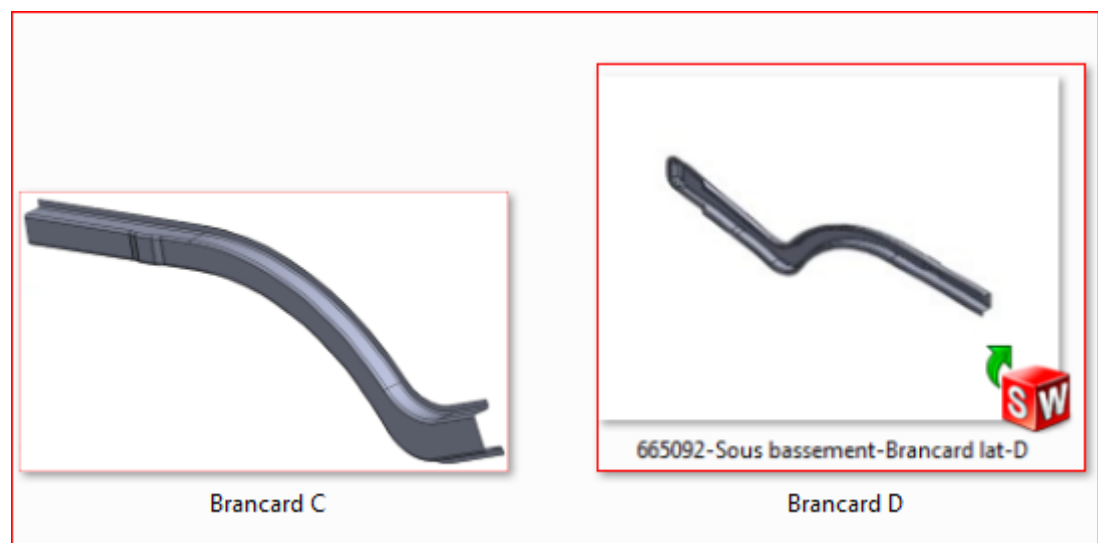
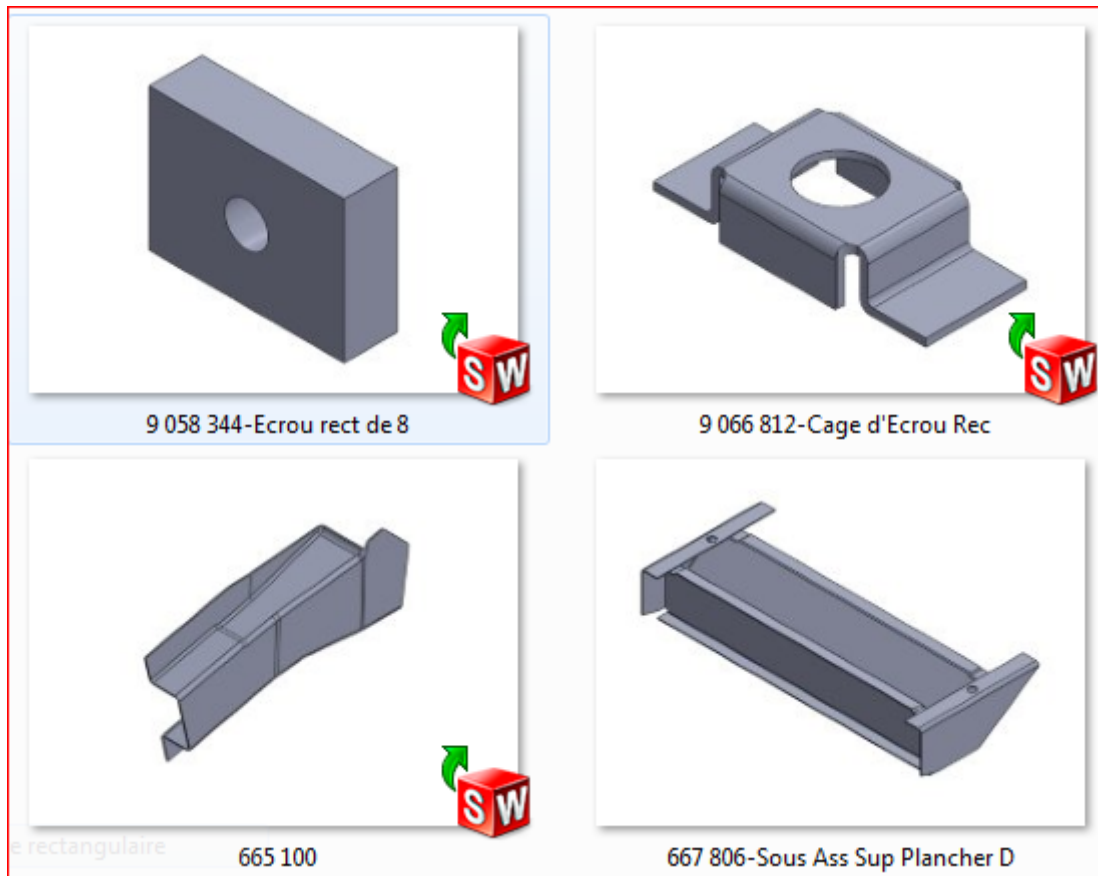


Figure II.6 : Ensemble soubassement gauche

2.2.2. Soubassement droit :







L'assemblage de toutes ces pièces forme le soubassement droit suivant :

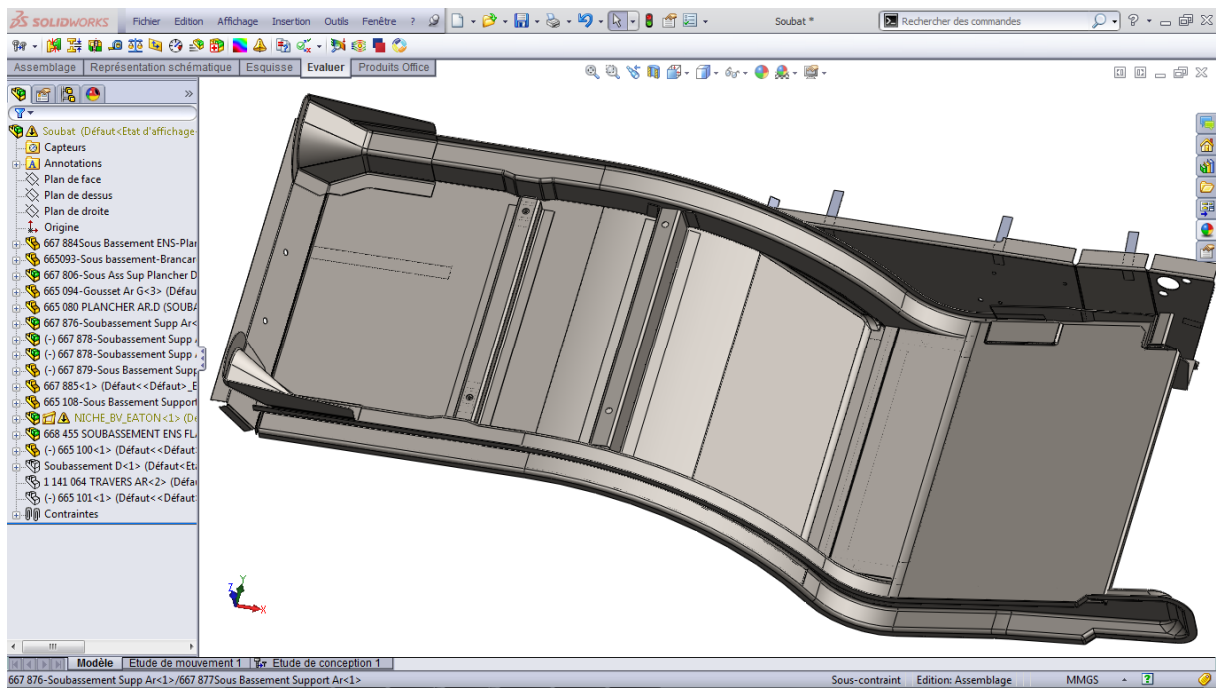
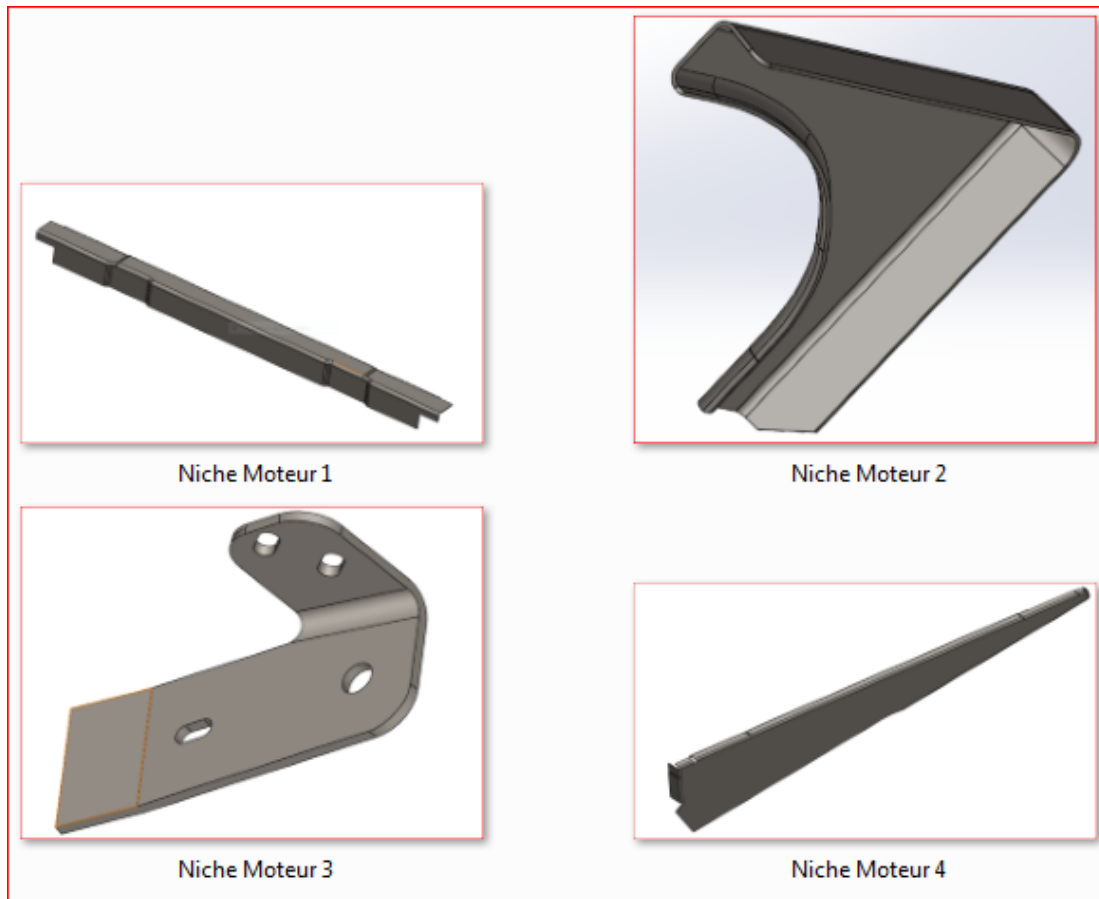
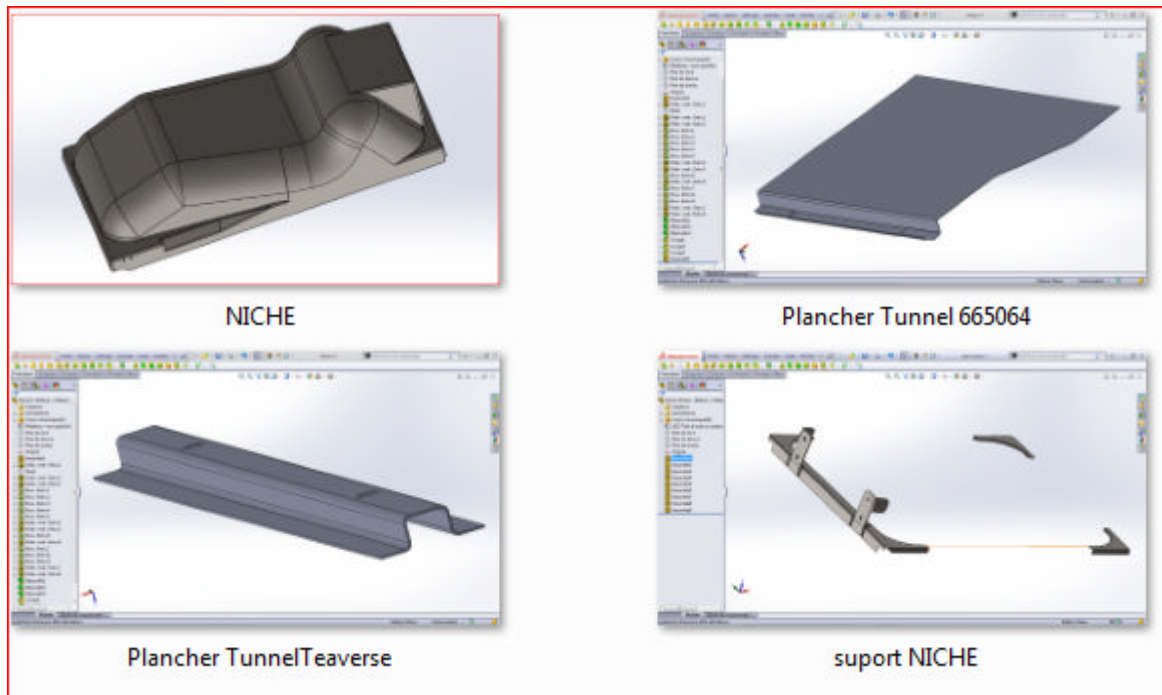


Figure II.7 : Ensemble soubassement Droit

2.2.3. Soubassement central :





L'ensemble de ces pièces forme le soubassement central suivant :

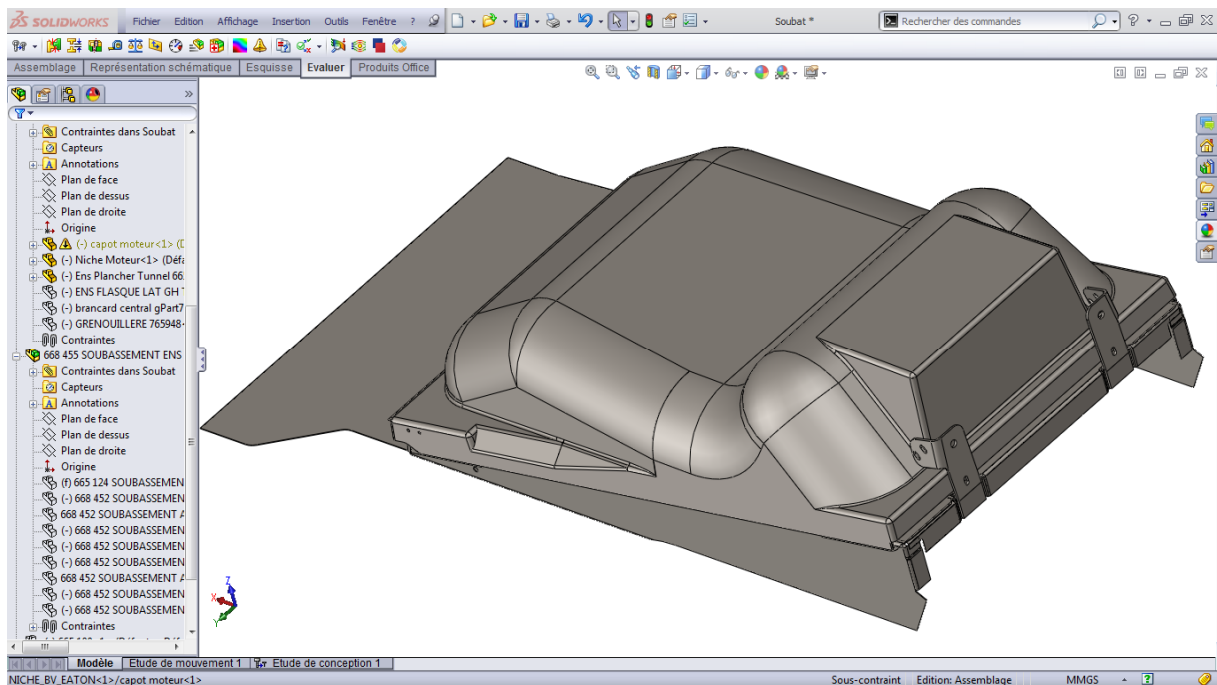


Figure II.8 : Ensemble soubassement central

L'ensemble gauche et droit et la traverse arrière et comme suit:

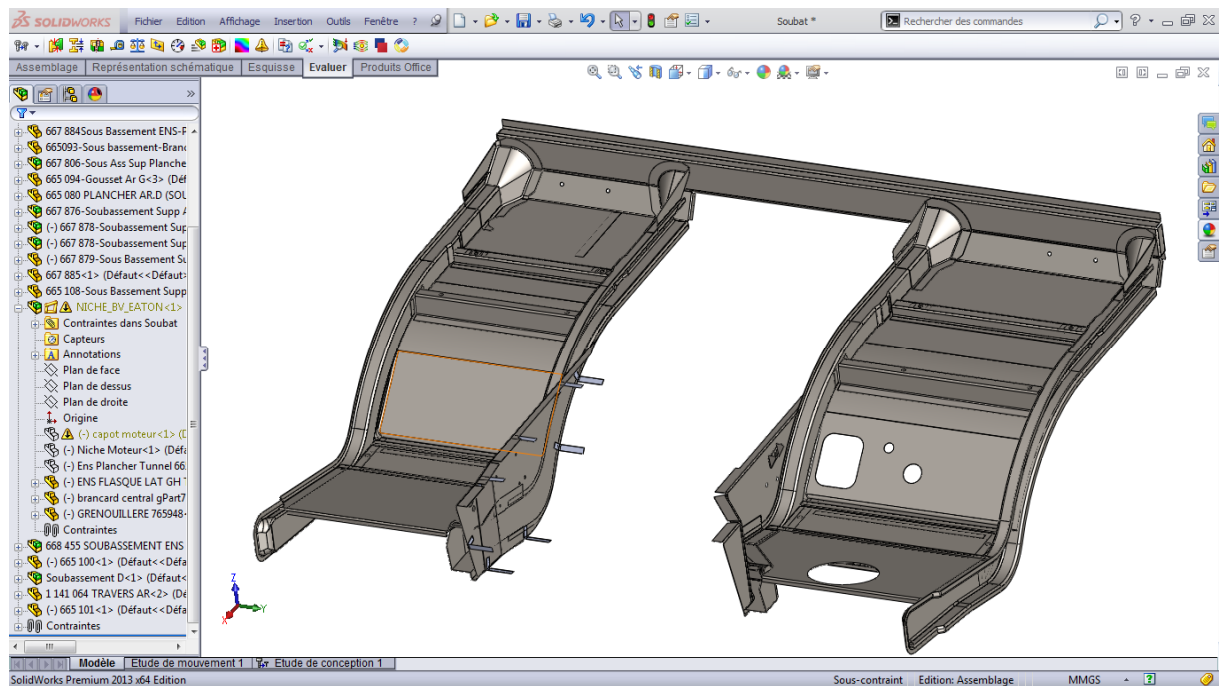


Figure 06 : Ensemble de soubassement G et D et la traverse

Le soubassement complet et donc le suivant :

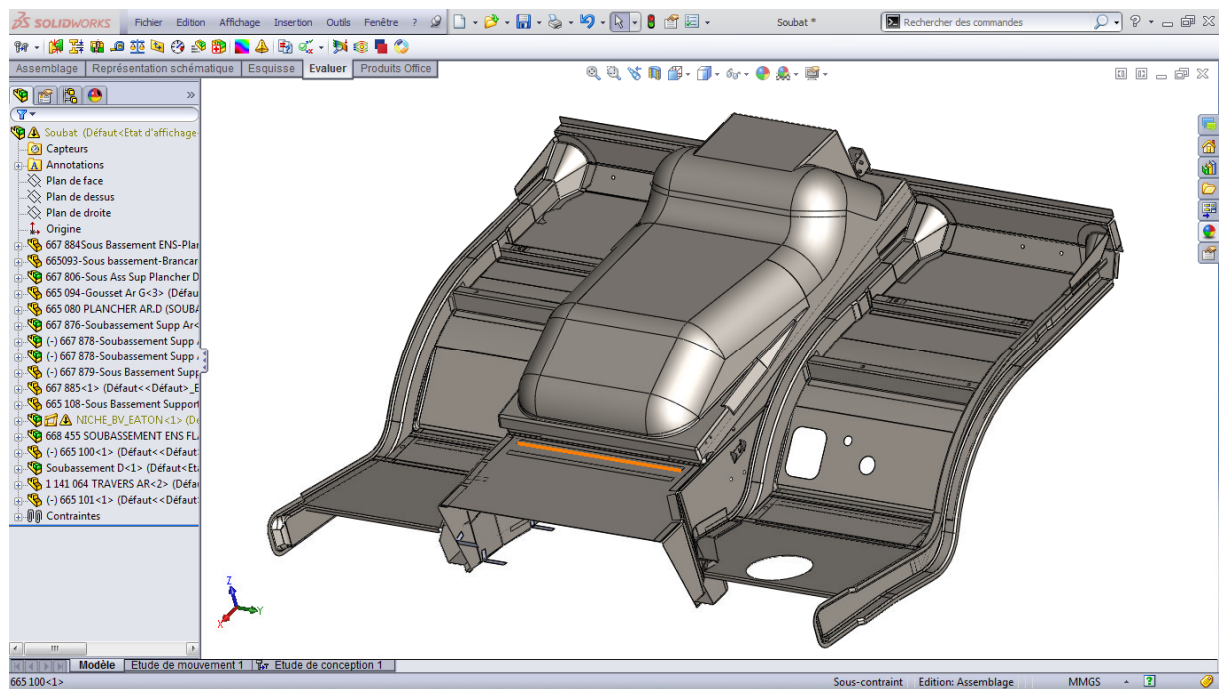


Figure 06 : Ensemble de soubassement complet

2.3. Numérisation SolidWorks de la face avant :





L'ensemble de ces pièces constitue la partie inférieure de la face avant comme suite :

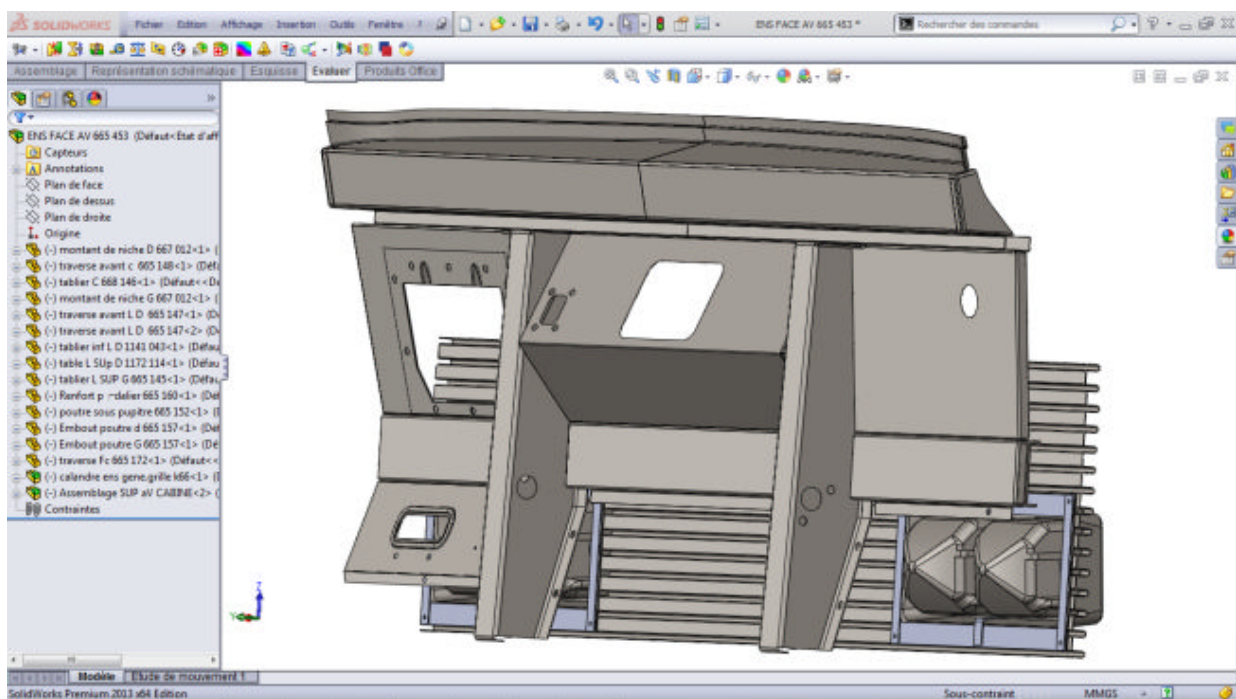
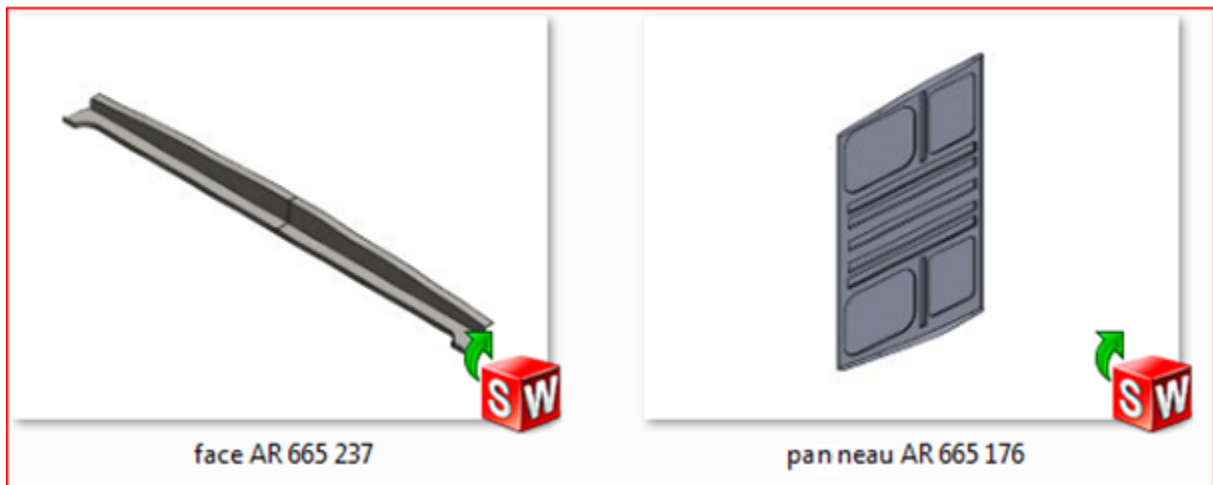


Figure II.7 : Ensemble face avant

2.4. Numérisation de la face arrière :



2.5. Assemblage de la cabine du camion K66 :

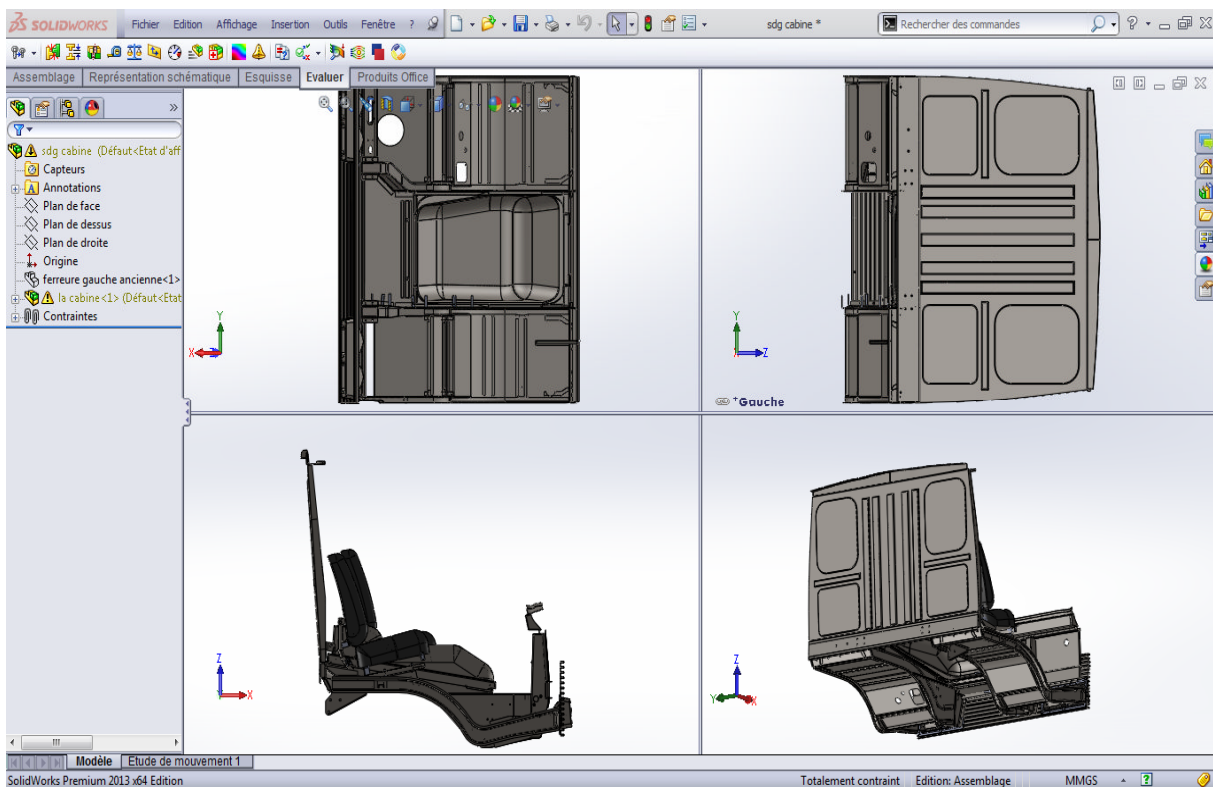


Figure II.8 : ensemble de la cabine complet

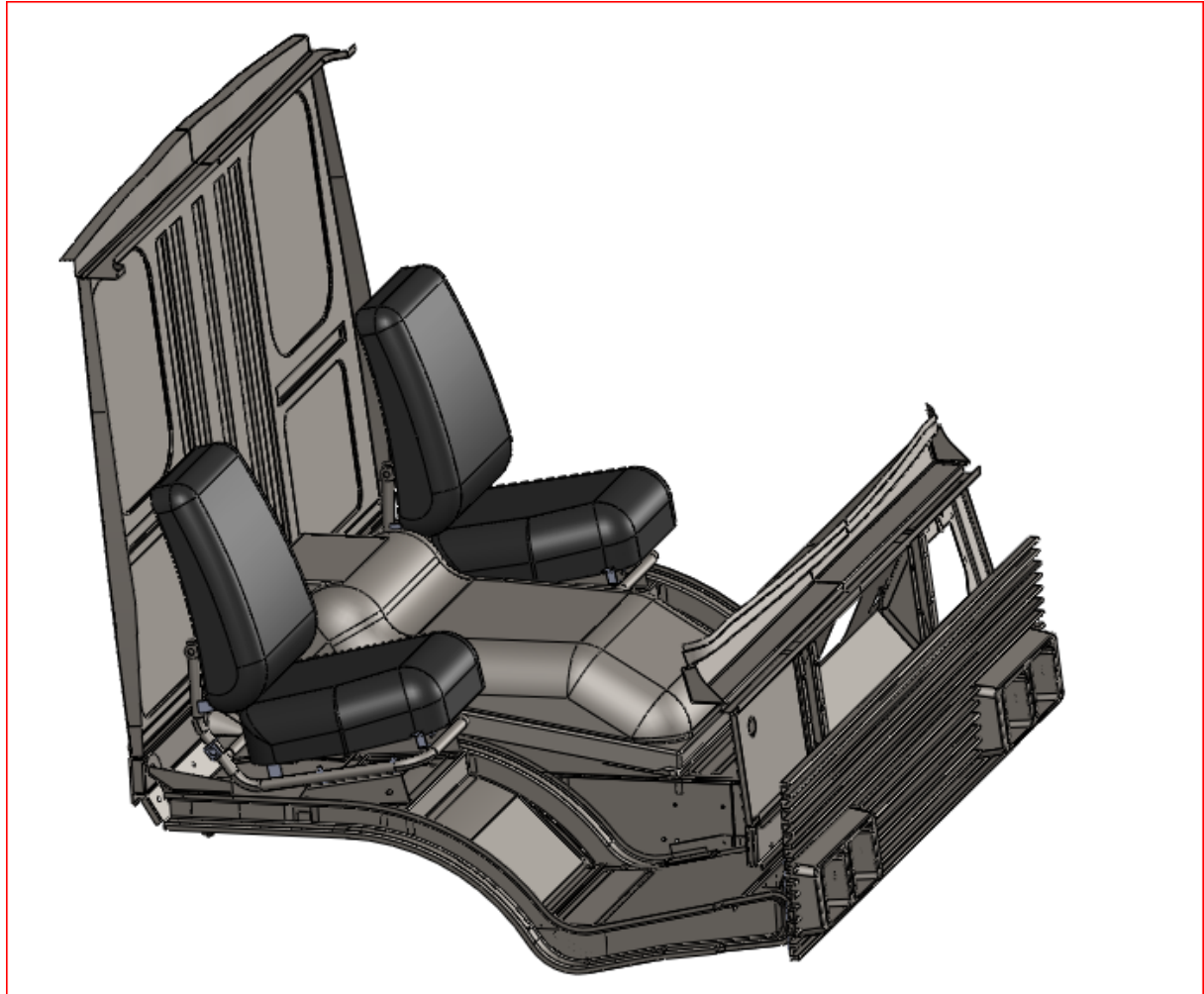


Figure II.9 : ensemble de la cabine complet

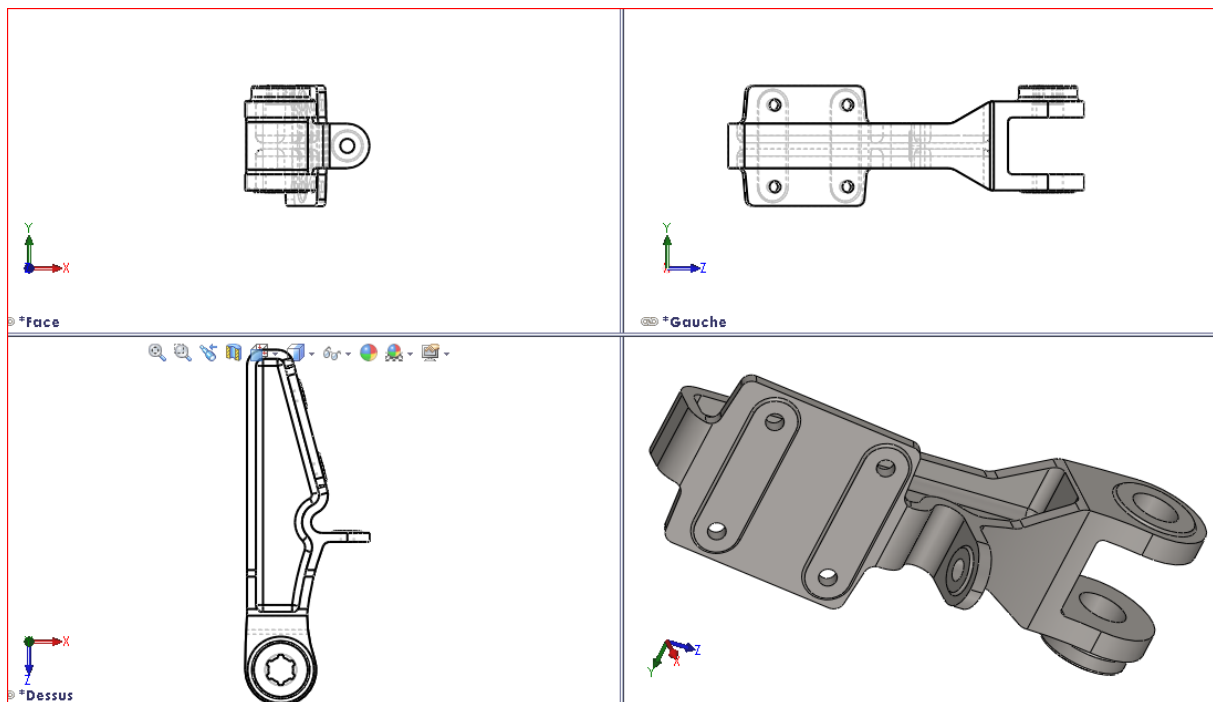
3. Numérisation des ferrures et supports :

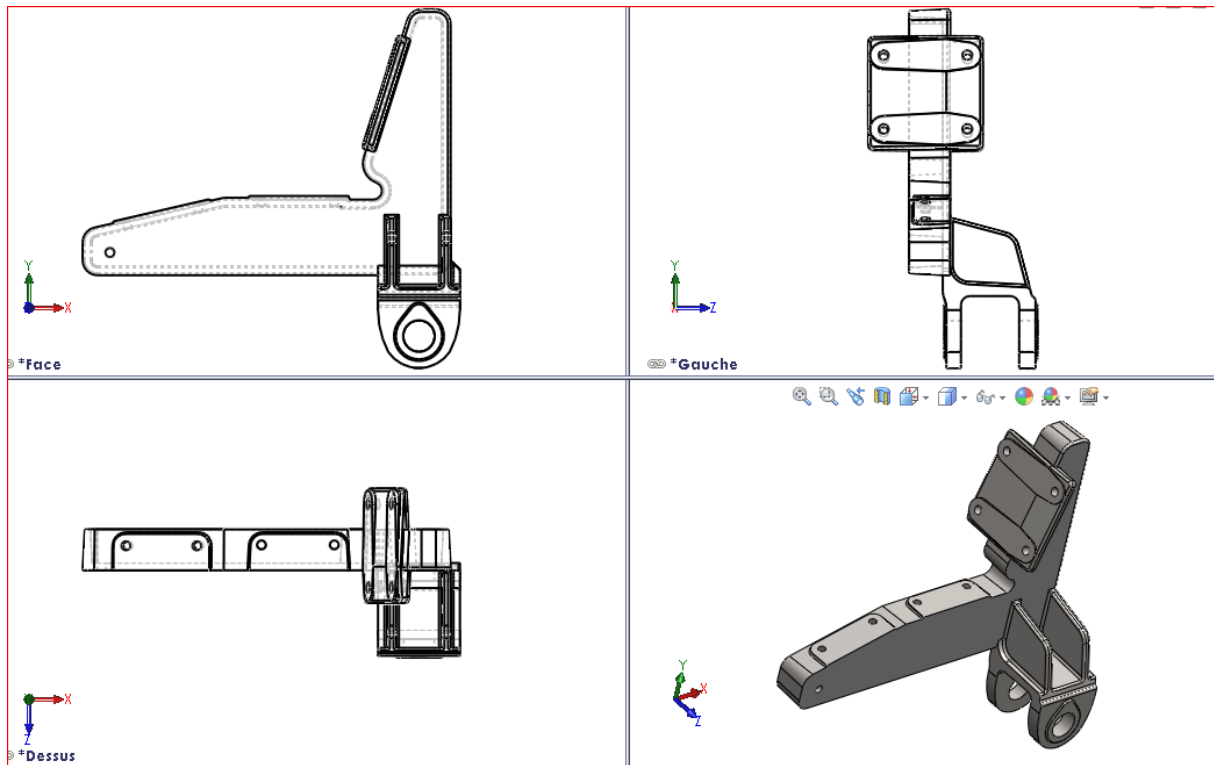
Les ferrures et les supports seront similaires à ceux utilisés dans le système de basculements hydraulique de camion (SONACOM K120)

Dans cette partie de conception SolidWorks des modifications ont été apportées dans la numérisation de ces pièces de sorte qu'elles s'adaptent sur le système à réaliser sur le K66.

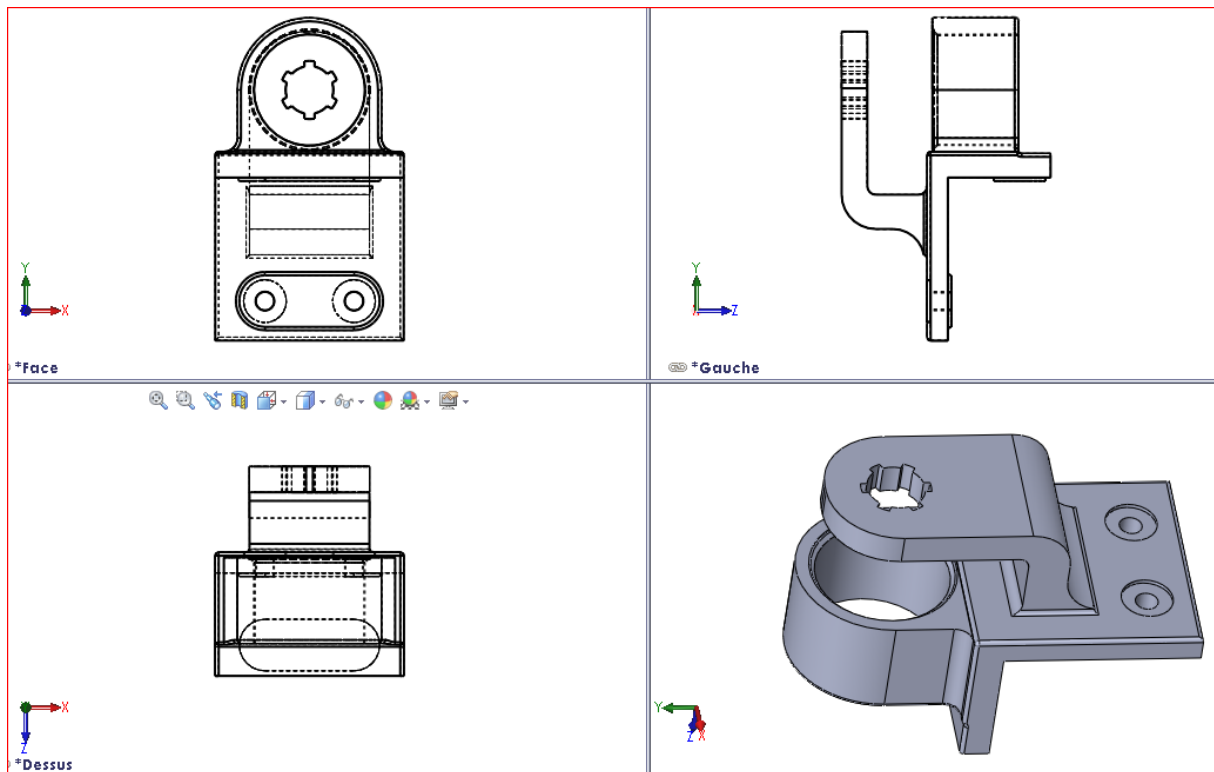
Ces modifications sont relatives aux dimensions du diamètre d'une barre de torsion qui sera déterminée dans le chapitre IV.

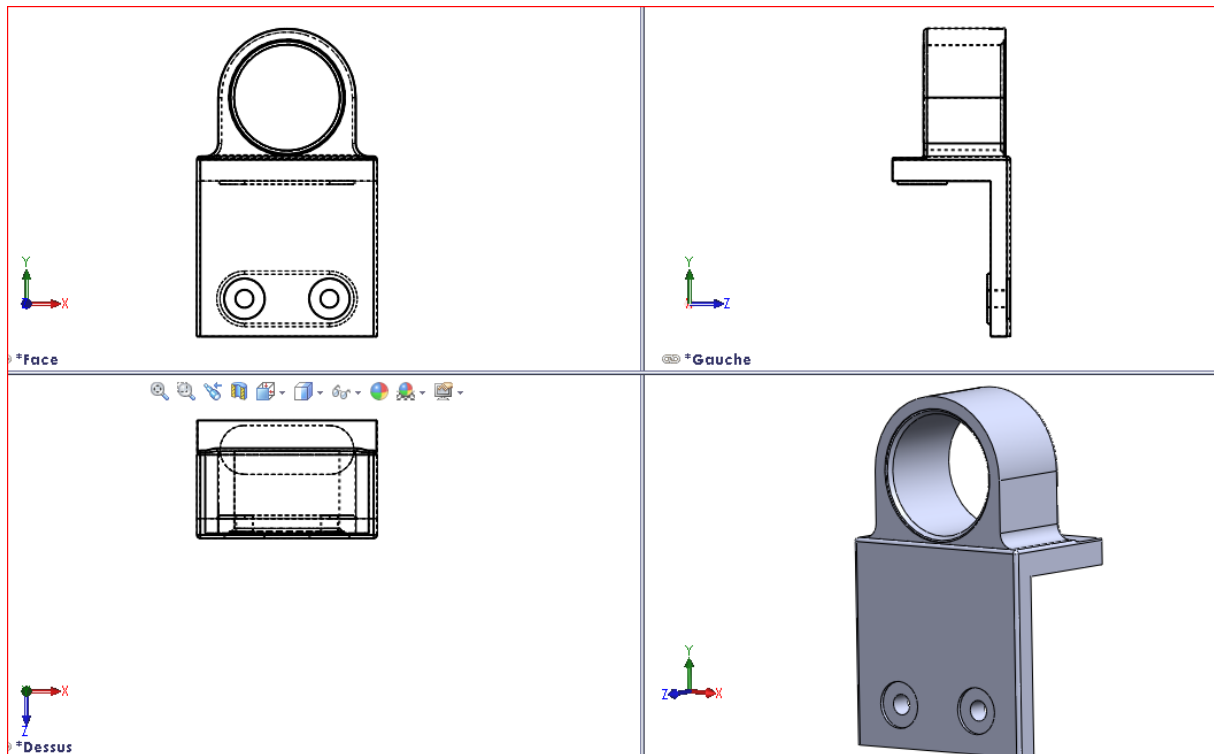
3.1. Les ferrures :





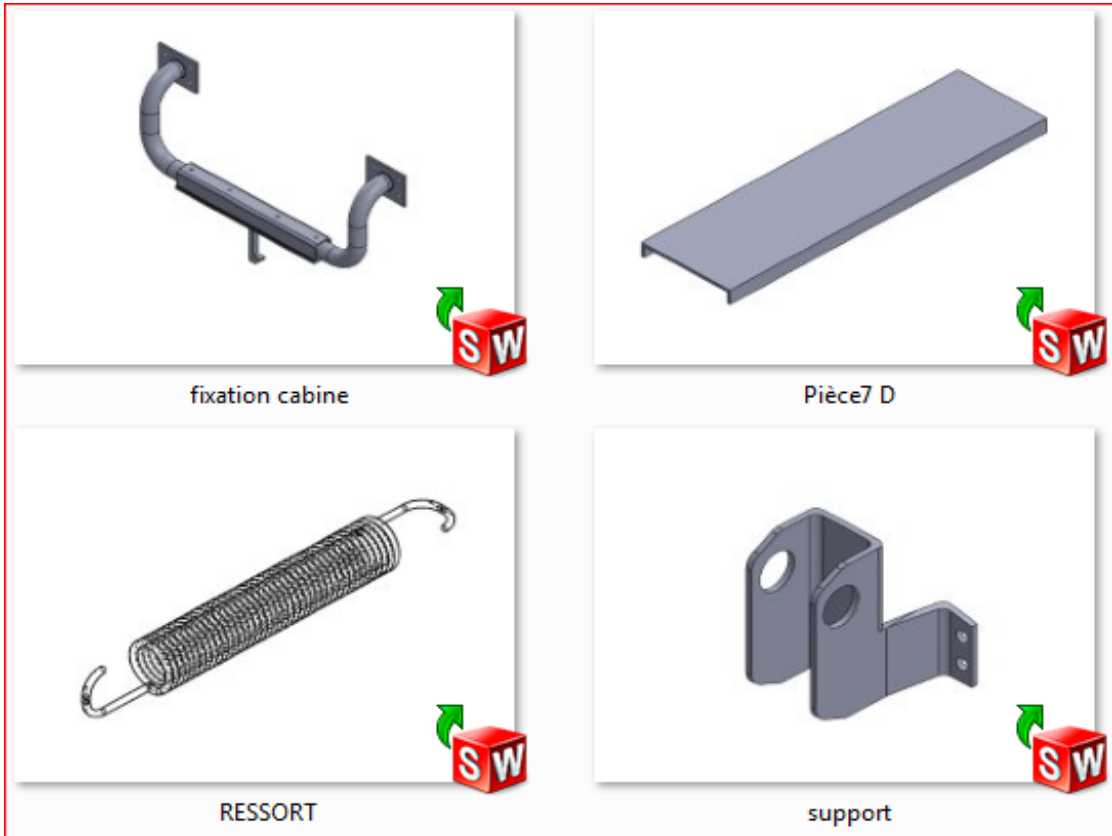
3.2.Les supports ferrures :





4. Conception d'un système de verrouillage :





L'assemblage de toutes ces pièces forme le système de verrouillage suivant :

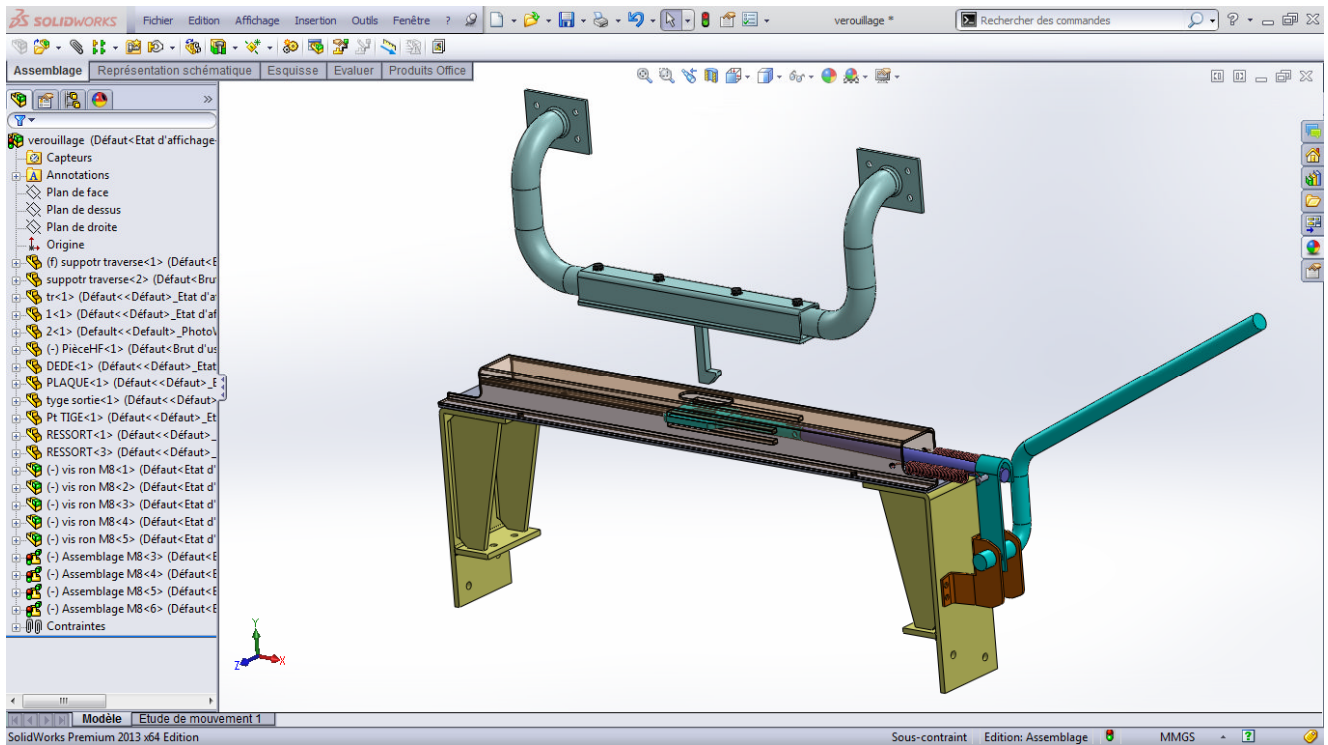


Figure II.10: Ensemble système de verrouillage

On a présenté dans ce chapitre de la conception SolidWorks, la numérisation de la cabine de camion K66 qui a pour objectif de déterminer la position de centre de gravité de cette dernière, et les pièces constituant la fixation avant et arrière, qu'on va détailler respectivement dans les chapitres III et V.

CHAPITRE III

DETERMINATION DE LA POSITION DE CDG DE LA CABINE

1. Définition :

En physique, le **centre de gravité** (CDG), appelé G, est le point d'application de la résultante des forces de gravité ou de pesanteur. De ce fait, il est clairement dépendant du champ de gravitation auquel le corps est soumis et ne doit pas être confondu avec le centre d'inertie qui est le barycentre des masses. Il est souvent assimilé à ce dernier, mais ce n'est qu'une approximation liée au fait que dans la plupart des cas, le champ de gravitation auquel le corps est soumis, peut être considéré comme uniforme dans le corps considéré.

En statique, le centre de gravité est le point d'application du poids. Il s'agit d'une simplification qui consiste à considérer le poids comme une force s'appliquant en un point unique, G, plutôt que de considérer une force volumique s'appliquant en chaque point de l'objet.

2. Détermination du centre de gravité :

2.1. Calcul dans le cas général :

Considérons un objet C dont la masse volumique au point M vaut $\rho(M)$, et situé dans le champ de gravité \vec{g} ($\vec{g}(M)$ étant le champ de gravité au point M). La position du centre de gravité G_g est défini par la relation suivante :

$$\int_C \overrightarrow{G_g M} \wedge \overrightarrow{W}(M) dV$$

Avec le poids volumique $Q = V \cdot S$

$$\overrightarrow{W}(M) = \rho(M) \vec{g}(M)$$

Cette relation traduit le fait que le moment du poids par rapport au centre de gravité est nul.

2.2. Détermination expérimentale :

Pour les objets complexes, comme par exemple des machines, on détermine les coordonnées x_G et y_G par élingue : on fait des essais de levage et l'on ajuste la position du point d'accroche des élingues jusqu'à obtenir l'équilibre.

On peut également poser l'objet sur plusieurs balances, La position du centre de gravité est alors le barycentre des positions des balances pondérées par le poids mesuré. Par exemple, pour déterminer le centre de gravité d'une voiture, on peut disposer une balance sous chaque roue.

3. Détermination de la position centre de gravité de la cabine:

Dans notre cas (la cabine basculante), nous utilisons les résultats de la pesées effectuées une fois la cabine au repos (figure III.2) et une deuxième fois la cabine bascule (figure III.3) avec un angle bien défini γ (figure III.3)

Et comme les appuis de la cabine ne sont pas horizontaux, on propose d'ajouter un accessoire (figure III.1) de masse négligeable par rapport à la masse de la cabine pour avoir cette horizontalité.

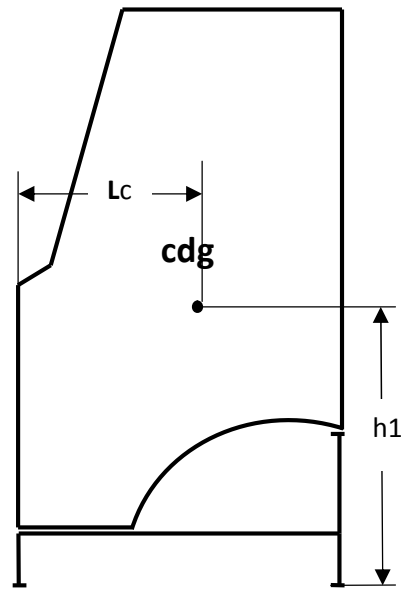


Figure III.1 : le dispositif

Les variables utilisées :

variables	désignation	unités
poids total de la cabine	PT	N
poids de l'essieu avant	Pav	N
poids de l'essieu arrière (cabine horizontal)	Par	N
poids de l'essieu arrière (cabine soulevé)	Ps	N
Distance entre les appuis de la cabine	E	mm
Distance essieu avant au CDG	Lc	mm
Hauteur de CDG par rapport au sol	h	mm
Angle d'inclinaison de la cabine	γ	Rad

Tableau III.1 : Tableau des variables

3.1. Calcul de la position de CDG sur l'axe longitudinal :

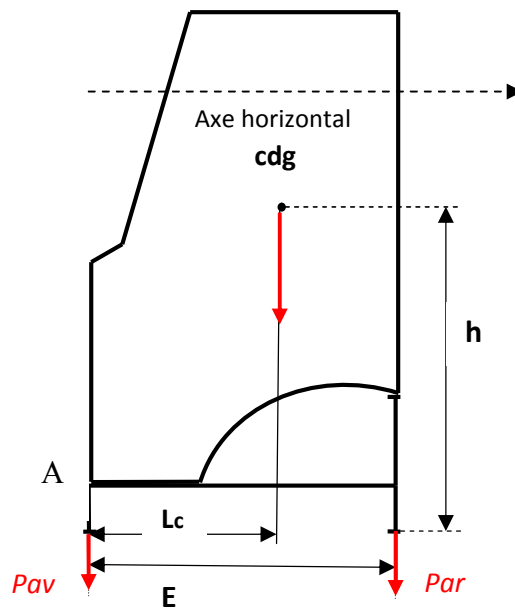


Figure III .2 : Cabine en position horizontale

Exploitions l'équilibre des moments par rapport à A

$$\sum M/A = Lc \times PT - Par \times E = 0$$

$$\Rightarrow Lc = Par \times \frac{E}{PT}$$

$$Lc = Par \times \frac{E}{PT}$$

3.2. Calcul de la position de CDG sur l'axe vertical:

On a :

$$k = \sqrt{(E^2 - H^2)}$$

$$\cos \gamma = \frac{K}{E} \quad \tan \gamma = \frac{H}{K}$$

$$\cos \gamma = \frac{K_1}{Lc} \quad K_1 = Lc \times \cos \gamma$$

$$\sin \gamma = \frac{K_2}{h} \quad K_2 = h \times \sin \gamma$$

$$\cos \gamma = \frac{K_1 + K_2}{Lc + l} \Rightarrow K_1 + K_2 = (Lc + l) \cos \gamma$$

Avec: $l = h \times \tan \gamma = h \times \frac{H}{K}$

Donc :

$$K_1 + K_2 = \left[Lc + \left(h \times \frac{H}{K} \right) \right] \times \cos \gamma$$

$$K_1 + K_2 = \left[Lc + \left(h_1 \times \frac{H}{K} \right) \right] \times \frac{K}{E} \dots\dots(1)$$

D'autre part on a :

$$\sum M_A = 0 = (K_1 + K_2) P_T - K \times P_s$$

D'où : $K_1 + K_2 = \frac{K \times P_s}{P_T}$

Remplacent dans l'équation (1)

$$(1) \Rightarrow \frac{K \times P_s}{P_T} = \left[Lc + \left(h \times \frac{H}{K} \right) \right] \times \frac{K}{E}$$

$$\Rightarrow \frac{P_s}{P_T} \times E = Lc + \left(h \times \frac{H}{K} \right)$$

$$\Rightarrow h \times \frac{H}{K} = \frac{E \times P_s}{P_T} - Lc$$

$$\Rightarrow h = \left(\frac{E \times P_s}{P_T} - Lc \right) \times \frac{K}{H}$$

Avec : $Lc = \frac{E \times P_{ar}}{P_T}$

$$K = \sqrt{(E^2 - H^2)}$$

$$\Rightarrow h = \left(\frac{E \times P_s}{P_T} - \frac{E \times P_{ar}}{P_T} \right) \times \frac{\sqrt{(E^2 - H^2)}}{H}$$

Donc la position du CDG de la cabine sur l'axe vertical est :

$$h = \frac{E}{P_T} \times (P_s - P_{ar}) \times \frac{\sqrt{(E^2 - H^2)}}{H}$$

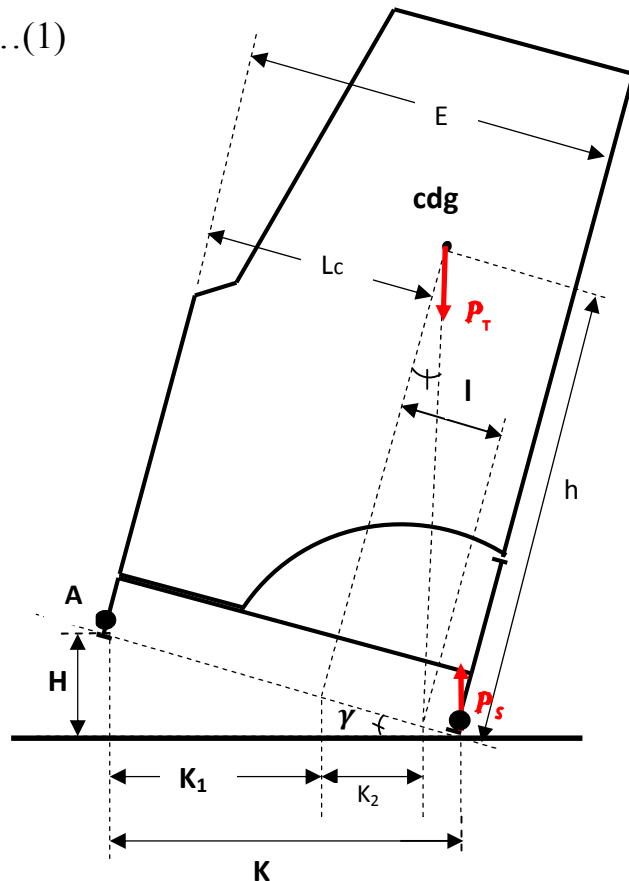



Figure III.3 : la cabine en position inclinée

4. Détermination de la position du centre de gravité de la cabine avec SW :

On raison d'un problème technique des balances existantes au niveau de la SNVI on n'a pas le pouvoir de déterminer le CDG de la cabine par la méthode de la pesée, mais on peut également utiliser les résultats de **SolidWorks** pour déterminer la position de centre de gravité par rapport au repère cabine

La fonction d'évaluation des propriétés de masse  de SolidWorks donne les résultats suivant de la position de CDG par rapport au repaire cabine :

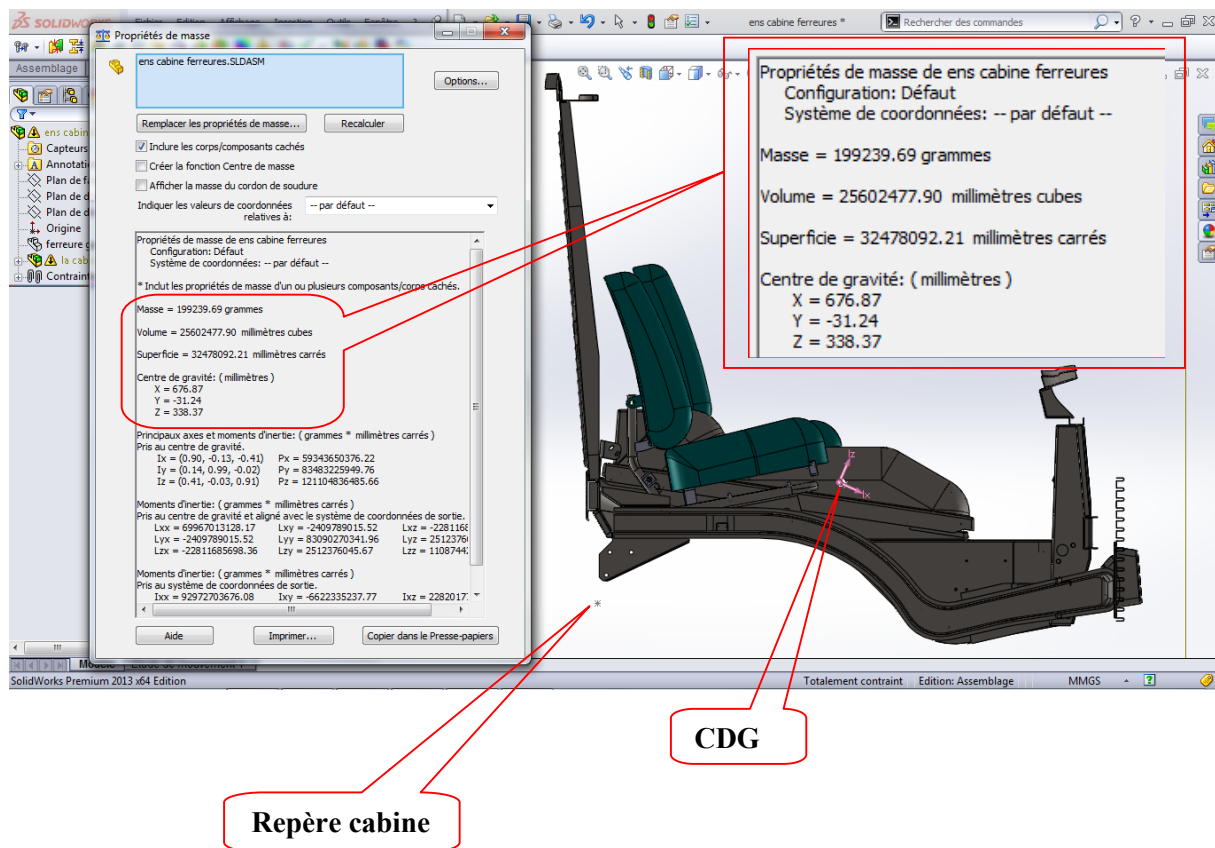


Figure III .3 : Position de CDG par rapport au repère cabine

Donc l'évaluation des propriétés de masse de SolidWorks nous a donnée la position de CDG de la cabine par rapport au repère cabine :

$$\begin{cases} X_g = 676.87 \text{ mm} \\ Y_g = -31.24 \text{ mm} \\ Z_g = 338.37 \text{ mm} \end{cases}$$

Dans ce chapitre on a trouvé la position de centre de gravité de la cabine qui a pour objectif de déterminer le bras de levier de moment de torsion du au poids de la cabine qui va intervenir dans le calcul d'un arbre de torsion qui fera l'objet du chapitre suivant.

CHAPITRE IV

DIMENSIONNEMENT DE LA

BARRE DE TORSION

1. Définition :

La barre de torsion est l'un des ressorts les plus simples. En mettant à profit l'élasticité transverse des matériaux, il autorise de grande déformation de structures, et permet la construction d'éléments d'une souplesse plus facile à contrôler.

Avant de procéder au calcul de dimensions de la barre de torsion on va voir quelques notions générales sur les ressorts (fonctions et types) et quelques notions fondamentales sur la torsion et les propriétés du matériau à utiliser dans le calcul de la barre.

2. Notion général sur les ressorts :

2.1. Fonction des ressorts :

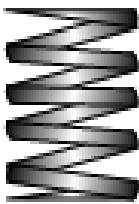
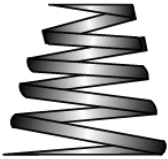
Le ressort est une liaison élastique. Nous pouvons dire aussi : le ressort est un composant mécanique élastique destiné à se déformer chaque fois qu'il est soumis à l'action d'une force, il absorbe une énergie en se déformant progressivement tout en amortissant le mouvement et/ou en filtrant des vibrations. En fin de course, il restitue l'énergie emmagasinée jusqu'à la reprise de sa forme initiale.

2.2. Types de ressort :

Les ressorts sont classés à partir de la sollicitation subie. Les ressorts travaillent soit en traction, soit en compression, soit en torsion, soit en flexion.

2.2.1. Ressorts de compression :

Cette famille est la plus répandue. Le fil enroulé travaille essentiellement en torsion (analogie avec une barre de torsion enroulée en hélice).

Ressort	Caractéristique	Figure
Ressorts cylindriques de compression	<ul style="list-style-type: none"> a. Ce type de ressort est fait pour supporter la charge de compression b. Le fil du ressort travaille en torsion c. Le ressort est souvent meulé aux deux extrémités d. Les spires deviennent jointives en contact les unes avec les autres, en cas de surcharge le ressort réagit comme un solide, ce qui le protège de la rupture 	
Ressorts coniques de compression	Les ressorts coniques de compression sont très peu encombrants en position comprimée.	

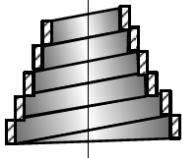
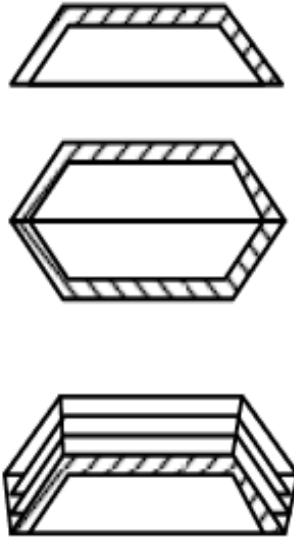

Ressorts coniques à volutes	Les ressorts coniques à volutes sont très peu encombrants en position comprimée.	
Rondelles ressorts -Rondelles « Belleville »	<p>a. De forme tronconique, les rondelles ressorts permettent de réaliser simplement et sur mesure des ressorts de compression à l'unité ou en petites séries</p> <p>b. L'utilisation d'empilages sont possibles : en série, en parallèle ou une combinaison des deux</p> <p>c. L'utilisateur peut choisir entre plusieurs raideurs et plusieurs déformations</p> <p>d. les rondelles ressorts sont faites pour supporter la charge de compression. Ils ont comme caractéristiques :</p> <ul style="list-style-type: none"> - Petite hauteur. - Grande raideur. - Relation force / flèche non linéaire. 	
Ressorts diaphragme	<p>a. Le ressort diaphragme est un ressort conique fendu radialement.</p> <ul style="list-style-type: none"> - l'encombrement est réduit. - l'effort produit doit être sensiblement constant. <p>b. Les ressorts diaphragmes sont utilisés dans les cas</p>	

Tableau IV.1 : Types de ressorts de compression

2.2.2. Ressorts de traction :



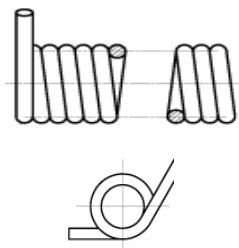
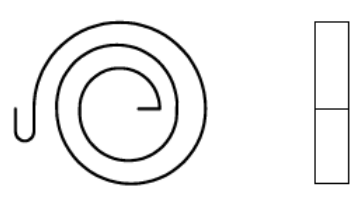
Ressort	Caractéristique	Figure
Ressort hélicoïdal cylindrique de traction	<p>a. Ces ressorts sont habituellement réalisés en fil rond et à spires jointives.</p> <p>b. Le métal est sollicité à la torsion dans la partie active du ressort et en flexion et torsion sur une portion de l'attache.</p> <p>c. Le ressort hélicoïdal de traction est fait pour supporter la charge de traction.</p> <p>d. Les ressorts de traction peuvent avoir des attaches différentes.</p>	
Ressort hélicoïdale conique de traction		

Tableau IV.2 : Types des ressorts de traction

2.2.3. Ressorts de torsion :

Ressort	Caractéristique	Figure
Ressorts cylindriques de torsion	<p>a. Ce type de ressort est fait pour supporter la charge de torsion.</p> <p>b. Le fil du ressort travaille en flexion.</p> <p>c. Le ressort est souvent monté sur un axe.</p>	
Ressorts en spirale (Ressort hélicoïdal de torsion)	<p>a. Ce type de ressort est fait pour supporter la charge de torsion.</p> <p>b. La matière travaille en flexion.</p> <p>Le ressort a un grand diamètre et une petite hauteur.</p>	

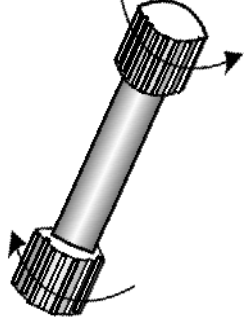
Barre de torsion	<p>a. Les ressorts en barres de torsion sont des barres cylindriques pleines soumises à un moment suivant leur axe.</p> <p>b. Elles sont munies, à chaque extrémité, descannelures permettant leur ancrage.</p> <p>c. La barre de torsion est utilisée dans les suspensions automobiles.</p>	
------------------	--	---

Tableau IV.3 : Types des ressorts de torsion

2.2.4. Ressorts de flexion


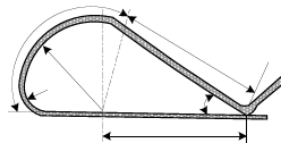

Ressort	Caractéristique	Figure
Ressorts à lames	<p>a. Une lame peut être assimilée à une poutre de section constante encastrée à une extrémité. L'autre extrémité supporte la charge. Elle est donc soumise à la flexion.</p> <p>b. Lorsqu'un ressort est constitué de plusieurs lames en flexion, celles-ci glissent les unes sur les autres. Ce frottement absorbe de l'énergie et amorti le mouvement.</p> <p>c. Le ressort à lame est utilisé pour les voitures (de moins en moins), les camions, les wagons</p>	
Ressort de forme en fil	<p>a. Ce type de ressort pourrait supporter plusieurs charges.</p> <p>b. Il est généralement fabriqué par des machines de pliage</p>	
Ressort de forme en feuillard	<p>a. Ce type de ressort pourrait supporter plusieurs charges.</p> <p>b. Le ressort est généralement fabriqué par des machines à multi coulisseaux ou des presses</p>	

Tableau IV.4 : Types des ressorts de flexion

2.3. Ressort de torsion :

Il existe trois familles de ressorts de torsion :

- Ressort de torsion cylindrique à spires
- Barre de torsion et tige de torsion
- Ressorts à spirale

2.3.1. Barre de torsion :

La barre de torsion est un des ressorts les plus simples. En mettant à profit l'élasticité transverse des matériaux, il autorise de grande déformation de structures, et permet la construction d'éléments d'une souplesse plus facile à contrôler.

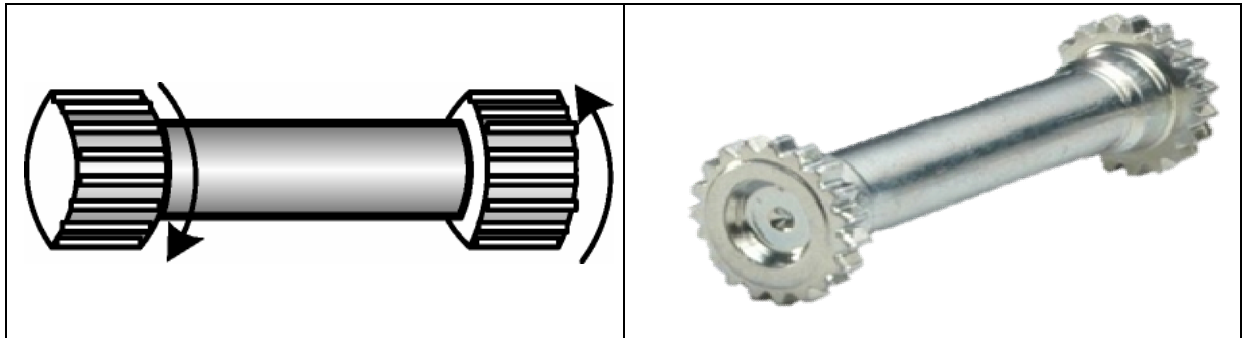


Figure IV.1 : barres de torsion

Il ne faut pas confondre ce phénomène avec celui des ressorts de torsion en spirale utilisés en horlogerie, qui travaillent en réalité à la flexion.

L'une des extrémités de la barre est bloquée et considérée comme fixe, l'autre, dite libre, est reliée aux éléments mobiles.

L'application essentielle des barres de torsion est la suspension des véhicules, particulièrement de ceux dont les roues sont indépendantes. On les utilise non seulement sur des véhicules légers, mais aussi sur des engins de masse importante (char d'assaut par exemple) et beaucoup de véhicules tous terrains.

Appelons M_t le moment de torsion appliqué à l'extrémité libre de la barre et α l'angle dont tourne cette extrémité par rapport à l'autre, sous l'effet de ce moment.

2.3.2. Ressort de torsion cylindrique à spires :

Les ressorts de torsion cylindriques à spires ont différentes de sections des fils. Les sections des fils peuvent être rondes, carrées ou rectangulaires.

Un ressort de torsion hélicoïdal est un composant mécanique conçu pour supporter des moments de rotation. Il est fabriqué le plus souvent en fil de section ronde, mais aussi de section carrée ou rectangulaire. Sous la charge, la déformation est angulaire. Le fil travaille en flexion. Normalement, le sens de travail est celui qui tend à resserrer les spires sur l'axe.

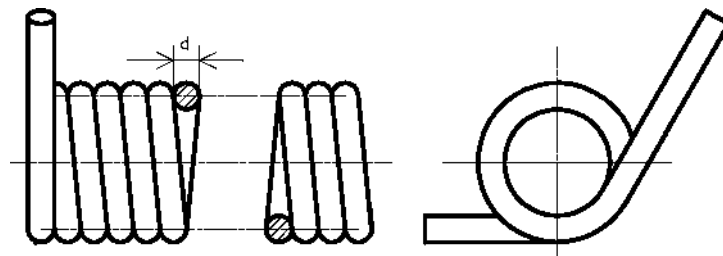


Figure IV.2 : Ressort de torsion à spires

2. 3.3. Ressort de torsion à spirale :

La spire du ressort de torsion à spirale est de section rectangulaire. Les matériaux de la spire travaillent en flexion. Le moment de flexion est noté M_f . Le maximum du moment de flexion est situé au centre.

2. 3.3.1. Ressort de torsion à spirale mobile avec une fixation:

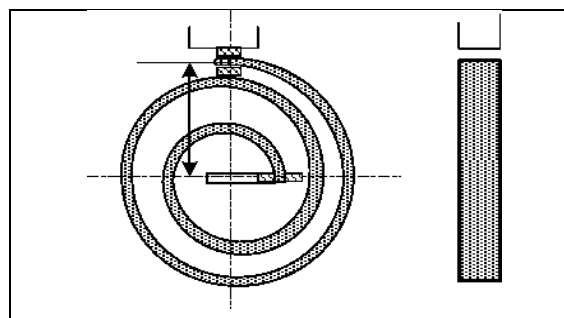


Figure IV.3 : Ressort de torsion articulé aux extrémités du ressort

2. 3.3.2. Ressort de torsion à spirale immobilisé dans un tube :

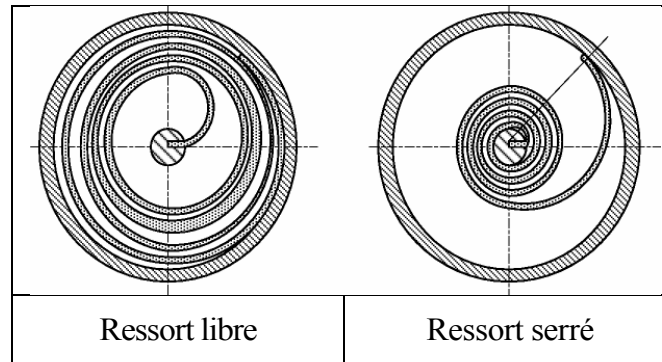


Figure IV.4 : Ressort de torsion à spirale immobilisé dans un tube

3. Notions fondamentales sur la torsion :

3. 1. Définition :

La torsion est un mode de charge telle que dans les sections droites de la barre, seul apparaît un moment de torsion. Les autres facteurs de forces (Moment fléchissant, force normale et effort tranchant) sont nuls.

Une pièce est soumise à la torsion pure si la résultante des forces extérieures à gauche d'une section droite quelconque, se réduit à un moment par rapport à l'axe longitudinale de cette pièce.

Torsion d'une barre cylindrique : Une barre travaillant en torsion porte le nom d'arbre.

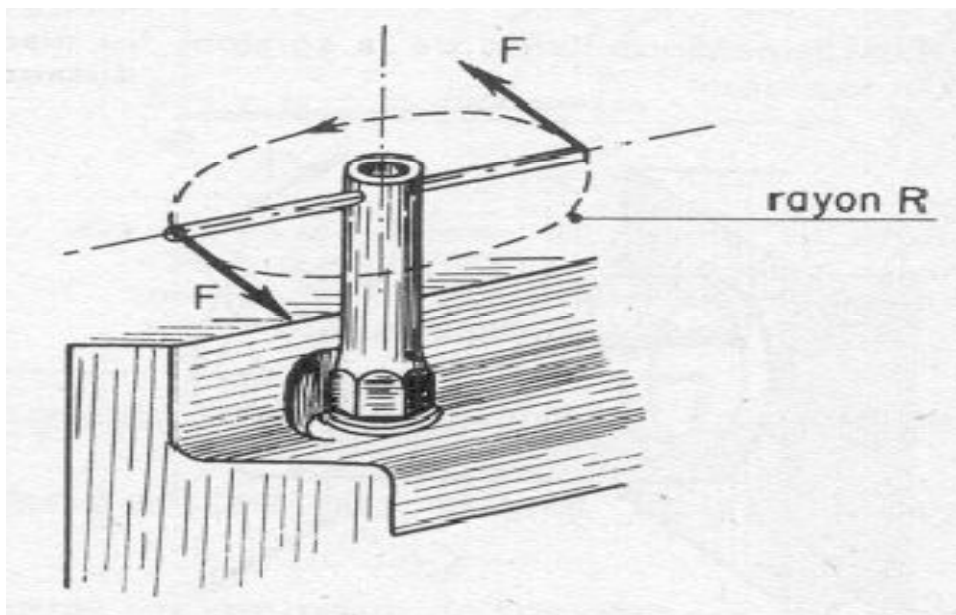


Figure IV.5 : torsion d'une barre

3.2. Contraintes et déformations :

3.2.1. Hypothèses :

- Le solide étudié est une poutre cylindrique droite de section circulaire.
- Le diamètre de la section est constant.
- Le poids de la poutre est négligeable

3.2.2. Déformations :

Pour ce genre de section (section circulaire) l'expérience nous montre que les sections droites restent droites et les lignes longitudinales rectilignes se transforment en lignes hélicoïdales.

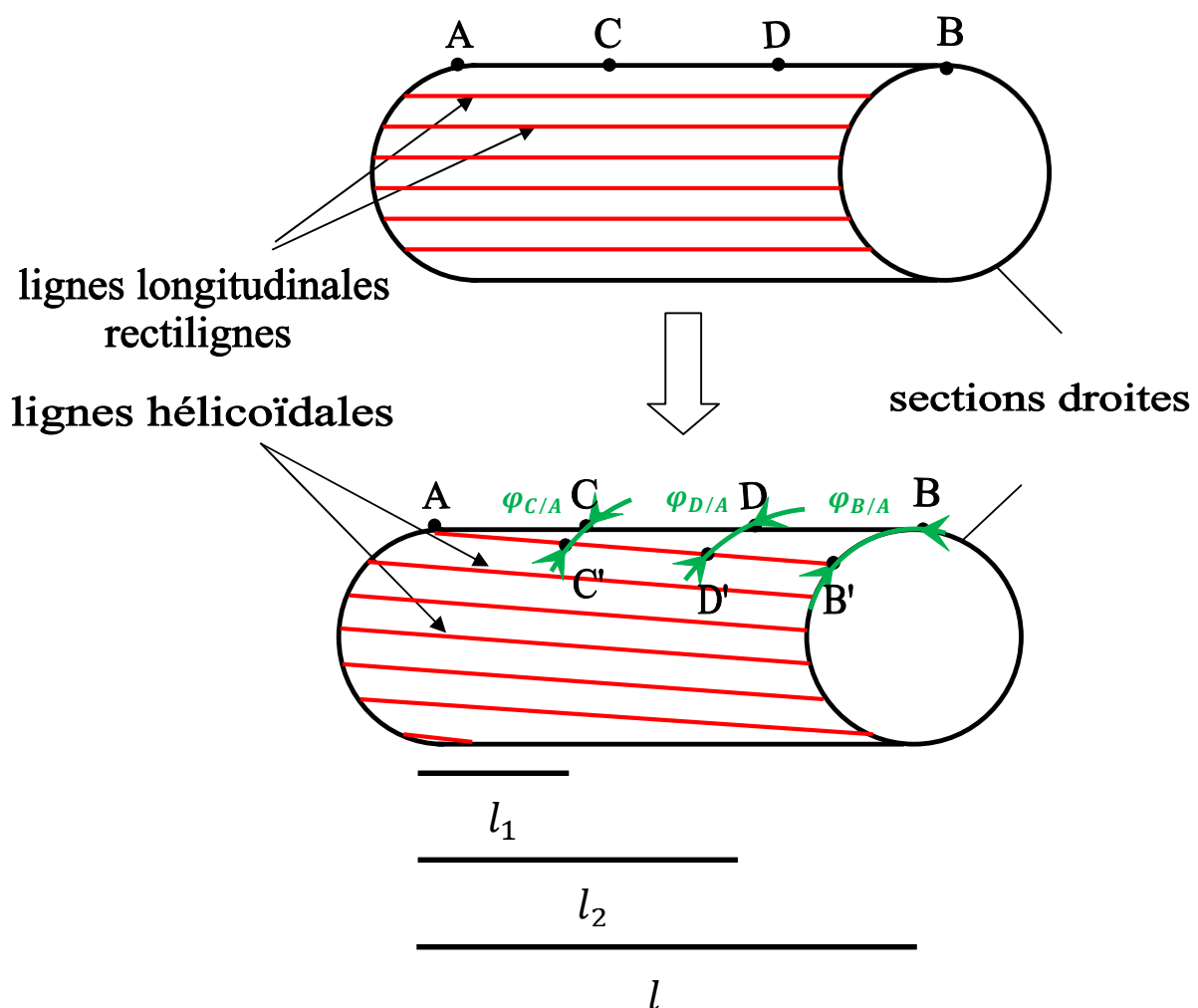


Figure IV.6 : déformation d'une barre sollicitée en torsion

3.2.2.1. Angle de déformation unitaire :

Petite déformation :

$$\tan \gamma = \frac{BB}{l} = \frac{CC}{l_1} = \frac{DD}{l_2} \dots \dots \dots (1)$$

$$\left. \begin{array}{l} BB' \approx R\varphi_{\frac{B}{A}} \\ CC' \approx R\varphi_{\frac{C}{A}} \\ DD' \approx R\varphi_{\frac{D}{A}} \end{array} \right\} (2)$$

(1) et (2) $\Rightarrow \varphi_{B/A} = \varphi_{C/A} = \varphi_{D/A} = \theta$

D'une forme générale $\theta = \varphi_{i/l_i} = \varphi_{/l} = d\varphi_{/dl}$ (constate tout au long de la barre)

θ : angle de déformation unitaire (rad /m) ou ($^{\circ}$ /m)

φ : angle de rotation de la section (rad ou $^{\circ}$)

3.2.2.2. Contraintes :

Pour une section circulaire on torsion pur, on admet que les contraintes sont tangente a des cercles concentrique et sur le même cercle de rayon (ρ) les contraintes sont uniformément réparties, ces cercle sont appelé ligne de cisaillement

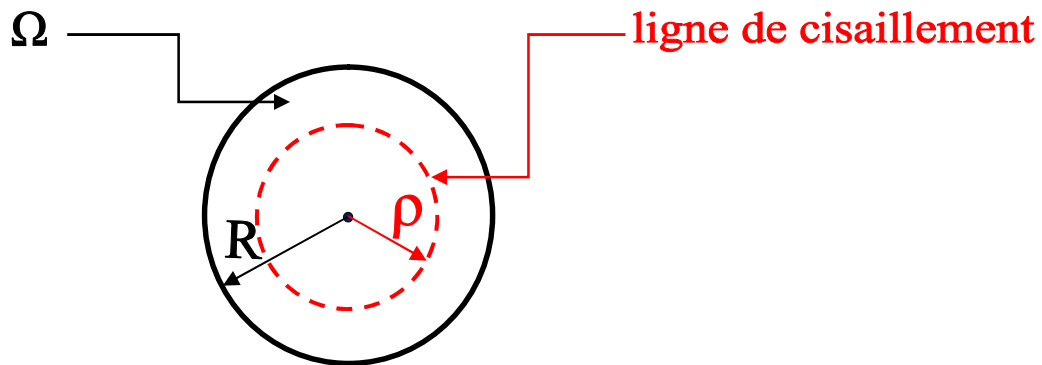


Figure IV.7 : contraintes dans une section droite

$\tau = \frac{df(t)}{d\Omega}$: Est invariable sur la ligne de cisaillement

Comme pour le cisaillement pur le périphérique on peut écrire

$$\tau = G\gamma \text{ MPa}$$

Avec : G : Modul de Colomb (Mpa)

3.2.2.3. Valeur de (τ) on fonction de l'angle de déformation unitaire θ :

Soit un élément de longueur dx

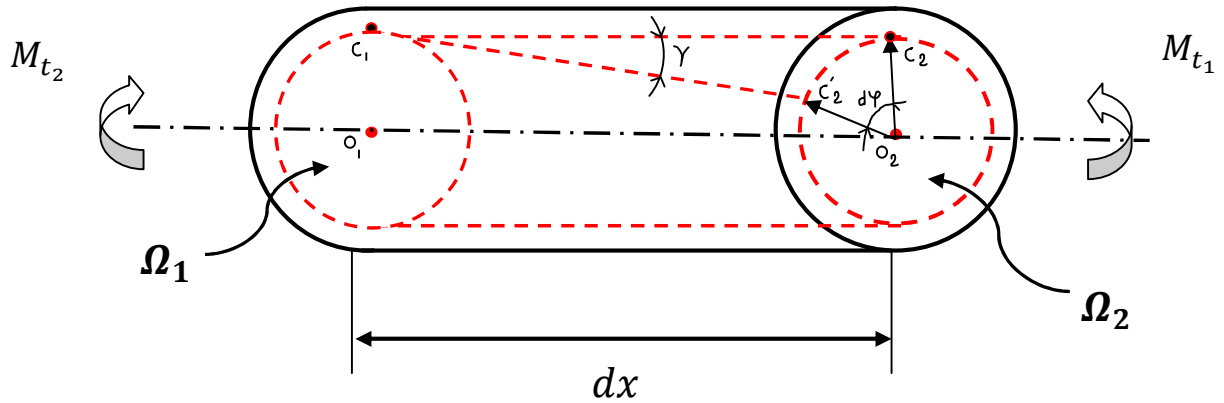


Figure IV.8 : variation de τ en fonction de θ

C_1C_2 : Avant déformation

C_1C_2' : Après déformation

La section Ω_2 tourne d'un angle $d\varphi$ par rapport à Ω_1

$$\Rightarrow \theta = \frac{d\varphi}{dx}$$

Pour les petites déformations $\frac{c_2c_2'}{dx} = \tan \gamma \approx \gamma$

$$C_2C_2' = \rho d\varphi \quad \text{On a} \quad \rho \frac{d\varphi}{dx} = \gamma$$

$$\Rightarrow \boxed{\gamma = \rho\theta}$$

Avec: $\tau = G\gamma$

$$\Rightarrow \boxed{\tau = \rho G\theta}$$

Pour : $\rho = R$

$$\boxed{\tau = \tau_{max} = RG\theta}$$

3.2.2.4. Valeur de (τ) on fonction de moment de torsion M_t :

Ecrivons l'équilibre d'une section droite

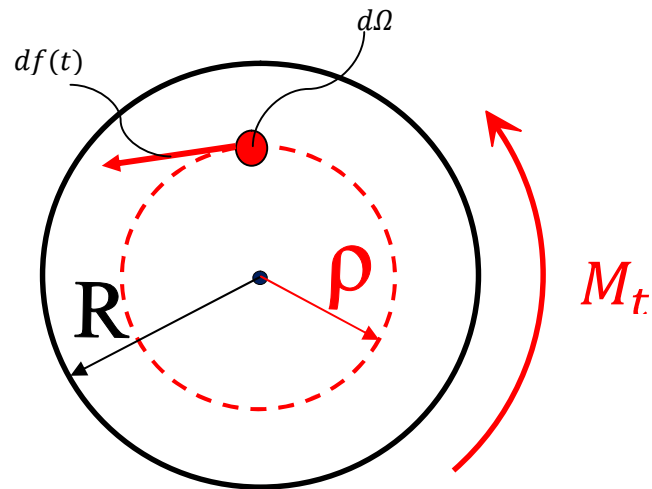


Figure IV.9

$$\sum \vec{F}_{ext} + \sum \vec{F}_{int} = 0$$

On valeurs absolus :

$$M_t = \int_{\Omega} df_t \rho d\Omega$$

$$\frac{df_t}{d\Omega} = \tau \Rightarrow df_t = \tau d\Omega$$

$$M_t = \int \tau \rho d\Omega \quad \Rightarrow \quad M_t = \int \tau^2 G \theta d\Omega \quad \text{Comme} \quad \int \tau^2 d\Omega = I_0$$

$$\Rightarrow \quad M_t = G \theta I_0$$

$$\text{Comme} \quad \theta = \frac{M_t}{G I_0} = \frac{\varphi}{l}$$

$$\Rightarrow \quad \varphi = \frac{M_t l}{G I_0}$$

$$\text{Aussi avec :} \quad \tau = \rho G \theta \quad \text{et} \quad \theta = \frac{M_t}{G I_0}$$

On aura donc :

$\tau = \frac{M_t \rho}{I_0}$
$\tau_{max} = \frac{M_t R}{I_0}$

4. Matériau de la barre de torsion :

4.1. Généralité sur les aciers à ressort :

Matériaux qui sont, en raison de leurs propriétés à l'état trempé et revenu, particulièrement adapté pour la fabrication des ressorts. La résistance des aciers dépend de leur capacité de déformation élastique, ce qui leur permet de maintenir chargement dans une plage donnée, sans présenter aucune déformation permanente lorsque la charge est retirée. Les propriétés requises des aciers pour ressorts sont obtenus par la hausse des teneurs en carbone et les constituants d'alliage tels que le silicium, le manganèse, le chrome, le molybdène et le vanadium, et aussi par traitement thermique, i. e. durcissement de revenu ultérieur.

4.2. Le matériau de la barre de torsion [46SiCrMo6] :

Le **46SiCrMo6** est un acier à ressort est utilisé principalement pour les composants de construction des véhicules automobiles tel que les amortissements et les stabilisants .

Il est difficile à souder, et ne devrait donc pas être utilisé dans les constructions soudées

4.2.1. Désignation du matériau:

EN 10089	1.8062	46SiCrMo6
AFNOR		45SCD6

4.2.2. Traitement thermique :

Durcissement à l'huile :	870°C-890°C
Trempe:	440°C-460°C

4.2.3. La composition chimique :

constituants	C	Si	Mn	P
Pourcentage % de poids	0,42 à 0,50	1,30 à 1,70	0,50 à 0,80	≤0,025

Tableau IV.5 : composition chimique de 46SiCrMo6

4.2.4. Propriétés mécanique de matériau 46SiCrMo6 :

Les propriétés	La valeur	L'unité
Densité	7500	kg/m ³
Capacité de cisailage à froid recuit	Max 280	HB
Recuit	Max 248	HB
TVC	Max 230	HB
Module d'élasticité	210	MPa
Limite d'élasticité	1400	MPa
Résistance à la traction	1550-1850	MPa
Allongement	(L0 = d0 5) (%) 6	-
Réduction	30%	-
Résilience	10	ISO - U (J)
La résistance électrique à 20 ° C	0,19	Ω mm ² / m
Conductivité thermique à 20 ° C	42,6	W / m K
Capacité thermique spécifique à 20 ° C	470	J / kg K

Tableau IV.6 : propriétés de matériau 46SiCrMo6**5. Dimensionnement de la barre de torsion :****5.1. Condition de résistance a vérifié :**

La contrainte maximale de cisaillement dans le ressort vaut :

$$= \frac{M_t}{\frac{I_0}{V}} \leq [\tau] \text{ MPa}$$

Avec : M_t : moment de torsion dans la barre (N.mm)

I_0 : moment d'inertie de la barre par rapport à son axe (mm⁴)

V : la fibre la plus éloigné (mm)

$[\tau]$: contrainte admissible de torsion (MPa)

5.2. Contrainte de torsion selon les différentes sections existantes :

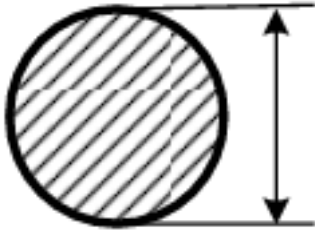
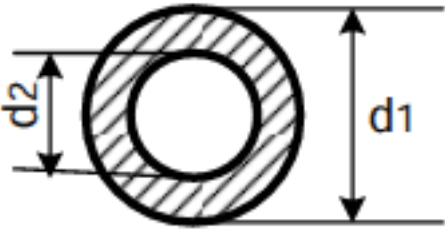
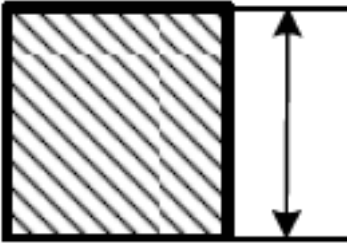
Section	Figure	Inertie (mm ⁴)	Contrainte(MPa)
Barre pleine		$\frac{\pi d^4}{32}$	$\frac{16 Mt}{\pi d^3}$
Barre creuse		$\frac{\pi (d_e^4 - d_i^4)}{32}$	$\frac{16 d_e Mt}{\pi (d_e^4 - d_i^4)}$
tige carré		$0.141 c^4$	$\frac{Mt}{0.208 c^3}$

Table IV.7 : les contraintes de torsion selon les sections

5.3. L'angle de rotation de la barre (angle de torsion) :

L'angle de rotation de l'extrémité libre vaut :

$$\alpha = \frac{Mt \times L}{G \times I_0}$$

Avec : α : L'angle de rotation de l'extrémité libre (rad)

Mt : Le moment (N.mm)

G : Le module de cisaillement (MPa)

I₀ : Le moment quadratique dans l'axe de la barre (mm⁴)

L: La longueur de la barre (mm)

5.4. L'angle de rotation selon les différentes sections existantes :

Section	Déformation angulaire (rad)
Barre pleine	$\frac{32 Mt L}{\pi G d^4}$
Barre creuse	$\frac{32 Mt L}{\pi G (d_e^4 - d_i^4)}$
tige carrée	$\frac{7.09 Mt L}{G c^4}$

Table IV.8 : déformation angulaire pour les différentes sections

Procédure :

Notre objectif est de dimensionner une barre de torsion de telle sorte à équilibrer le moment de torsion M_R dû à la rotation α de l'extrémité libre de la barre qui travail comme un ressort, avec le moment de torsion M_p dû au poids de la cabine.

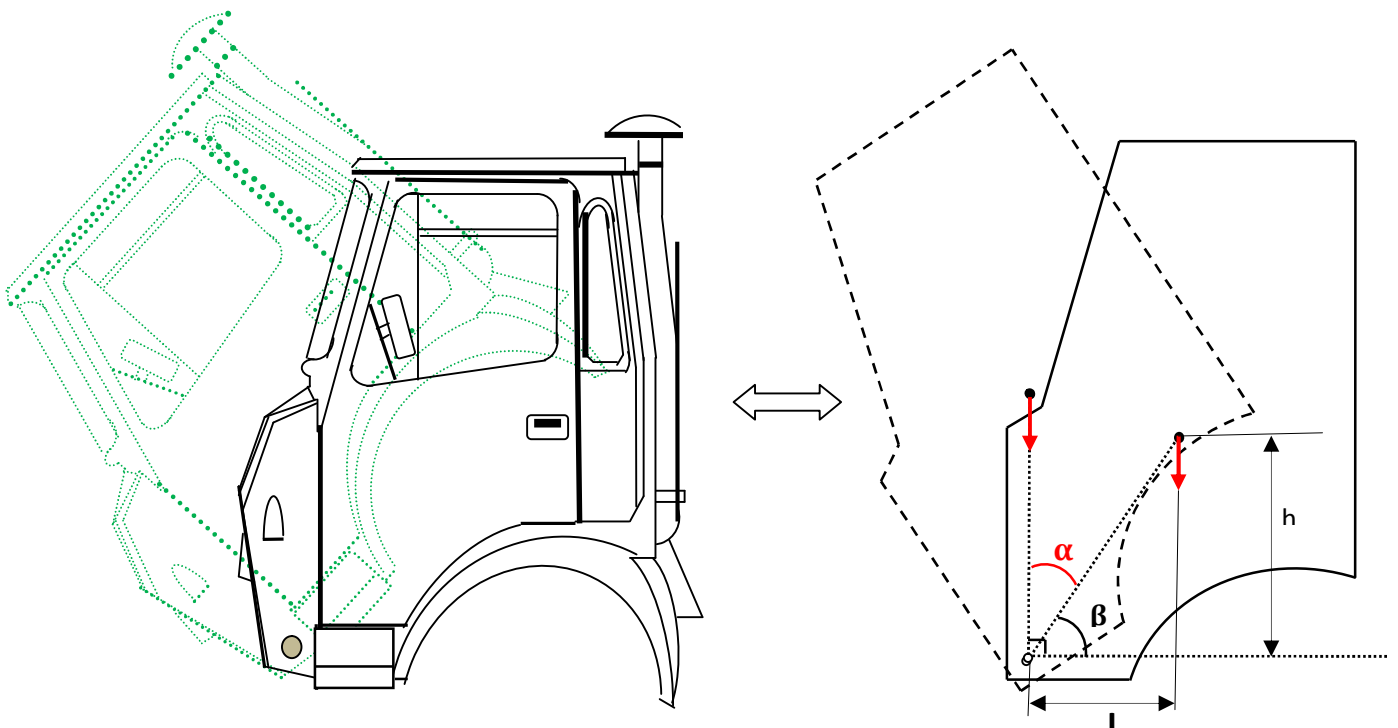


Figure IV.10 : l'angle de basculement cabine (la rotation α de la barre de torsion)

5.5. Calcul des moments :**5.5.1. Moment de torsion dû à la rotation α de l'extrémité libre de la barre (précontrainte):**

On a :
$$\alpha = \frac{M_R \times L}{G \times I_0}$$

D'où :

$$M_d = \frac{\alpha \times G \times I_0}{L}$$

Avec :

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}$$

Et :

$$I_0 = \frac{\pi \times D^4}{32}$$

Implique :

$$M_R = \frac{\alpha \times E \times \pi \times D^4}{2(1 + \nu) \times 32 \times L} \dots\dots\dots (1)$$

5.5.2. Moment de torsion dû au poids de la cabine :

On a :
$$M_p = F \times L_c = Pt \times g \times L_c$$

$$M_p = Pt \times L_c \times g \dots\dots\dots (2)$$

6. Calcul du diamètre de la barre :**6. 1. Equilibre des moments :**

$$\sum M = 0 \quad \Rightarrow \quad M_R - M_P = 0$$

$$\Rightarrow \quad M_R = M_P$$

$$\frac{\alpha \times E \times \pi \times D^4}{2(1 + \nu) \times 32 \times L} = L_c \times Pt \times g$$

$$D^4 = \frac{Pt \times L \times L_c \times (1 + \nu) \times 64}{\alpha \times E \times \pi}$$

$$D = \left[\frac{Pt \times g \times L \times L_c \times (1 + \nu) \times 64}{\alpha \times E \times \pi} \right]^{1/4}$$

Vérification dimensionnelle :

$$[D] = \left[\frac{\text{N} \cdot \text{mm} \cdot \text{mm}}{\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}} \right]^{1/4} = \text{mm}$$

L'unité de D est bien le millimètre

6. 2. Cherchons les valeurs de L_c et α :

6.2.1. Calcul de bras de levier L_c :

Pour ce calcul on utilise les résultats obtenus dans le chapitre II (cdg solidworks)

$$L_c = L_2 - L_1 \quad (\text{Voir Figure IV.11})$$

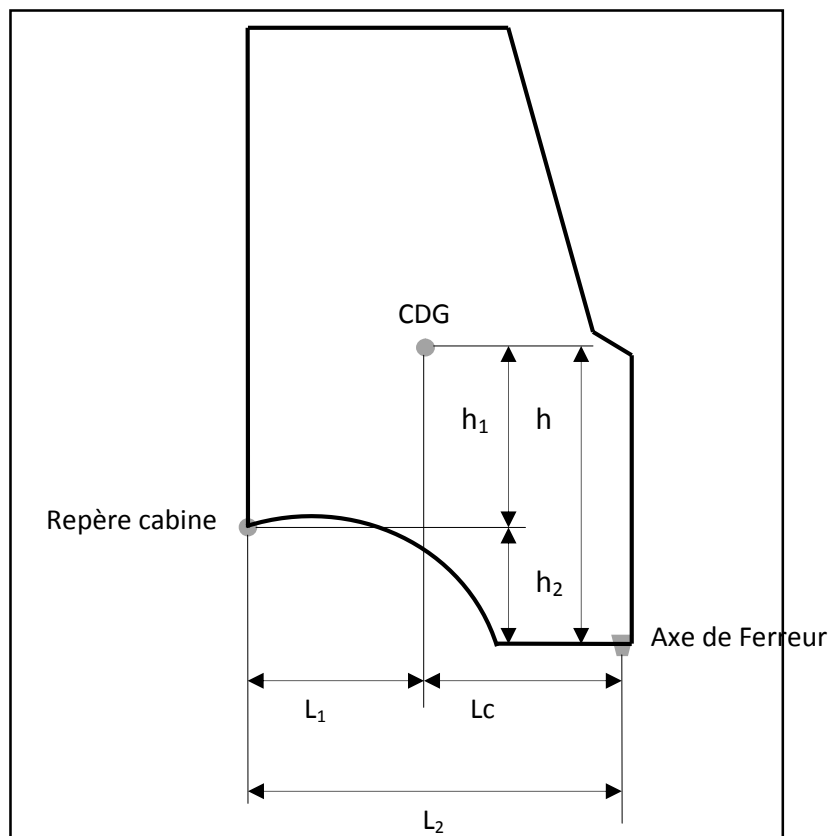


Figure IV.11 : le bras de levier L_c et la hauteur de centre de gravité

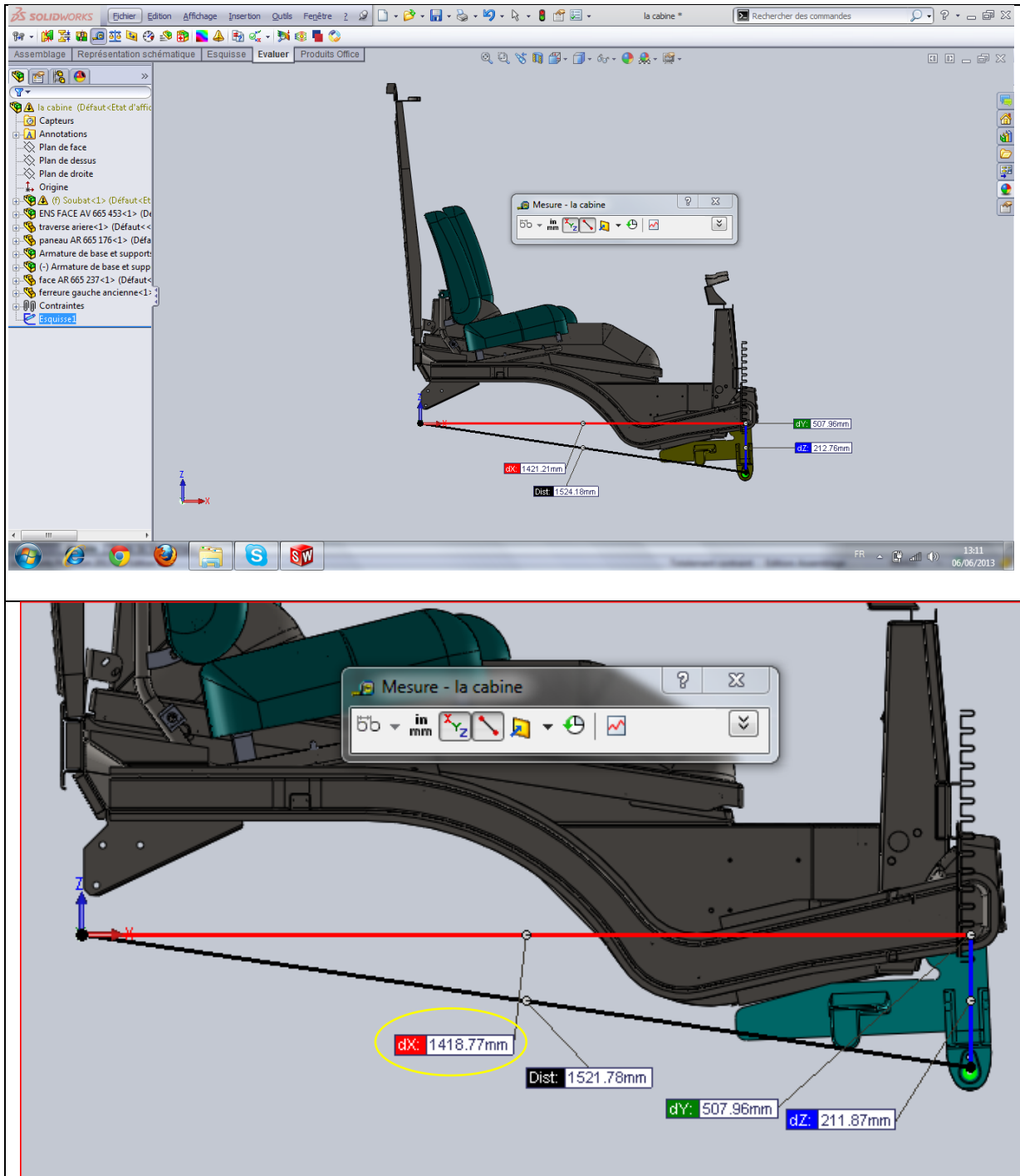


Figure IV.12 : la valeur de L_2 à partir de solidworks

D'après la figure ij on a :

$$L_2 = X = 1418.77 \text{ mm}$$

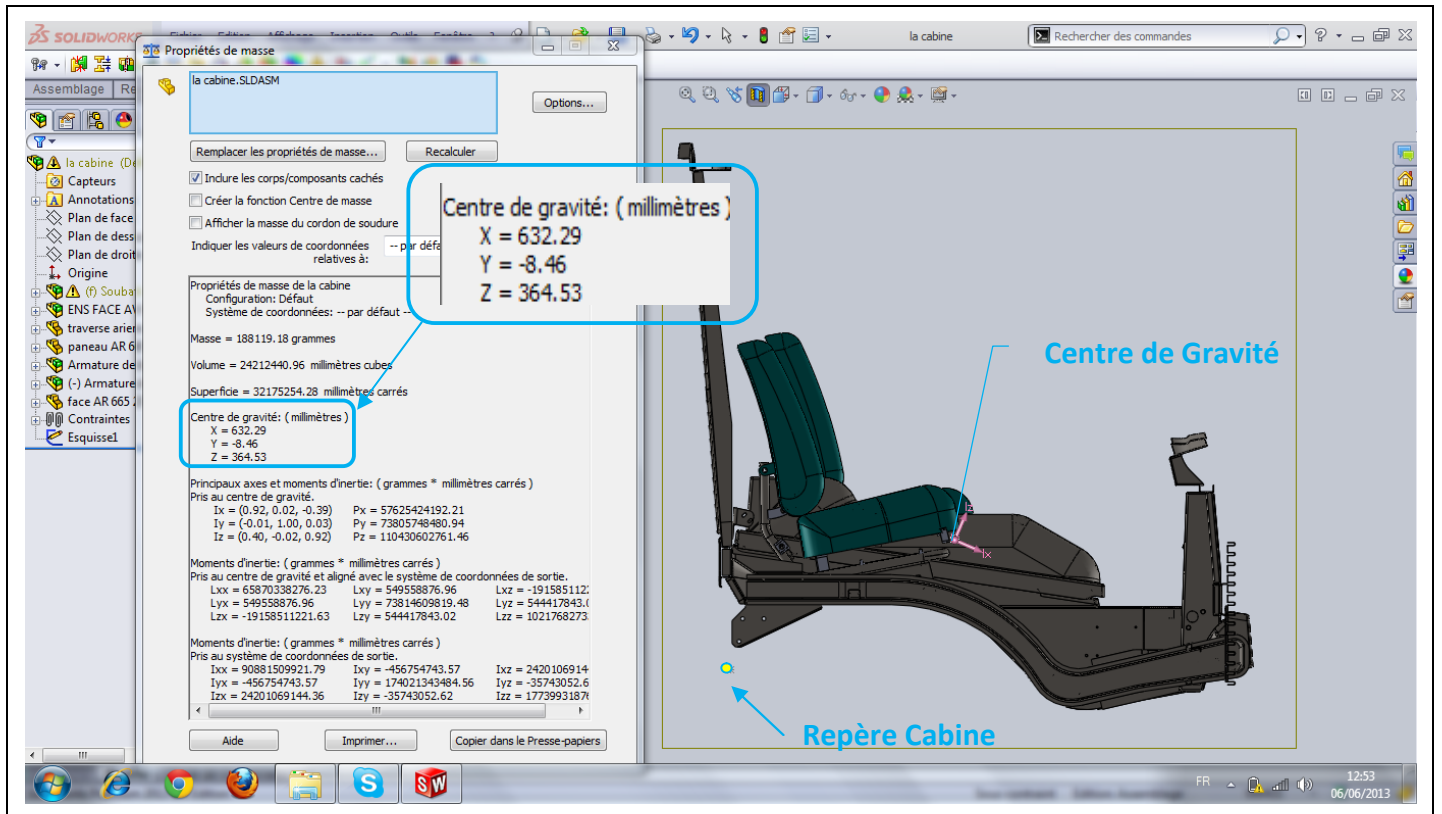


Figure IV.13 : la valeur de L_1 à partir de solidworks

D'après la **figure IV.13** on a :

$$L_1 = X = 632.29 \text{ mm}$$

Implique :

$$L_c = L_2 - L_1 = 1418.77 - 632.29 = 786.48 \text{ mm}$$

6.2.2. Calcul de α :

On a : $\alpha = 90^\circ - \beta$

Avec : $\text{tg}\beta = \frac{h}{L}$

Implique : $\beta = \text{tg}^{-1}\left(\frac{h}{L}\right)$

Avec : $h = h_1 + h_2$

D'après les figures IV.13 et IV.12 :

On a $h_1 = Z = 364.53 \text{ mm}$

$h_2 = Z = 211.87 \text{ mm}$

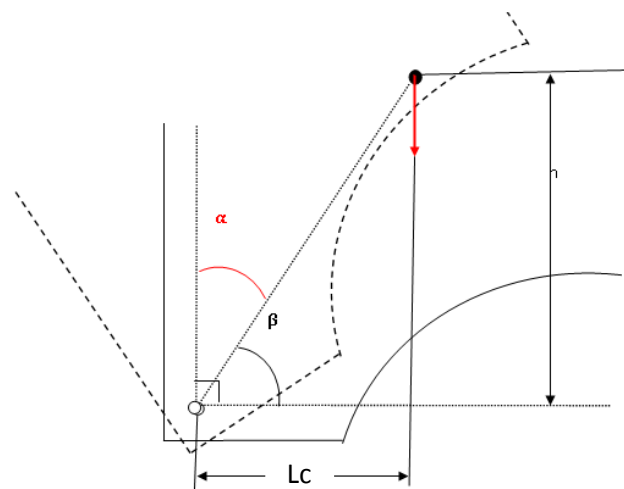


Figure IV.13

Implique : $h = 364.53 + 211.87 = \text{mm}$

Donc : $\beta = \text{tg}^{-1}\left(\frac{576.40}{786.48}\right) = 36.24^\circ = 0.20 \text{ rad}$

En fin : $\alpha = 90 - \beta = 53.76^\circ = 0.299 \text{ rad}$

Angle de basculement	$\alpha = 53.76^\circ = 0.299 \text{ rad}$
Le bras de levier	$L_c = 786.48 \text{ mm}$

6.3. Application numérique :

On a : $D = \left[\frac{Pt \times g \times (1+\nu) \times 64 \times L \times L_c}{\alpha E \pi} \right]^{1/4}$

$$D = \left[\frac{360 \times 10 \times 1.3 \times 64 \times 971 \times 786.48}{0.299 \times \pi \times 210\,000} \right]^{1/4} = 32.80 \text{ mm}$$

$$D = 32.80 \text{ mm}$$

Normalisation de diamètre de l'arbre :

$D = 35 \text{ mm}$

7. Vérification de l'arbre à la torsion :

la condition de résistance est :

$$\tau = \frac{Mt}{\frac{I_0}{V}} \leq [\tau] = 0.5 \frac{\sigma_e}{[n]}$$

Avec : $\sigma_e = 1400 \text{ MPa}$

$$[n] = 2$$

$$M_p = F \times L_c = Pt \times g \times L_c = 2831328 \text{ N mm}$$

$$I_0 = \frac{\pi \times D^4}{32} = \frac{\pi \times 35^4}{32} = 147323.51 \text{ mm}^4$$

$$V = \frac{D}{2} = \frac{35}{2} = 17.5 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} \tau = \frac{Mt}{\frac{I_0}{V}} = \frac{2831328}{\frac{147323.51}{17.5}} = 336.32 \text{ MPa} & \tau = 336.32 \text{ MPa} \\ [\tau] = 0.5 \times \frac{1400}{2} = 350 \text{ MPa} & [\tau] = 350 \text{ MPa} \end{cases}$$

$\tau < [\tau]$ La condition de résistance est vérifiée

8. Calcul des cannelures :

Les cannelures sont utilisées pour transmettre un couple entre un arbre et un moyeu. Elles sont plus performantes que les goupilles et les clavettes.

8.1 Caractéristiques :

- Transmission des couples élevés
- Facilité du déplacement longitudinal des organes

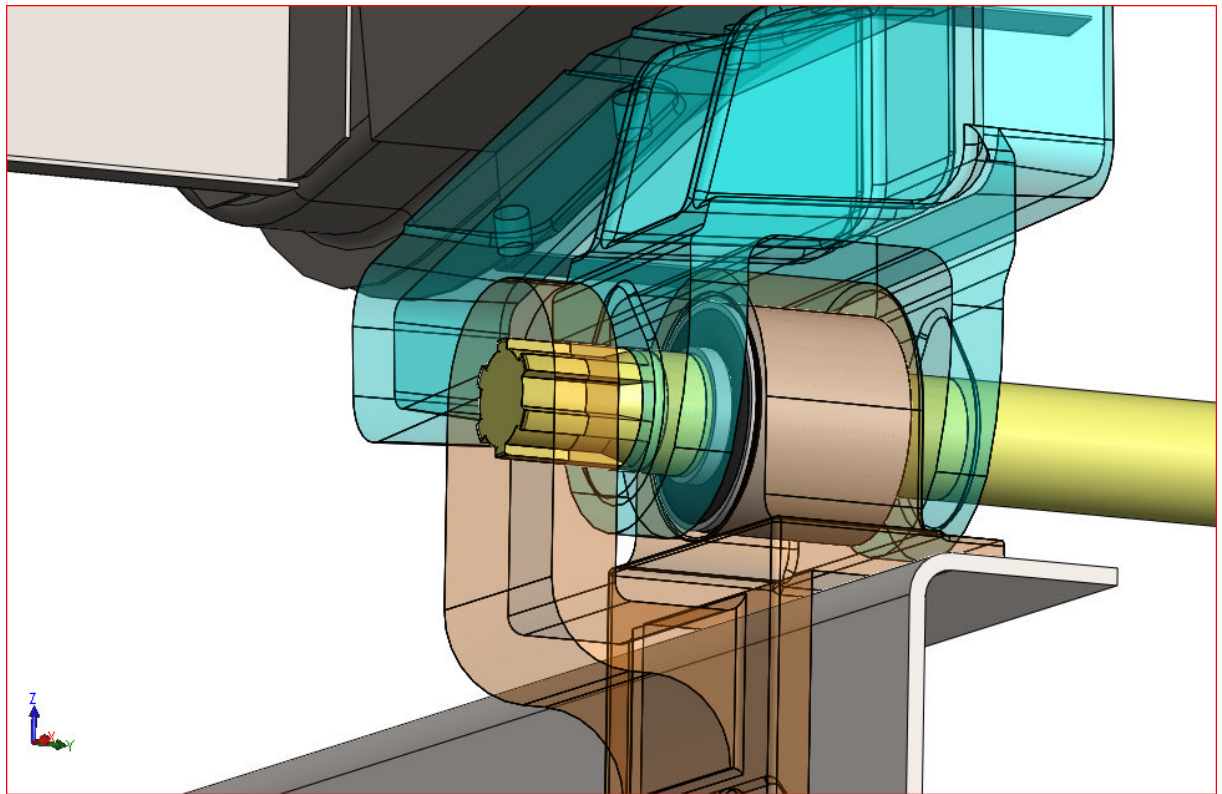


Figure IV.14 : vue des cannelures dans l'assemblage

8.2 Calcul des cannelures :

Condition de résistance :

$$P \leq [P]_{adm} \quad (\text{MPa})$$

Avec :

$$P = \frac{T}{S_c}$$

$$T = 0.5 \frac{M_p}{R_{moy}}$$

Les cannelures se trouvent dans les deux extrémités de l'arbre, donc chaque côté de subit la moitié de moment M_p dû au poids de la cabine.

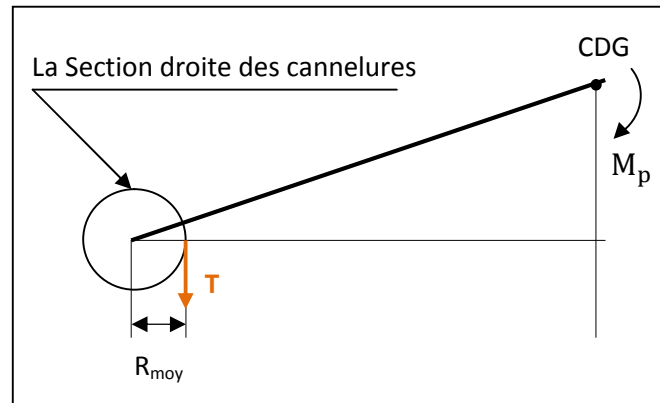


Figure IV.15

$$R_{moy} = \frac{D_c + d_c}{2}$$

$$M_p = P_t \times L_c = P_t \times g \times L_c$$

$$S_c = S'_c \times L_{can}$$

Donc :

$$P = 0.5 \frac{P_t \times g \times L_c}{S'_c \times L_{can} \times \frac{D_c + d_c}{2}} \leq [P]_{adm}$$

Implique :

$$L_{can} \geq 0.5 \frac{P_t \times g \times L_c}{S'_c \times \frac{D_c + d_c}{2} \times [P]_{adm}}$$

Vérification dimensionnelle :

$$[L_{can}] = \left[\frac{P_t \times g \times L_c}{S'_c \times \frac{D_c + d_c}{2} \times [P]_{adm}} \right] = \frac{N \times mm}{mm \times mm \times \frac{N}{mm^2}} = mm$$

$$[L_{can}] = \mathbf{mm}$$

L'unité de L_{can} est bien le millimètre

Avec :

$$[P]_{adm} = 600 \text{ MPa} : \text{Pression admissible pour le matériau } \mathbf{46SiCrMo6}$$

Pt : Poids total de la cabine

g : la constante de gravité

L_c : le bras de levier de la cabine

T : l'effort sur la surface de contact

L_{can} : la longueur des cannelures

D_c : diamètre extérieure des cannelures

d_c : diamètre intérieure des cannelures (Tableau IV.9)

Application numérique :

$$L_{can} = 0.5 \frac{Pt \times g \times L_c}{S'_c \times \frac{D_c + d_c}{2} \times [P]_{adm}}$$

Avec :

$$[P]_{adm} = 600 \text{ MPa}$$

$$Pt = 360 \text{ kg}$$

$$g = 10 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$L_c = 786.48 \text{ mm}$$

L_{can} : la longueur des cannelures

$$D_c = 34 \text{ mm (Tableau IV.9)}$$

Une valeur qu'on a choisie à partir de diamètre de la barre de torsion ($D = 35 \text{ mm}$), qu'on a calculé précédemment.

$$D_c = 34 \leq D = 35 \quad \text{Pour que l'assemblage Arbre de torsion ferreurs soit possible}$$

$$d_c = 28 \text{ mm}$$

$$S'_c = 10.8 \text{ mm (Tableau IV.9, série moyenne)}$$

Série légère					Série moyenne					Série forte					
n	d	D	B	S'	n	d	D	B	S'	n	d	D	B	S'	
6					6	11	14	3	5	10					
						13	16	3,5	5						
						16	20	4	7,2		16	20	2,5	12	
						18	22	5	7,2		18	23	3	16	
						21	25	5	7,2		21	26	3	16	
	23	26	6	5		23	28	6	9,5		23	29	4	19	
	26	30	6	7,2		26	32	6	10,8		26	32	4	19	
	28	32	7	7,2		28	34	7	10,8		28	35	4	22	
8	32	36	6	8,4	8	32	38	6	14,4		32	42	5	25	
	36	40	7	8,4		36	42	7	14,4		36	45	5	29	
	42	46	8	8,4		42	48	8	14,4	42	52	6	30		
	46	50	9	8,4		46	54	9	18	46	56	7	30		
	52	58	10	12		52	60	10	18	52	60	5	36		
	56	62	10	12		56	65	10	21	16	56	65	5	42	
	62	68	12	12		62	72	12	24		62	72	6	48	
10	72	78	12	15	10	72	82	12	30	20	72	82	7	48	
	82	88	12	15		82	92	12	30		82	92	6	60	
	92	98	14	15		92	102	14	30	92	102	7	60		
	102	108	16	15		102	112	16	30	102	115	8	82		
	112	120	18	22,5		112	125	18	41	112	125	9	82		

Tableau IV.9 : Dimensions des cannelures

D'où :

$$L_{can} = 0,5 \frac{360 \times 10 \times 786,48}{10,8 \times \frac{34 + 28}{2} \times [P]_{adm}} = \frac{8456,77}{600} = 14,09 \text{ mm}$$

On prend :

$$L_{can} = 15 \text{ mm}$$

8.3 Vérification des cannelures au cisaillement :

La condition à vérifier est :

$$\tau = \frac{T}{S_0} \leq [\tau] = 0,5 \frac{\sigma_e}{[n]}$$

Avec : S_0 : la section de cisaillement des cannelures

$$S_0 = 6 \times S$$

Et : $S = L_{can} \times B$

Donc :

$$\frac{0.5 \times Pt \times g \times L_c}{6 \times B \times L_{can} \times \frac{D_c + d_c}{2}} \leq 0.5 \frac{\sigma_e}{[n]}$$

$$169.14 \leq 350 \quad [MP_a]$$

$\tau < [\tau]$ La condition de résistance est vérifiée

8.4 Vérification des cannelures :

La condition à vérifier est :

$$\frac{L_{can}}{d_c} \leq 2.5$$

$$\frac{15}{28} = 0.54 \leq 2.5$$

La condition est vérifiée

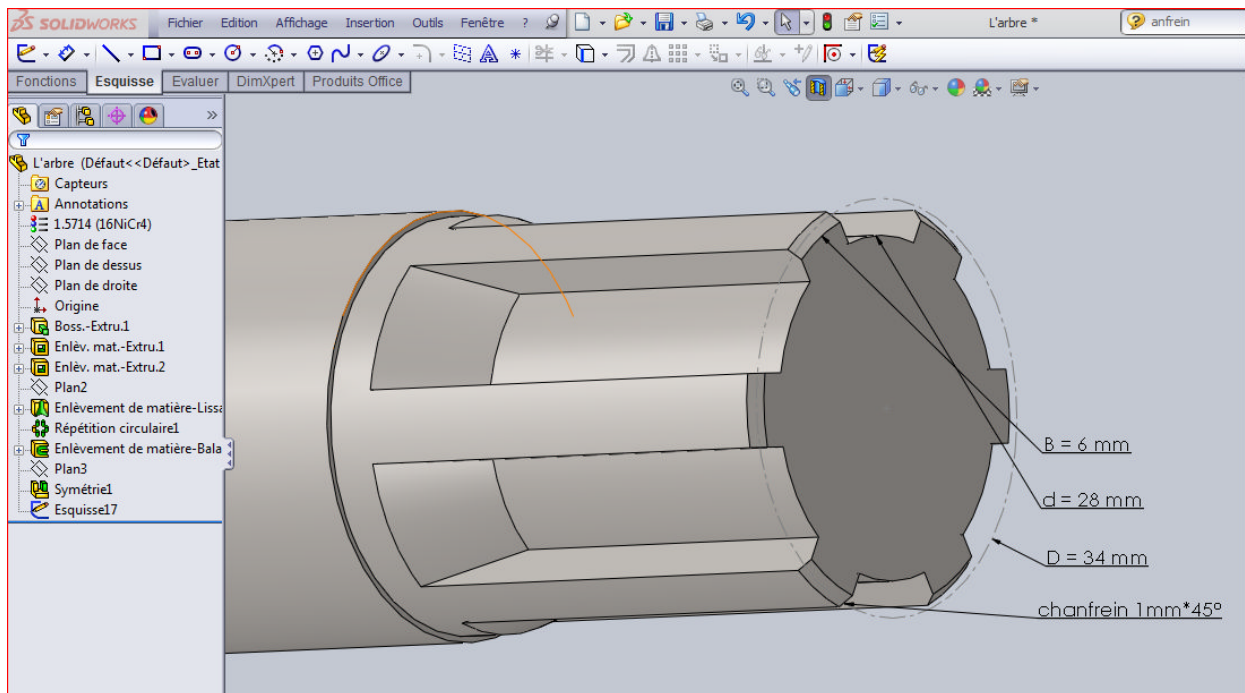


Figure IV.16 : le modèle des cannelures sur SolidWorks

CHAPITRE V

SUSPENSION

ET

FIXATION CABINE

1. Introduction :

Le déplacement d'un véhicule donne lieu fréquemment à des phénomènes accidentels dus à des accélérations, à des freinages ou à des virages plus ou moins brutaux. Par ailleurs, peuvent apparaître des inégalités ou aspérités locales sur la chaussée qui nuisent à la tenue de route du véhicule et au confort des passagers.

Ces phénomènes provoquent des secousses, source désagrément pour les passagers et de fatigue pour le véhicule, et peuvent, à l'occasion des transports de marchandises, déséquilibrer un chargement. Il y a donc intérêt à réduire l'effet de ces secousses sur le châssis et la carrosserie. Tel est le rôle de la suspension qui, faisant suite à l'action des pneumatiques, doit limiter les effets des efforts aléatoires qui apparaissent dans un sens longitudinal, latéral et surtout vertical.

Une bonne suspension doit assurer :

- La stabilité du véhicule en mouvement, en particulier par le maintien de certaines caractéristiques géométriques des roues et de l'ensemble du véhicule.

- Le maintien du contact des roues avec le sol,

- La protection des passagers, du véhicule et du matériel transporté contre les chocs et vibrations pouvant prendre naissance en roulant.

Les différents organes qui composent la suspension sont élastiques et complétés par des éléments susceptibles d'amortir les mouvements qui résultent des déformations non permanentes des matériaux. Ils sont généralement conçus avec des aciers spéciaux. Le caoutchouc intervient fréquemment soit directement, soit pour des raccords de même que des fluides liquides ou gazeux sont employés dans certains types de suspension.

Manuel

La suspension est assurée par des dispositifs qui peuvent être, suivants les caractéristiques du véhicule :

- des ressorts à lames,
- des ressorts hélicoïdaux,
- des barres de torsion,
- des éléments de caoutchoucs,
- des éléments hydrauliques,
- des éléments pneumatiques,

- des éléments hydropneumatiques.

Ces dispositifs élastiques sont généralement complétés, quel que soit leur type, par des amortisseurs.

1.1. Les propriétés du caoutchouc en font un matériau élastique idéal :

L'isolation anti-vibratoire consiste à monter les machines sur des ressorts ou sur un matériau élastique d'une rigidité donnée. Les matériaux généralement utilisés sont le caoutchouc et l'acier. Les amortisseurs pneumatiques constituent une autre solution.

Le caoutchouc a la capacité de supporter de lourdes charges et de compenser les surcharges possibles, sans être sujet aux défaillances catastrophiques propres à l'acier et aux matériaux similaires. Il est apte à supporter diverses contraintes, plus facilement et plus économiquement que d'autres options.

De l'association du caoutchouc à un matériau rigide résulte un excellent produit, apte à supporter les mouvements sans surfaces de glissement ou de rotation nécessitant une lubrification continue. Ce qui permet des utilisations sans problème dans les milieux les plus durs, avec un entretien réduit à un minimum.

Les composants ainsi conçus peuvent s'intégrer à l'espace disponible et assurent la maîtrise des mouvements dans toutes directions.

Les ressorts en acier se présentent généralement sous la forme de ressorts à boudin ou de ressorts à lames. L'avantage de ceux-ci est qu'ils autorisent une assez grande élasticité, mais leur défaut est un très faible amortissement. C'est pourquoi un mouvement excessif se produit en franchissant le seuil de résonance. On a souvent recours à des dispositifs spéciaux pour limiter l'élasticité.

Pour tirer le meilleur parti possible de leurs propriétés, les supports en caoutchouc **Trelleborg Industrial AVS** existent en différentes duretés et divers types de polymère.

Le caoutchouc a des propriétés exceptionnelles, notamment le pouvoir d'absorber les bruits, ce qui permet à l'installateur de réduire à un minimum le niveau sonore à l'intérieur comme à l'extérieur de l'enceinte.

Choix des supports antivibratoires :

Le principe de l'isolation des vibrations par ressorts consiste à placer ces derniers entre la machine et le socle ou la plinthe. Pour avoir une isolation efficace, il faut choisir les

ressorts avec soin, sinon le résultat risque d’être défectueux. Dans les meilleurs des cas, on ne réduira la force propagée que de 2 ou 3% de celle d’une machine connectée rigidement. Dans ces cas-là, les vibrations sont pratiquement supprimées.

1.2.Aide au choix des supports antivibratoires :

Les supports en caoutchouc **Trelleborg Industrial AVS** existent en différentes types présenté dans le tableau suivant :

Domaine d’application	Type de support
Installations stationnaires Moteurs à combustion interne, Compresseurs, générateurs	
Installations mobiles Moteurs de véhicules, Compresseurs, Générateurs, Moteurs marins	
Équipements sensibles Électroniques, Appareils photos, Ventilateurs, Petites pompes	
Protection transit	
Véhicules	
Fixations d’instruments Électroniques, Châssis, Radio TX/RX, Systèmes informatiques mobiles	
Isolateurs haut rendement Véhicules tout-terrain, Tamis vibrants, Gros moteurs, Véhicules services publics	
Bâtiment et travaux publics Blocs d’inertie, Grosse machinerie, Réseaux de ventilation, Plafonds suspendus	

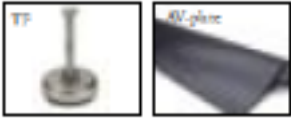



<p>Machines-outils Tours, Poinçonneuses, Machines à rectifier, Outils de menuiserie</p>	
<p>Contrôle de mouvement Rebond, limitation de mouvement</p>	
<p>Suspension de véhicules Bras pivotants, Supports de pivot, Supports de boîte de vitesses</p>	
<p>Supports universels Systèmes d'échappement, Petits ventilateurs, Tableaux de bord</p>	

Tableau V.1 : types des supports antivibratoire

2. Suspension de la cabine du camion K66 :

Pour que la cabine du camion K66 soit commode et repose sur le châssis sans vibrations, en utilisant deux silentblocks sur l'avant qui sont positionnés exactement entre l'axe de pivotement de la barre et les supports ferrures.

A l'arrière, en utilisant deux plots élastiques fixés entre le support crochet et le support traverse qui se repose sur le châssis avec des ferrures.

2.1.La suspension avant de la cabine de K66 :

Le type de support le plus utiliser dans la suspension des véhicules et les bras pivotants est bien Articulations Novibra® type VP

Articulations Novibra® type VP :



Figure V.1 : Articulations élastique types VP

Suspensions pour véhicules, bras pivotants et tous types d'articulation mécanique : permettent les mouvements oscillants par déflexion du caoutchouc en cisaillement. Permettent de remplacer les roulements à rouleaux là où seuls des mouvements limités sont requis (jusqu'à 20°). Réduisent les charges d'impact et la propagation du bruit dans les structures.

Elle est composée d'un anneau en élastomère, précomprimé entre deux armatures cylindriques. Cette conception évite le graissage périodique, simplifiant les opérations de maintenance.

2.1.1. Applications :

- barres de suspension pour véhicule
- rails de convoyeur
- articulations mécaniques
- convoyeurs vibrants
- paliers pivotants

2.1.2. Propriétés

Les manchons Novibra[®] type VP consistent en deux douilles concentriques reliées par une solide liaison caoutchouc vulcanisée. Ils sont destinés à compenser les mouvements de torsion et les charges axiales et radiales. Le caoutchouc précontraint assure une résistance dynamique et une durée de vie maximale.

Le caoutchouc vulcanisé amortit complètement le mouvement. Aucun graissage ou quelconque entretien de palier n'est nécessaire. L'articulation présente d'excellentes propriétés d'isolation des vibrations et du bruit, ce qui assure aux structures équipées de l'articulation Novibra[®] type VP et Metalastik[®] type UD le silence et l'absence de vibrations.

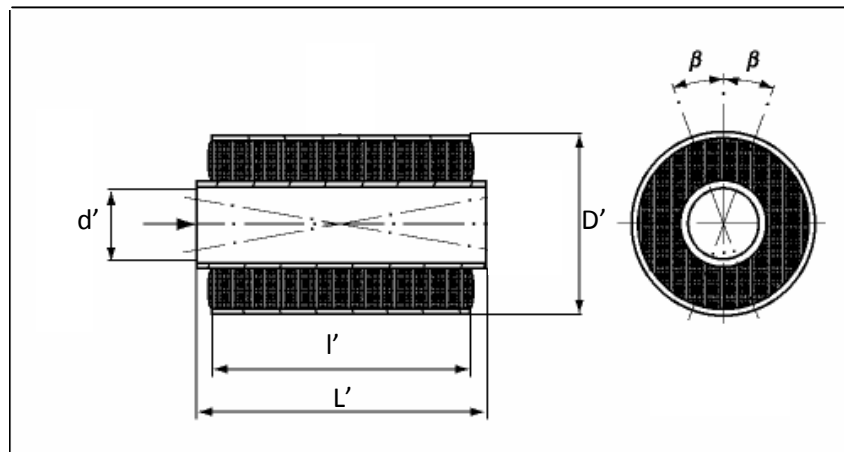


Figure V.2 : dimensions de l'articulation

Les dimensions sont données dans le tableau suivant :

Désignation Type	Référence	Dimensions en mm				Torsion			Conique			Charge axiale		Radial load		Poids (kg)
		d'	D'	L'	l'	Max	Max	Max	Max	Max	Max	Max	Max			
						Mv Nm/ degr.	β degr.	Rigidité Nm/degr.	Mb Nm	α degr.	Rigidité Nm/degr.	Fa N	Stiffness N/mm	Fr N	Rigidité N/mm	
VP 10/2525	10-00021-01	10	25	25	20	5.0	15	0.3	6.0	8	0.7	750	170	2300	2000	0.04
VP 10/2540	10-00022-01	10	25	40	35	6.0	15	0.4	38.0	8	4.8	1500	380	3800	2350	0.06
VP 15/3530	10-00023-01	15	35	30	25	9.0	15	0.6	12.0	8	1.5	1500	220	3500	3000	0.08
VP 15/3550	10-00024-01	15	35	50	45	15.0	15	1.0	120.0	8	15.0	2500	520	6000	6500	0.12
VP 20/4540	10-00025-01	20	45	40	35	24.0	15	1.6	45.0	8	5.6	2600	330	6800	4000	0.16
VP 20/4575	10-00026-01	20	45	75	70	48.0	15	3.2	365.0	8	46.0	5500	820	13500	8000	0.32
VP 25/5045	10-00027-01	25	50	45	40	46.0	14	3.3	96.0	8	12.0	3800	450	9000	4500	0.21
VP 25/5085	10-00028-01	25	50	85	80	69.0	14	4.9	730.0	8	92.0	7500	960	18000	10500	0.42
VP 30/6055	10-00029-01	30	60	55	45	78.0	14	5.6	135.0	8	17.0	5100	530	12000	5000	0.34
VP 35/6560	10-00031-01	35	65	60	50	93.0	12	7.7	180.0	6	23.0	6600	720	16000	8500	0.43
VP 40/7065	10-00033-01	40	70	65	55	138.0	12	11.5	290.0	7	41.0	8300	870	20500	17000	0.56
VP 45/7570	10-00035-01	45	75	70	60	240.0	12	20.0	320.0	7	45.0	10000	1100	24000	20000	0.67
VP 50/8075	10-00037-01	50	80	75	65	275.0	11	25.0	700.0	7	100.0	12000	1350	28500	30000	0.77

Tableau V.2 : Choix de l'articulation Novibra® type VP

Dans le chapitre précédent on a calculé le diamètre de l'arbre de torsion $D = 35$ mm, $D = 35$ mm est aussi le diamètre intérieur du plou d' , car le plou assure le pivotement entre l'arbre et la ferrure

$$d = 35 \text{ mm}$$

A partir de d' on peut extraire les autres dimensions de l'articulation (D' , L' et l') dans le tableau précédent

2.1.3. Les dimensions de l'articulation choisie :

Diamètre intérieur du cylindre	$d' = 35$ mm
Diamètre extérieur du cylindre	$D' = 65$ mm
Langueur de cylindre extérieur	$L' = 60$ mm
Langueur de cylindre intérieur	$l' = 50$ mm

Tableau V.3 : dimensions de l'articulation de type VP

2.1.4. Présentation SolidWorks de l'articulation de type VP :

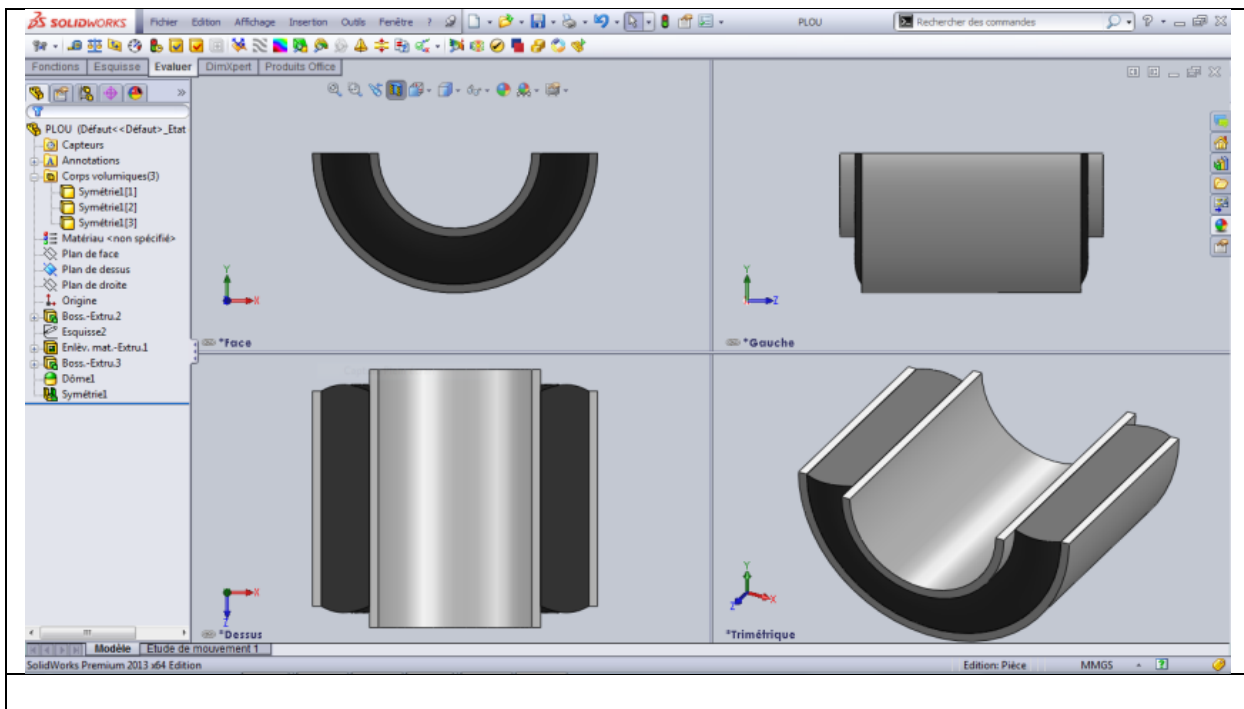


Figure V.3 : l'articulation de type VP

Présentation Solidworks de montage de l'articulation VP

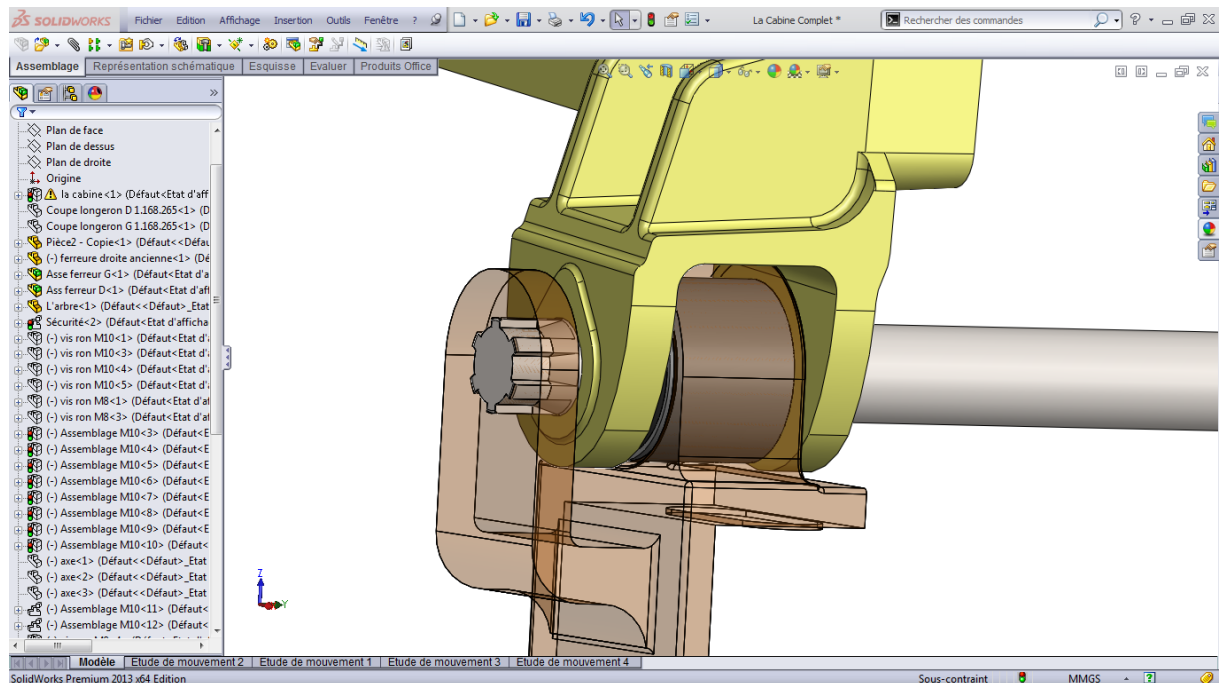


Figure V.4 : Montage de l'articulation de type VP

2.2. La suspension arrière de la cabine de camion K66 :

La suspension arrière de la cabine est assurée par deux plots élastiques de suspension de type (**Butées Metalastik**) présentés dans la figure suivante :



Figure V.5 : la Butées Metalastik

Ces butées sont destinées à protéger des chocs les structures et les équipements. Elles font généralement fonction de butée non métallique ou sont intégrées au dispositif de suspension du véhicule de manière à obtenir une rigidité croissante à mesure que la charge augmente.

Applications typiques :

- suspensions de véhicules
- véhicules tout-terrain
- bennes de déchargement
- grues
- équipements de manutention

2.2.1. Propriétés

Ce type d'articulation se monte facilement. L'amortissement des impacts transmis permet de concevoir des équipements plus économiques.

Les propriétés de rigidité ascendante permettent d'optimiser les performances de suspension du véhicule.

Les dimensions de la Butées Metalastik selon la norme **Trelleborg Industrial AVS** sont données dans le tableau suivant :

Type	Référence	Dimensions en mm				Poids (kg)	
		C	H	G	L		
Butées cylindriques	15-1363-60	10-00341-01	21	19	M6	15	0.02
	15-3464-60	10-00342-01	32	21	M8	20	0.05
	15-3459-60	10-00337-01	51	19	M10	25	0.1
Butées coniques	15-3462-60	10-00340-01	28.5	37	M6	15	0.03
	15-3458-60	20-00686-01	32	28.5	M8	20	0.04
	15-3461-60	10-00339-01	38	38	M8	20	0.06
	15-3435-60	10-00334-01	48	51	M10	25	0.12
	15-3460-60	10-00338-01	70	46	M12	30	0.27
	15-3445-60	0-00336-01	108	95	M12	30	0.79
	15-3443-60	10-00335-01	108	121	M12	30	0.99

Tableau V.4 : Choix de la Butées Metalastik

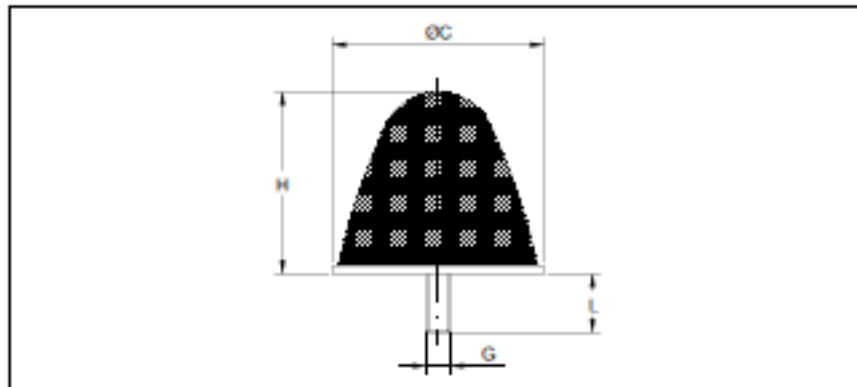


Figure V.6 : dimensions de la Butées Metalastik

2.2.2. Les dimensions de la butée sont :

La cote	ØC	H	G	L
La valeur en mm	48	51	M10	25

Tableau V.4 : Les dimensions de la Butées Metalastik

Le montage de ces Butées sur le système de verrouillage est présenté sur SolidWorks comme suite :

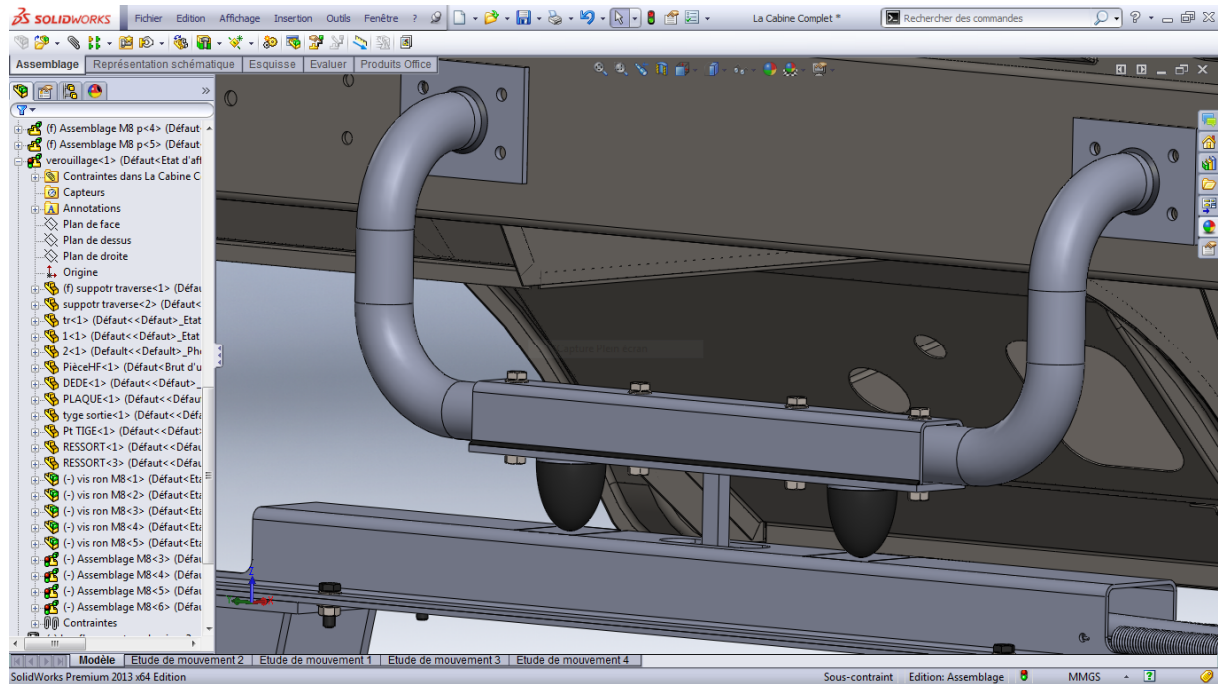


Figure V.7 : Montage des butées

3. Système de fixation :

3.1. Sur l'avant :

La fixation de la cabine sur le châssis est assurée par une barre de torsion. Qui est fixée d'une part sur la cabine et sur le châssis d'autre part. Le mode de liaison cabine- barres de torsion –châssis repose sur deux supports fixes sur le châssis et deux ferrures solidaires à la cabine par le biais d'un axe de pivotement

3.1.1. Préparation de l'installation de système de fixation avant de la cabine sur le camion k66 :

En analysant la nouvelle situation de montage de notre système sur le K66, Nous donnons le mode de montage de la barre de torsion sur le châssis d'une part et sur la cabine d'autre part.

La barre de torsion sera coincer axialement entre le support ferrure fixer sur le châssis droit et la ferrure gauche de la cabine, en sorte que le pivotement de la cabine entrainera la barre de torsion sur l'extrémité libre par rapport au châssis (figure V.8).

Les ferrures seront fixées sur la cabine avec 13 Vis H, M 10x25 et 13 Rondelles W10 et 13 Ecrous H.M 10 voir figure (V.10).

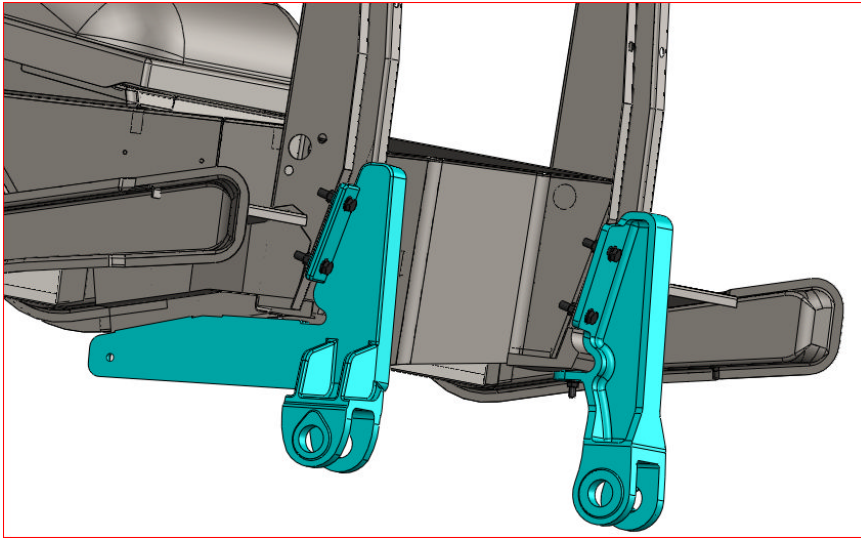


Figure V.10 : Fixation ferrures sur cabine

3.1.3. Fixation des supports ferrures sur le châssis :

Les supports ferrures seront fixés sur le châssis avec 8 Vis H, M 10x25 et 8 Rondelles W10 et 8 Ecrous H.M 10, voir la figure suivant :

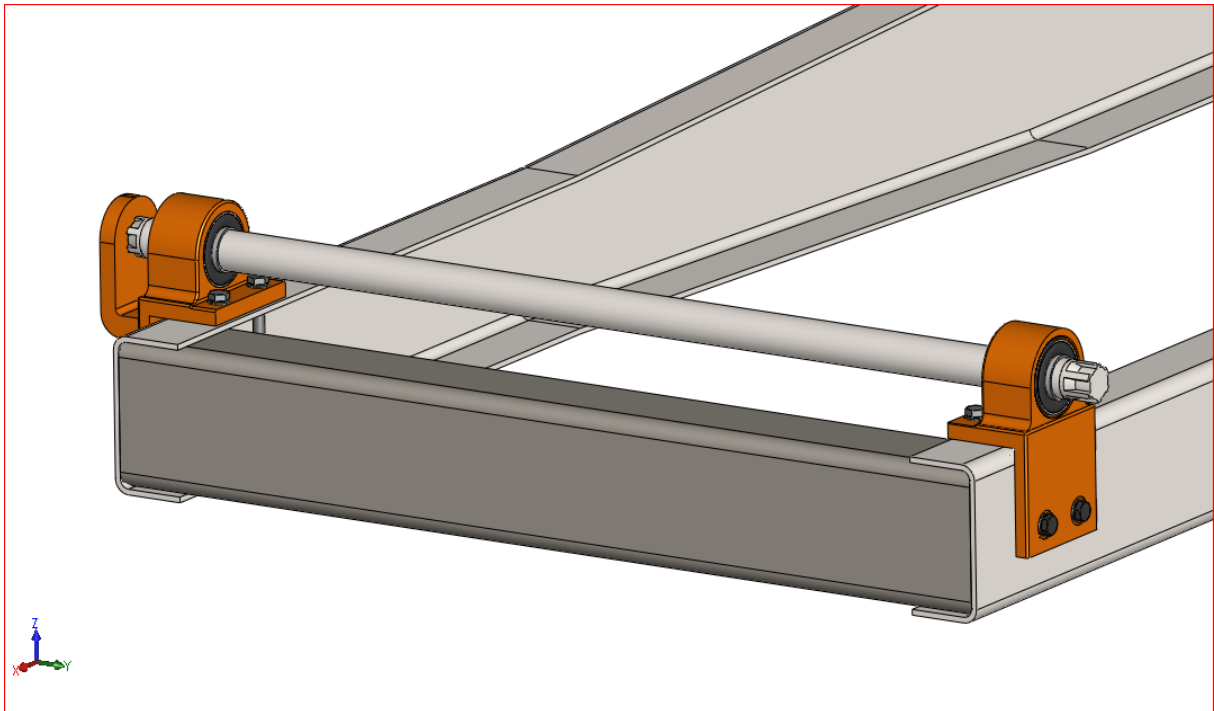


Figure V.11 : Fixation des supports ferrures sur le châssis

Donc la fixation avant de la cabine et assurée par le système préseter sur SolidWorks comme suite :

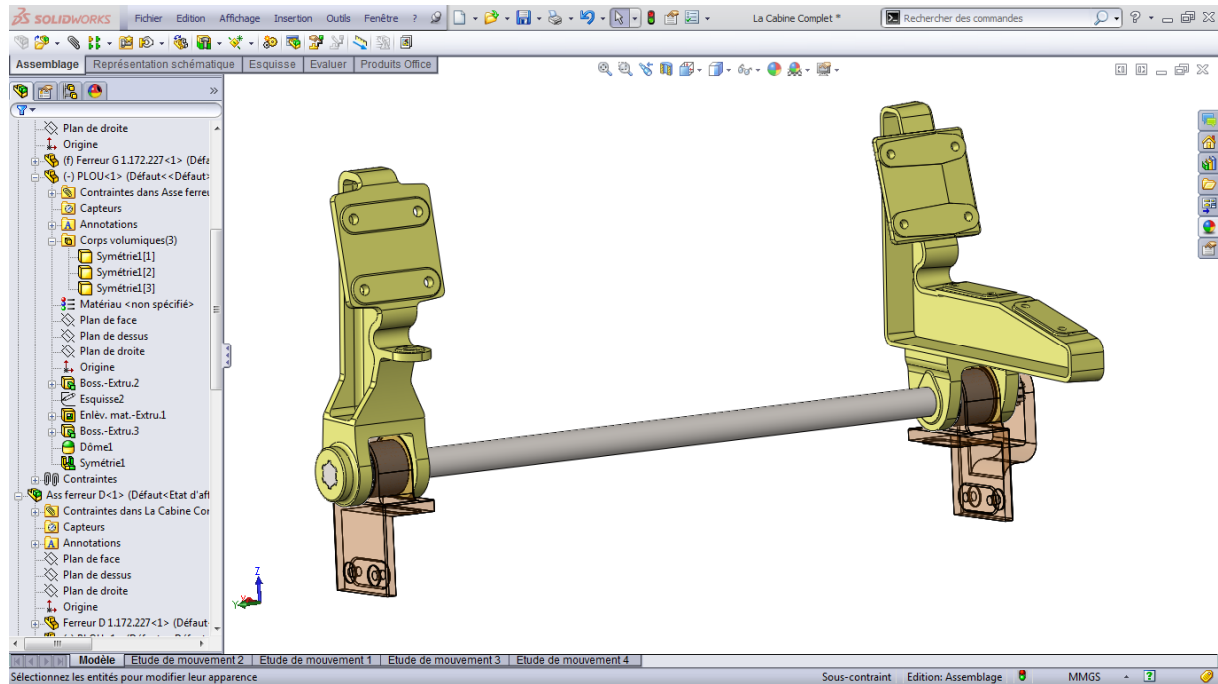


Figure V.12 : Fixation sur l'avant

3.2. Sur l'arrière :

La fixation arrière sera assurée par un système de verrouillage similaire à celui de « camion SNACOME TB350 ».

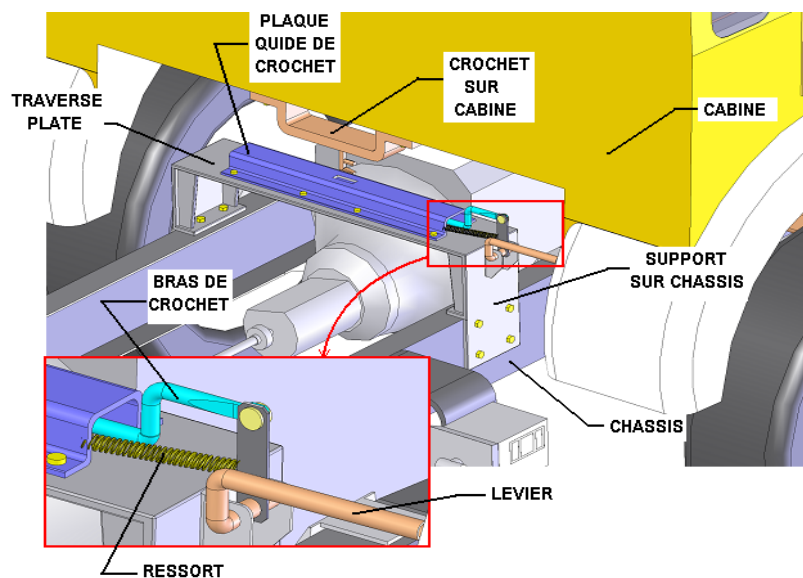


Figure V.13 : système de verrouillage du camion ME160

Et notre système similaire est le suivant :

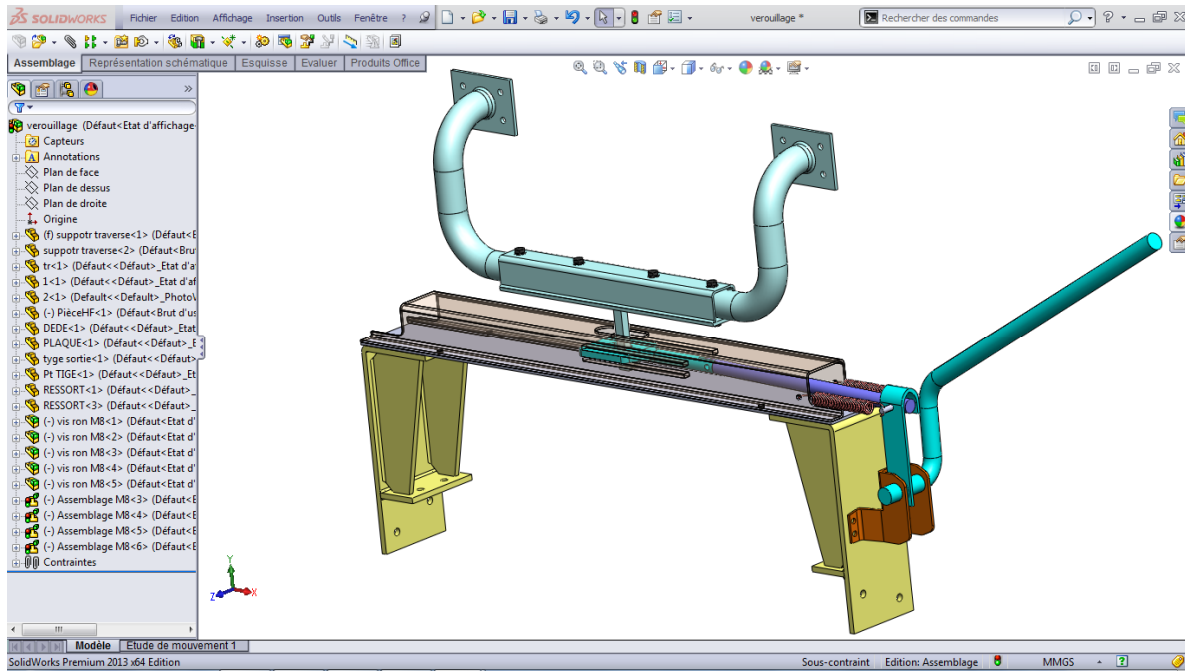


Figure V.14 : système de verrouillage

A l'arrière, la cabine est fixée sur le châssis à l'aide d'un crochet manuel. Ce crochet repose sur une traverse plate fixée sur le châssis par deux supports, une plaque solidaire à la traverse permet le guidage du crochet. Le maintien de la cabine avec le crochet (coté châssis) est assuré par un second crochet fixé sur la cabine.

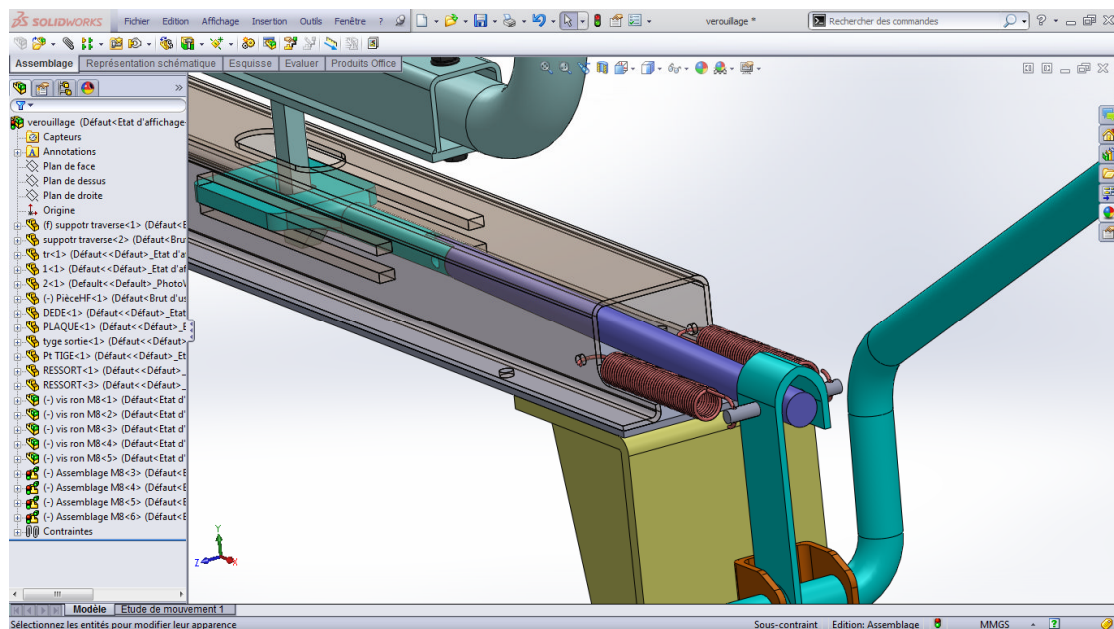


Figure V.15 : détail système de verrouillage

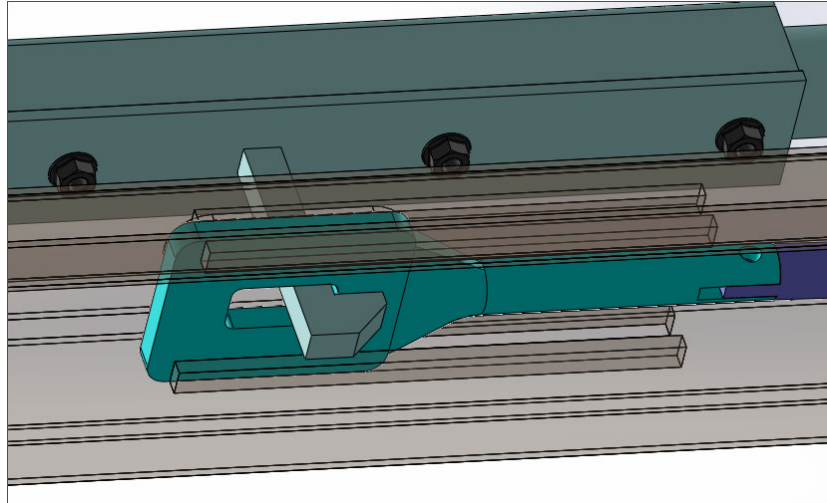


Figure V.16 : le croché

Fonctionnement de crochet :

Pour basculer la cabine, on pousse le levier vers le bas, le bras glisse en libérant le crochet (coté cabine). Le bras est rappelé à sa position de départ par un ressort, l'opération de verrouillage cabine châssis se fait d'une manière automatique.

Le système de fixation complet de la cabine sur le châssis est assuré par le système présenter sur SolidWorks comme suite :

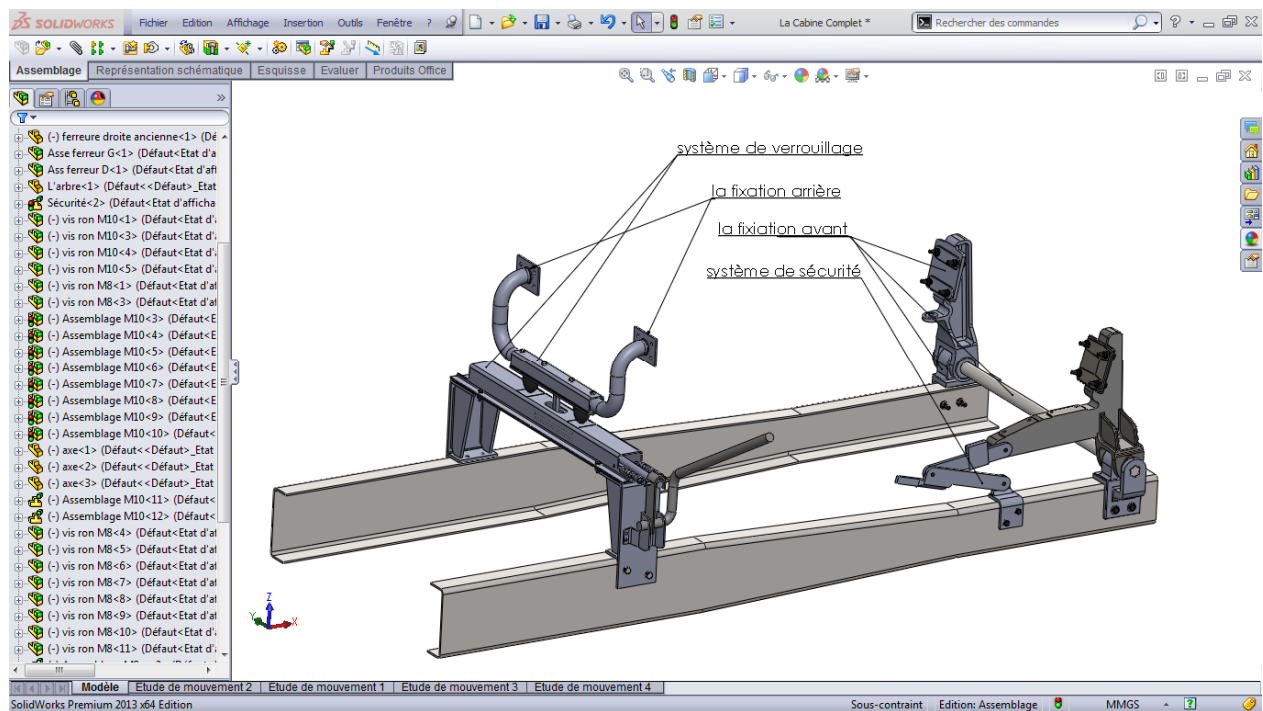


Figure V.17 : Le système de fixation de la cabine

Présentation de la fixation cabine sur le châssis :

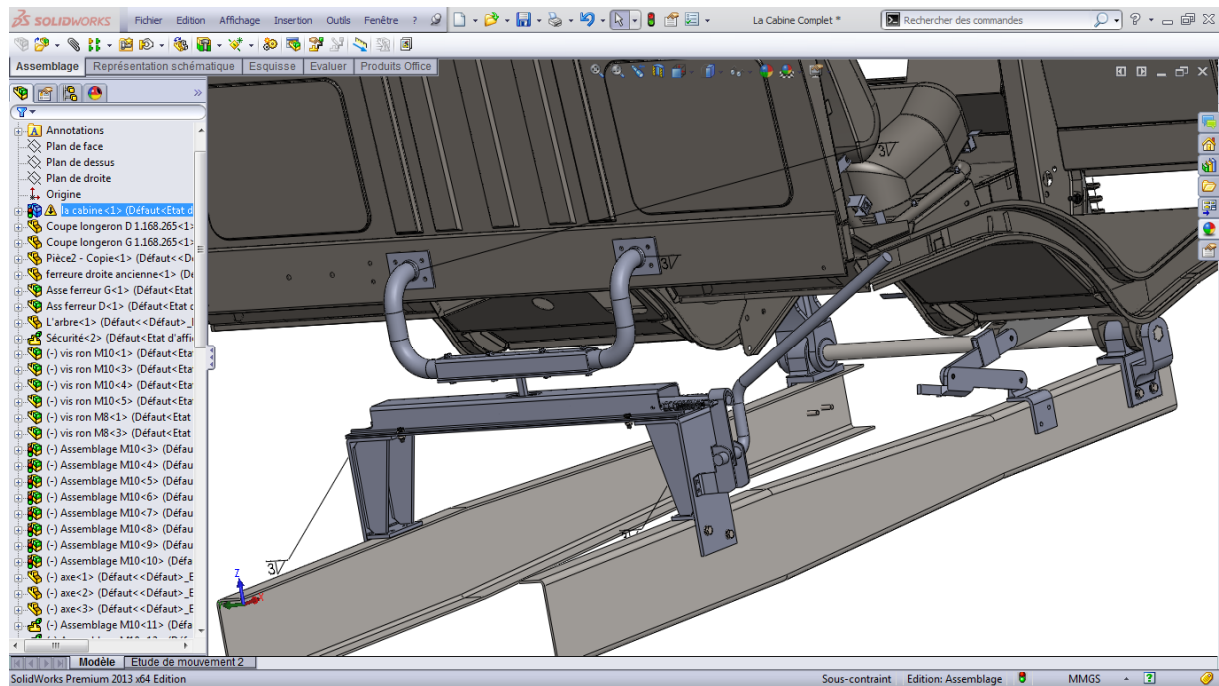


Figure V.18: Représentation finale de la suspension et fixation de la cabine

CONCLUSION GENERALE

Parmi les stratégies de la SNVI de vouloir relever le niveau technique de ses véhicules industriels, en améliorant la qualité des organes et les solutions techniques. La conception mécanique assistée par ordinateur est le domaine qui fait concrétiser ces solutions par l'innovation.

Dans le cadre de notre travail, pour bien munir a une solution de basculement de la cabine du véhicule industriel le K66 par un système de barre de torsion, on a bien défini les caractéristique de ce dernier, on a constaté qu'il ya des difficultés d'accéder au moteur en cas d'entretien.

A titre d'une comparaison on a vu un système de basculement par barres de torsions d'un véhicule industriel Renault ME160, on a constaté qu'il ya ressemblance entre les deux véhicules du point de vue positionnement cabine et de plusieurs organes du moteur, et on a adopté une solution proche avec une seule barre de torsion.

Pour bien munir à la solution on a utilisé le logiciel SolidWorks comme outil de dessin et de conception pour la numérisation des pièces de la partie cabine ou autre qui peuvent intervenir dans la solution de basculement de notre cabine, aussi utilisé comme outil de calcul pour définir la position de centre de gravite de la cabine.

Pour bien accomplir le travail de la conception, une étude basée sur les calculs de la RDM principalement sur les calculs de torsion, de vérification et un guide de construction mécanique pour bien définir les résultats.

Afin d'assurer la fonction de basculement et la fixation de la cabine on a conçu un système de verrouillage maitrisé déjà par la SNVI, utiliser dans la fixation de la cabine de véhicule industriel le TB350, donc du point de vue réalisation ne pose aucun problème pour la SNVI.

Grâce a ce projet nous avons réussie à rassembler au moins quelque connaissance que nous avons vu pendant notre cursus universitaire et les manipuler par un travail collectif, aussi ce travail nous a donné une définition des contrainte qu'on peut rencontrer dans une étude d'un produit au sein d'une entreprise depuis la phase de recherche d'informations et de solutions, jusqu'à sa réalisation comme un produit fini.

Enfin, nous souhaitons que cette conception fera l'objet d'un suivi en terme de réalisation et d'amélioration et d'intégration sur le véhicule K66

Bibliographie

01 : FORMULAIRE DE MECANIQUE, pièces de constructions

Y. Qian - Z. Xiong Edition 2006

02 : MECANIQUE DES STRUCTURES, Resistance des materiaux

A. Delaplace - F. Gatuingt Edition 2008

03 : CHEVALIER Guide du dessinateur industriel

Hachette Technique Edition 2002

04 : Fiche technique . camion K66 SNVI

05 : Plans des pièces. Cabine du camion K66 SNVI

06 : Guide de l'utilisateur du camion ME-160 SNVI

07 : Guide de l'utilisateur du camion ME-160 REUNALUT

08 : Catalogue, Suspension élastique PAULSTRA