

ECOLE NATIONALE SUPERIEURE D'ARTS ET METIERS

Unité d'Enseignements d'Expertise
« Bioingénierie »

RAPPORT FINAL

Contribution à la mise en place d'un banc d'essai pour l'évaluation de la réponse du corps humain à des accélérations linéaires

**LABORATOIRE DE BIOMECHANIQUE
ARTS ET METIERS PARISTECH**

Soutenu le 23 janvier 2013

Auteur : Alejandro CASAMAYÓN ANTÓN

Directeur de projet : Dominique SALETTI

Equipe pédagogique : Baptiste SANDOZ

Sébastien LAPORTE

NOTICE BIBLIOGRAPHIQUE

ANNEE : 2013

N° du PE : PA-M12145

CENTRE DE RATTACHEMENT PE : Paris.

AUTEURS : Alejandro Casamayón Antón.

TITRE : Contribution à la mise en place d'un banc d'essai pour l'évaluation de la réponse du corps humain à des accélérations linéaires.

ENCADREMENT DU PE : Dominique Saletti; Baptiste Sandoz ; Sébastien Laporte ;
Laboratoire de Biomécanique.

PARTENAIRE DU PE :

NOMBRE DE PAGES, NOMBRE DE REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES : 31 ; 16

RESUME : Le SLED c'est un banc d'essais conçu pour étudier la réponse du corps humain à des accélérations linéaires. La précision de la réponse aux commandes des essais devra être maximale. Il faut alors analyser les forces de frottements et les transmissions de puissance des parties critiques du banc d'essais pour optimiser son fonctionnement.

MOTS-CLES : Banc d'essais, SLED, Wiplash, coefficient de frottement, courroie, tension, tendeur.

ACCES AU DOCUMENT :

PARTIE A REMPLIR PAR LE PROFESSEUR RESPONSABLE DU PROJET

ACCESSIBILITE DE CE RAPPORT (entourer la mention choisie) :

Classe 0 = accès libre

Classe 1 = Confidentiel jusqu'au _____

Classe 2 = Hautement confidentiel

Date : 23/01/2013

Nom du signataire : Sébastien Laporte

Signature :

Agradecimientos

En primer lugar quiero agradecer a mis profesores Dominique Saletti, Baptiste Sandoz y Sébastien Laporte su apoyo, comprensión y ayuda. Sin vuestros consejos y exigencias no habría logrado llevar a buen término este proyecto.

También quiero dedicar este proyecto a mis padres y a mi hermano Jorge, porque sin sus sabios consejos, su apoyo y sacrificios no habría llegado a donde estoy ni ser quien soy.

A mi tío Javi y a mis abuelos Emilio, Isabel y Teresa porque son objeto de mi admiración y un ejemplo de superación ante las adversidades de la vida. Porque pese a tener una visión algo particular de la realidad, siempre son capaces de arrancarme una sonrisa.

A todos mis amigos. Pedro, Carlos, Daniel... con los que he compartido innumerables horas de estudio, y también de diversión.

A tantas otras personas imposibles de nombrar que me han acompañado, que sin sus ánimos y cariño habría sido mucho más difícil el camino hasta aquí.

Y a Móni, porque ha hecho como suyos los momentos difíciles, pero que pese a todo, siempre me ha dado su apoyo incondicional, porque me ha ayudado a valorar más los éxitos obtenidos. Y porque estará a mi lado en las « aventuras » venideras de la nueva etapa que se abre en mi vida.

Remerciements

Premièrement, je voulais remercier à mes professeurs Dominique Saletti, Baptiste Sandoz et Sébastien Laporte son soutien, compréhension et aide. Sans vos conseils et exigences je n'aurai pas pu réussir la finalisation de ce projet.

Je veux aussi dédier ce projet à mes parents et à mon frère Jorge, parce que sans ses savants conseils, son soutien et ses sacrifices je n'aurai pas arrivé jusqu'à ici ni ce qui je suis.

À mon oncle Javi et à mes grands-parents Emilio Isabel y Teresa parce que ils sont objet de mon admiration et un exemple de surpassement vers les difficultés de la vie. Parce que malgré ses visions particulières de la réalité, ils sont toujours capables de me faire sourire.

A tous mes amis. Pedro, Carlos, Daniel... avec qui j'ai passé innombrables heures d'études, et aussi de diversion.

À toutes ses personnes impossibles de nombrer que m'ont accompagné, que sans avec ses courages et affection il y aurait été beaucoup plus dure le chemin jusqu'à ici.

Et à Móni, parce qu'elle s'est impliquée dans les moments difficiles, mais que malgré tout, elle m'a toujours donné son soutien inconditionnel, parce que elle m'a aidé à valoriser plus les succès obtenus. Et parce qu'elle sera avec moi dans les « aventures » futures de la nouvelle étape de ma vie.

Sommaire

SOMMAIRE	4
1 INTRODUCTION	6
1.1 CONTEXTE	6
1.1.1 BLESSURES	7
1.2 SLED	7
1.3 OBJECTIFS DU PROJET	8
2 ANALYSE DES PERTES DE PUISSANCE	9
2.1.1 MOTEUR	9
2.1.2 COURROIE C1	9
2.1.3 BARRE DE TRANSMISSION	10
2.1.4 COURROIE C2	10
2.1.5 LE CHARIOT DU PLATEAU	11
2.2 LE PFD DU PLATEAU	12
2.2.1 TORSEUR STATIQUE	13
2.2.2 TORSEUR DYNAMIQUE	13
2.2.2.1 PFD	14
2.3 CONCLUSIONS	14
3 COEFFICIENT DE FROTTEMENT	15
3.1 INTRODUCTION	15
3.1.1 DEFINITION	15
3.1.2 INTRODUCTION AUX ESSAIS	15
3.1.3 RESULTATS ATTENDUS	15
3.2 MATERIELS ET METHODES	16
3.2.1 SCHEMA DE L'ESSAI	16
3.2.1.1 Etape 1	16
3.2.1.2 Etape 2	16
3.2.1.3 Etape 3	17
3.2.2 CALCULS	17
3.2.3 PREMIERS ESSAIS	18
3.2.3.1 Bilan d'expérimentation	18
3.2.3.1.1 Matériels	18
3.2.3.1.2 Procédure	18
3.2.3.2 Résultats	19
3.2.3.3 Conclusions	19
3.2.4 ESSAIS FILMES	20
3.2.4.1 Matériels et méthodes	20
3.2.4.1.1 Matériels	20
3.2.4.1.2 Procédure	20
3.2.4.2 Analyse des vidéos	22
3.2.4.3 Résultats	23

3.2.5	CONCLUSIONS ET DISCUSSIONS	24
4	TENSION DE LA COURROIE	25
4.1	INTRODUCTION	25
4.1.1	VALEUR DE LA PRE-TENSION	25
4.2	MATERIEL ET METHODE	26
4.2.1	COURROIE	26
4.2.2	TYPES DE TENDEURS	27
4.2.2.1	Galet tendeur	27
4.2.2.2	Éloignement des poulies	27
4.2.3	RESULTATS	28
4.2.3.1	Développement de tendeur choisi	28
4.2.3.2	Mesureur de tension	31
5	CONCLUSION ET PERSPECTIVES	32
5.1	CONCLUSIONS	32
5.2	PERSPECTIVES	33
5.2.1	REVISER COEFFICIENT DE FROTTEMENT	33
5.2.2	VALIDATION MECANIQUE DU TENDEUR	33
5.2.3	ACHAT DES OUTILS	33
5.2.4	CONCEPTION DU SIEGE	33
6	BIBLIOGRAPHIE	34
7	ANNEXES	35
7.1	ANNEXE 1 : TORSION DE LA BARRE DE TRANSMISSION	35
7.1.1	DONNEES DE LA BARRE :	35
7.1.2	CALCULS MATHEMATQUES	35
7.2	ANNEXE 2: PIECES DU TENDEUR :	36
7.3	ANNEXE 3 : NOTICE DE MONTAGE DU SLED	43
7.3.1	ELEMENTS DU SLED	43
7.3.2	MONTAGE DU SLED	45
7.3.2.1	Le chariot et la courroie	45
7.3.2.2	Capteurs	47
7.3.2.3	Amortisseurs	49

1 Introduction

1.1 Contexte

Depuis une directive du 30 novembre 1993, l'Union européenne s'est dotée d'une base de données accidents intitulée CARE pour «Community database on Accidents on the Roads in Europe». Elle est gérée par l'Unité « Sécurité routière » de la Direction Générale Mobilité et Transports (DG MOVE) de la Commission européenne.

Cette base permet à l'Union européenne de connaître les enjeux de l'insécurité routière de l'ensemble des Etats membres, de suivre son évolution et d'initier des actions, s'appuyant essentiellement sur l'échange des bonnes pratiques.

En matière de sécurité des transports routiers, la Commission européenne avait lancé en 2003 un programme d'action pour la sécurité routière visant à diviser par deux le nombre de morts sur les routes de l'Union européenne à la fin de 2010. Finalement il y a eu une réduction de 44%, ça veut dire que 102 000 personnes ont été préservées. Ces résultats sont encourageants, mais pas suffisants. La Commission Européenne vise à réduire encore de moitié le nombre de morts au cours des dix prochaines années.

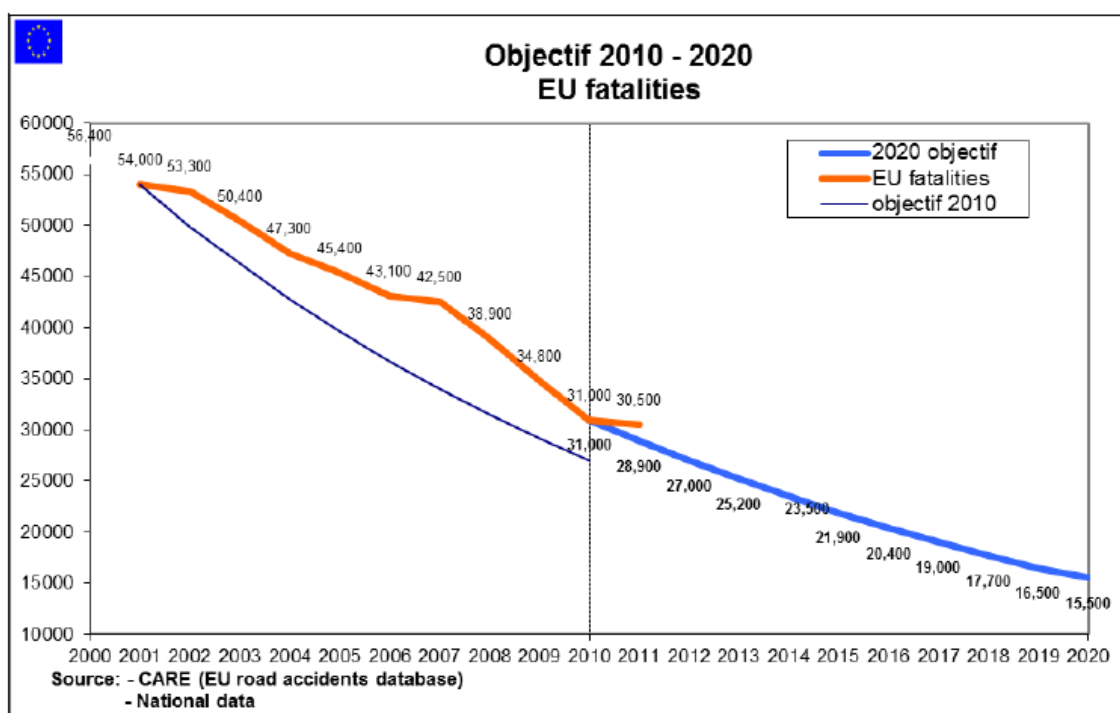


Figure 1 Nombre de tués dans l'UE et objectifs

Dans le cadre de la France, La mortalité sur les routes constitue 12,9 % de la mortalité routière européenne. La France figure en 2010 au 24ème rang de la meilleure réduction annuelle.

Pendant l'année 2010 il y a eu 3 992 personnes tuées dans les routes et 67 288 blessés, une réduction du 6.6% et 7.0% respectivement par rapport à l'année 2009. Ces statistiques sont bonnes, mais il faut continuer à travailler en diminuer le nombre de blessés et tués. (ROUTIERE, 2011) (European Commission)

1.1.1 Blessures

Le type de blessure le plus commun dans un accident automobile est au niveau du cou (Eustache). Avec l'apparition de l'appui-tête comme un élément de sécurité passive obligatoire dans les véhicules, la gravité de ces lésions a diminué considérablement, mais peut encore être améliorée.

La plupart des accidents se produisent dans un cadre urbain et pas sur les routes interurbaines (Assureurs Prévention). Par conséquent, les collisions les plus communes se font par l'arrière à basse vitesse, mais la décélération peut être importante. Le poids d'une tête d'une personne adulte est de 5 kg que, malgré la vitesse, soufre une grande force d'inertie au moment du choc qui est supportée seulement par les muscles du cou.

Le Whiplash est un mouvement brusque du cou d'hyper-extension suivi d'une hyper-flexion qui peut occasionner des blessures dans le rachis cervical.

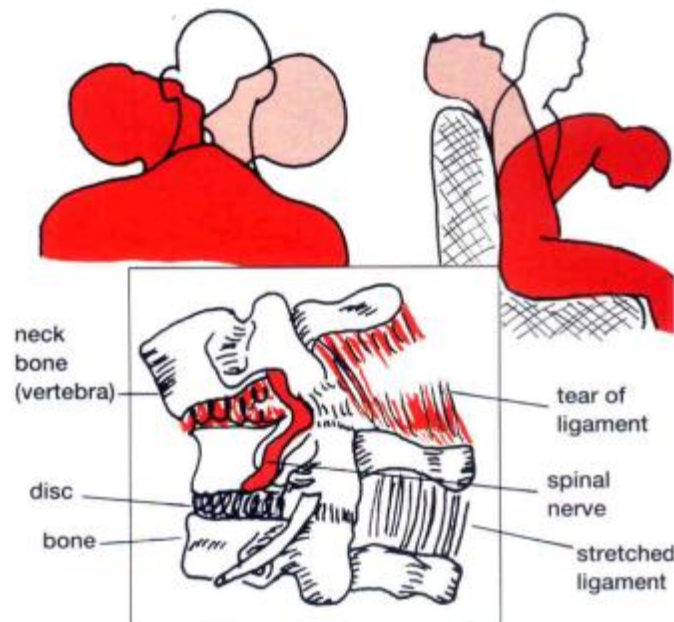


Figure 2: Wiplash

Afin de mieux comprendre ce phénomène, le laboratoire de biomécanique (LBM) de l'ENSAM a construit un banc d'essais qui va permettre de simuler le mouvement du cou lors d'une accélération contrôlée.

1.2 SLED

Le SLED est un banc d'essais capable de réaliser des accélérations linéaires. Il est composé principalement d'un chariot guidé par des rails et tiré par un système de poulies et courroies. Le banc d'essai compte aussi différents capteurs qui vont nous aider à récupérer l'information, un moteur électrique et un ordinateur pour commander les mouvements. Le logiciel utilisé est LabVIEW.



Figure 3: Vue d'ensemble du SLED.

Le but des essais qui seront réalisés est d'étudier les accidents produits à des basses vitesses. On est limité à ce type de sollicitations car on fera les expérimentations avec des sujets humains, et on doit assurer la sécurité des volontaires.

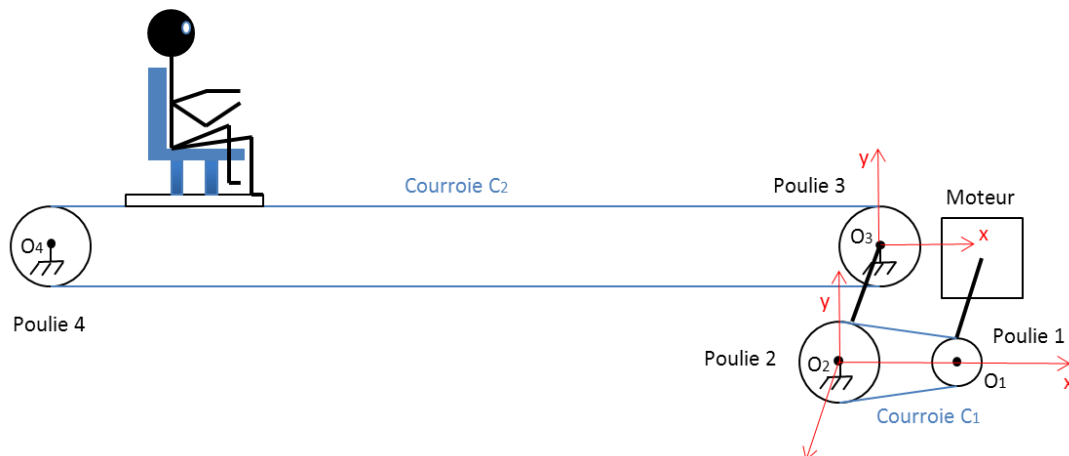


Figure 4: Schéma du SLED

1.3 Objectifs du projet

Actuellement le banc d'essais est monté et fonctionnel. Cependant, l'ordre de grandeur d'un choc est la centaine de millisecondes. Il est nécessaire que le SLED fonctionne dans de bonnes conditions pendant la phase transitoire de l'accélération du chariot. Les objectifs de ce projet poursuivent ce but.

Premièrement on a fait une modélisation mécanique du SLED, en analysant les parties critiques, et on a observé les sujets à approfondir. Seront donc étudiés ici : le coefficient de frottement du système et la tension de la courroie.

2 Analyse des pertes de puissance

Il est important de savoir où se trouveront les pertes de puissance pendant la transmission de couple du moteur jusqu'au siège. Il nous faut pouvoir donner au siège une accélération précise pendant les essais. En connaissant la valeur de la puissance perdue pendant la transmission, il sera possible de compenser cette perte par une adaptation du couple moteur pour obtenir à la sortie l'accélération voulue.

2.1.1 Moteur

Le moteur utilisé est un moteur électrique contrôlé en couple. Il est capable de gérer un couple de $C = \pm 32.5 Nm$. On est conscient qu'il y aura des pertes internes au moteur, mais on va supposer qu'il est idéal. Il faudra mesurer le couple de sortie (poulie 1) voir figure 4 et le comparer avec le couple commandé.



Figure 5: Moteur électrique

2.1.2 Courroie C1

La courroie C1 transmet la puissance du moteur à la structure du SLED à travers des poulies qu'on a appelé 1 et 2 (voir figure 4).

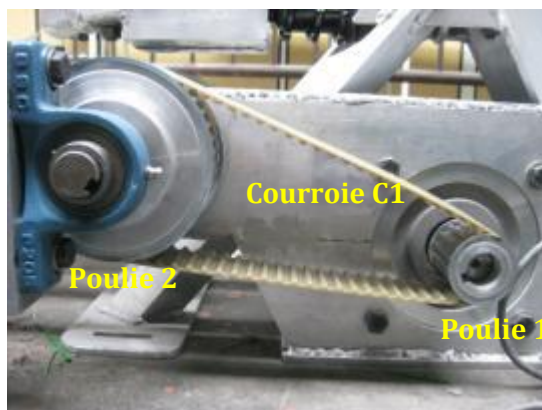


Figure 6: Transmission poulie 1 et 2

La transmission de couple a entre les deux poulies a une rapport de réduction de $r = \frac{20}{7} \approx 2.86$.

Les pertes ne seront pas très importantes si la courroie est correctement positionnée et tendue, puisque la distance entre poulies est petite. Quand cette distance est inférieure à 60 cm, on considère que le rendement dans les deux sens de roulement est le même, et les problèmes de vibrations sont négligeables (Tabary).

2.1.3 Barre de transmission

La puissance est transmise entre les poulies 2 et 3 par une barre de transmission d'acier. Les deux poulies ont les mêmes dimensions, alors le rapport de réduction ici est l'unité.

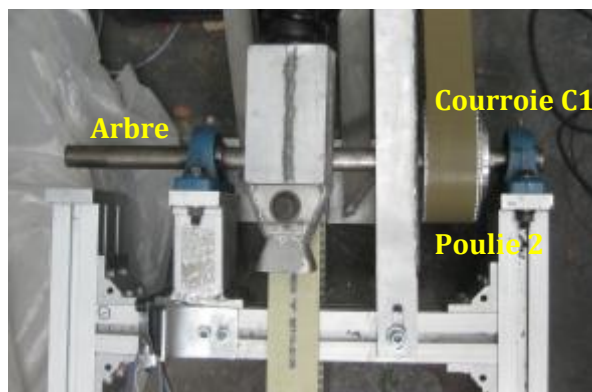


Figure 7: Arbres de transmission

En cette partie de la transmission les pertes seront minimales. Elles concerneront les frottements internes des roulements.

On a fait une étude de la torsion de la barre quand elle supporte le couple à transmettre et on a démontré qu'elle est quasiment nulle. Voir l'annexe 1 pour avoir plus d'information.

2.1.4 Courroie C2

La courroie C2 va entrainer le chariot du siège. Par son fonctionnement, la courroie sera analysée comme un système de transport de masse avec deux poulies espacées plus de 60 cm.



Figure 8: Courroie et plateau du banc d'essais

Voici les conditions principales selon le livre de « Manuel de Transporteur à Courroie en Auge » (Tabary) :

- Si la distance entre poulies est plus grande de 60cm on ne peut pas dire que le rendement dans le brin mou et le même que dans le brin tendu.
- Il est recommandé de n'utiliser que le brin tendu pour le transport.
- Eviter les grandes distances entre poulies.
- Mettre en place le tendeur dans la poulie menant.

Dans le cas du SLED la distance entre poulies est de 5.5m. Il y aura alors une différence de rendement entre le brin mou et le brin tendu qui nous oblige à n'utiliser qu'un seul sens de marche, puisque le chariot est attaché toujours au brin supérieur de la courroie.

Si on fait tourner le moteur au sens horaire, le brin tendu sera celui de dessus (voir Figure 9). Le déplacement du siège ne devra être que de gauche à droite pendant les essais.

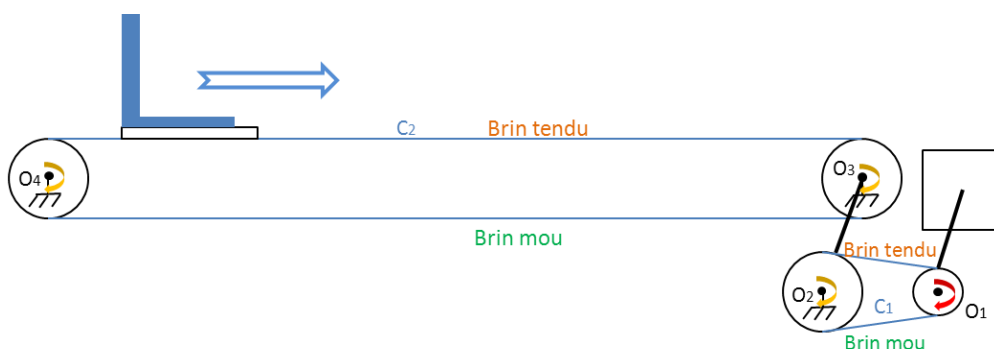


Figure 9: Schéma du sens préférentiel de marche

2.1.5 Le chariot du plateau

Le chariot est une partie du simulateur très important, puisque c'est où le siège sera placé. Il nous intéresse les efforts sous lesquels est le chariot pour appliquer le couple adéquat

avec le moteur. On va faire alors un PFD de cette partie du banc d'essais et analyser les forces importantes pendant le mouvement.

2.2 Le PFD du plateau

Premièrement on va isoler le plateau du reste des systèmes et on va analyser les forces qu'il y a sur lui (schéma 10).

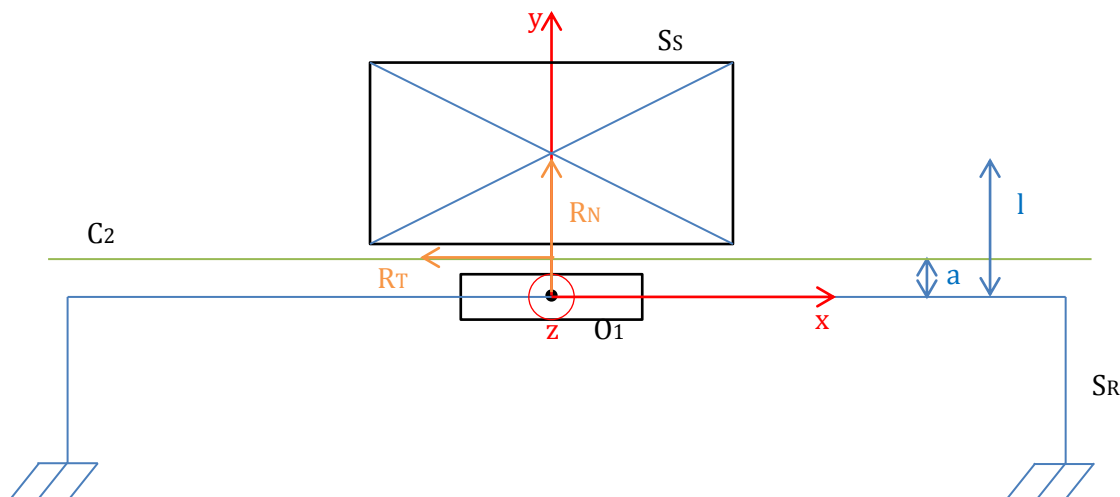


Figure 10: Schéma des forces sur le plateau

Pour la réalisation du PFD nous nous sommes aidés de (Agati, Brémont, & Delville).

Voici un tableau avec les variables des équations :

Tableau 1: Résumé des variables du PFD

Symbole	Définition
C_2	Courroie de transmission
S_s	Solide du siège
S_R	Solide des rails
O_1	Point de contact entre le plateau et
R_T	Résistance tangentielle
R_N	Résistance normal
a	Distance entre le point de contact
l	Distance entre le point de contact
F	vecteur de forces
M	Vecteur de moments
N	Force normal
P	Poids du siège plus réactions
T_{C2}	Tension de la courroie
J	Moment d'inertie
a	vecteur accélération linéaire

ω	vecteur accélération angulaire
f	coefficient de frottement
M_1	La masse qu'il y a sur l

On va faire en premièrement une étude du torseur statique et du torseur dynamique pour extraire les équations qui gouverne le plateau.

2.2.1 Torseur statique

$$(1) \mathcal{T}_{(S_R \rightarrow S_S)} = \begin{matrix} -R_T \cdot x + R_N \cdot y \\ N \cdot z \end{matrix} \quad (O_1, \mathcal{R})$$

$$(2) \mathcal{T}_{(P \rightarrow S_S)} = \begin{matrix} -m \cdot gy \\ 0 \end{matrix} \quad (G_1)$$

$$(3) \mathcal{T}_{(C_2 \rightarrow S_S)} = \begin{matrix} T_{C_2} \cdot x \\ 0 \end{matrix} \quad (A)$$

Ce qu'on cherche avec le PFD :

$$\begin{matrix} F = m \cdot a \\ M = J \cdot \omega \end{matrix} \quad \text{ou} \quad \mathcal{T}_{(S_S \rightarrow S_S)} = \mathcal{D}_{(S_S/R)}$$

On se centre en un point : O_1

$$\mathcal{T}_{(S_S \rightarrow S_S)} ?$$

(1) ne change pas.

(2) Transport moment :

$$M_{O_1, P \rightarrow S_S} = M_{C_1, P \rightarrow S_S} + O_1 \wedge F_{P \rightarrow S_S} = 0 + ly \wedge -mg \quad y = 0$$

$$\boxed{\mathcal{T}_{(P \rightarrow S_S)} = \begin{matrix} -m \cdot gy \\ 0 \end{matrix} \quad (O_1, \mathcal{R})}$$

(3) Transport moment :

$$M_{O_1, C_2 \rightarrow S_S} = M_{A, C_2 \rightarrow S_S} + O_1 \wedge F_{C_2 \rightarrow S_S} = 0 + ay \wedge T_{C_2}x = -aT_{C_2}z$$

$$\boxed{\mathcal{T}_{(C_2 \rightarrow S_S)} = \begin{matrix} T_{C_2} \cdot x \\ -aT_{C_2}z \end{matrix} \quad (O_1, \mathcal{R})}$$

On a donc un torseur statique de forces et moments sur le plateau de :

$$\boxed{\mathcal{T}_{(S_S \rightarrow S_S)} = \begin{matrix} -R_T + T_{C_2} \cdot x + R_N - mg \cdot y \\ N - a \cdot T_{C_2} \cdot z \end{matrix} \quad O_1, \mathcal{R}}$$

2.2.2 Torseur dynamique

$$\mathcal{D}_{(S_S, \mathcal{R})} = \begin{matrix} M_1 a_{G1, S_S/R} \\ \delta_{O1(S_S/R)} \end{matrix} \quad O_1$$

$$(4) a_{G1, Ss/R} = x \cdot x$$

$$(5) \delta_{O1} = O_1 P \wedge \Gamma_{(P/R)} dm = O_1 G \wedge \Gamma_{G, (Ss/R)} \cdot M_1 = O_1 G \wedge xx \cdot M_1 = \\ = M_1 ly \wedge xx = -M_1 lz$$

$$\sigma_{O1 (Ss/R)} = \sigma_G + M_1 V_{G/R} \wedge G O_1 = xx \cdot M_1 \wedge -ly = -M_1 lxz$$

$$(6) \delta_{O1 S/R} = \frac{d}{dt} (\sigma_{O1 (Ss/R)}) = -M_1 lxz$$

On a finalement un torseur dynamique :

$$\boxed{\mathcal{D}_{Ss, R} = \begin{matrix} xx \\ -M_1 lxz \end{matrix}_{O1, R}}$$

2.2.2.1 PFD

Une fois avoir fini les torseurs, on a les informations pour appliquer le principe fondamental de la dynamique et déduire les facteurs dont dépend le mouvement du plateau.

$$7 \quad R_T + T_{C2} = M_1 x$$

$$8 \quad R_N - M_1 g = 0$$

$$9 \quad N - a T_{C2} = -M_1 lx$$

$$10 \quad R_T = f \cdot R_N$$

$$8 : R_N = M_1 g$$

$$7 \text{ et } 10 : R_T + T_{C2} = M_1 x \Leftrightarrow f \cdot R_N + T_{C2} = M_1 x$$

$$\boxed{f \cdot M_1 g + T_{C2} = M_1 x} \quad (11)$$

9 et 11 :

$$\boxed{N - a T_{C2} = -lf \cdot M_1 g + T_{C2}} \quad (12)$$

2.3 Conclusions

On a démontré que l'accélération du plateau, et par conséquent du siège, dépend principalement de la masse total (M_1), de la gravité (g), de la tension de traction de la courroie (T_{C2}) et du coefficient du frottement (f).

La masse totale et la tension de la courroie peuvent être contrôlées, et la valeur de la gravité c'est constante. Il nous manque alors le coefficient de frottement entre les roues du chariot et les rails. Ça va être alors un des sujets à approfondir.

3 Coefficient de frottement

3.1 Introduction

3.1.1 Définition

Le coefficient de frottement est le rapport entre la force de glissement et la force de maintien exercées par deux surfaces en contact. La valeur dépend surtout des matériels des solides qui sont en contact. On distingue deux types de coefficients de frottement :

- Coefficient de frottement statique : C'est relié à la force nécessaire pour commencer le mouvement de glissement.
- Coefficient de frottement cinétique : C'est la force moyenne mesurée durant le mouvement. En dépendant du type du mouvement on classifie ce coefficient en :
 - Coefficient de frottement de glissement : Les solides glissent entre eux. La valeur est comprise entre 0 et 1.
 - Coefficient de frottement de roulement : Il y a un solide qui se déplace sans glisser, il roule contre l'autre. La valeur dépend aussi du radius de la roue et de la surface appui contre le solide. Normalement cette valeur est significativement plus basse que le Coefficient de frottement de glissement. (Wikipedia)

3.1.2 Introduction aux essais

On va réaliser des essais pour obtenir le coefficient de frottement cinétique. Le chariot se déplace avec six roues sur les rails, mais il y a aussi de plaquettes de téflon qui glissent directement avec le profilé. On va déduire alors une valeur expérimentale de coefficient de frottement produit des deux types.

Selon l'équation du mouvement (11) du plateau à laquelle on est arrivé, on doit connaître la valeur du coefficient de roulement entre les roues du chariot et les rails.

3.1.3 Résultats attendus

On peut trouver des valeurs dans la littérature (Séquiès) des coefficients de roulement entre différents matériaux dans la littérature, mais il nous intéresse calculer expérimentalement le coefficient pour notre cas, puisque on attend qu'il soit plus grand à cause des plaquettes.

Pour l'obtenir, il faut isoler le plus possible le plateau des éléments qui peuvent dénaturer la valeur obtenu de la valeur réel du coefficient.

On a l'équation (11): $f \cdot M_1 g + T_{C2} = M_1 x$

Si on décroche tous les éléments qui sont attachés au plateau on élimine le facteur T_{C2} de l'équation, puisque c'est le facteur variable dans le temps de la tension de la courroie.

On aura donc : $f \cdot g = x \Rightarrow \boxed{f = \frac{x}{g}} \quad (13)$

On a trouvé une équation avec laquelle on peut déduire la valeur du coefficient facilement.

La décélération attendue doit être constante, puisque f et g le sont aussi. Pour minimiser l'erreur, on répètera l'essai plusieurs fois. Il faut remarquer que le coefficient de frottement théoriquement ne dépend pas de la masse.

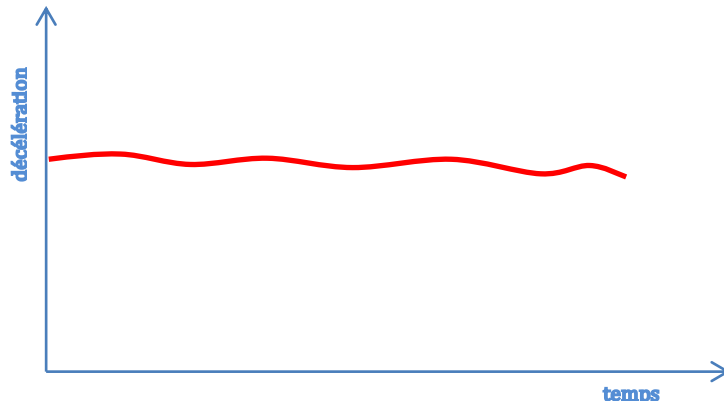


Figure 11: Graphique théorique de la décélération vers le temps

3.2 Matériels et méthodes

3.2.1 Schéma de l'essai

Ensuite on va expliquer le schéma général suivi par les essais et voir les conditions en chaque étape.

3.2.1.1 Etape 1

On applique une force au plateau pour le bouger et on lâche. A l'instant où le chariot avance sans aucune force de poussée, on considère l'instant zéro de notre essai.

$$\begin{aligned} \text{vitesse} &\neq 0 \\ t &= 0 \end{aligned}$$



Figure 12: étape 1 de l'essai

3.2.1.2 Etape 2

En ce moment, le chariot est freiné seulement par la force de frottement.

$$\begin{aligned} \text{vitesse} &\neq 0 \\ t &\neq 0 \\ x &\neq 0 \end{aligned}$$

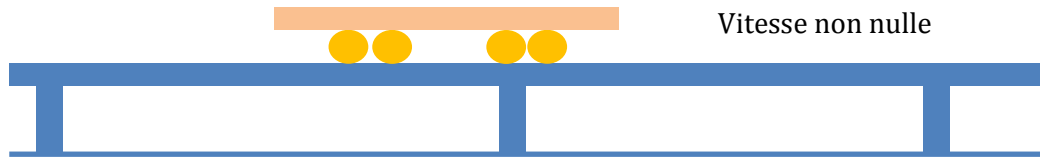


Figure 13: étape 2 de l'essai

3.2.1.3 Etape 3

En ce moment le chariot est complètement arrêté. On mesure le temps et la distance que ça lui a pris.

$$vitesse = 0$$

$$t \neq 0$$

$$x = 0$$



Figure 14: étape finale de l'essai

En attendant des accéléromètres, on va filmer l'essai pour récupérer la distance parcourue et le temps qui lui prendra pour s'arrêter.

3.2.2 Calculs

Les essais seront filmés, et ultérieurement sur la vidéo on va prendre des données de distance et de temps, on doit alors déduire la formule qui nous sert pour estimer le coefficient de frottement à partir de l'équation (13) de l'accélération du plateau.

Tableau 2: variables des équations

	Unités	Description
$x \ t$	m.s ⁻²	Fonction accélération du
f	adim.	Coefficient de frottement
g	m.s ⁻²	Accélération de la gravité
t	s	Temps
t_f	s	Temps final de l'essai
$x \ t$	m.s ⁻¹	Fonction accélération du
$x \ t$	m	Fonction position du

On aura donc l'équation et les conditions initiales suivantes :

$$13 \quad f \cdot g = x \ t$$

$$C.I. \quad \begin{aligned} t = t_f &\rightarrow x \ t = 0 \\ t = 0 &\rightarrow x \ t = 0 \end{aligned}$$

On va intégrer deux fois et on va utiliser les conditions sous lesquelles on travaille pour déduire les constantes.

$$x(t) dt = f \cdot g dt \rightarrow x(t) = f \cdot g \cdot t + A$$

$$x(t_f) = 0 \Rightarrow A = -f \cdot g \cdot t_f$$

$$x(t) dt = f \cdot g \cdot t dt - f \cdot g \cdot t_f dt \rightarrow$$

$$\rightarrow x(t) = \frac{1}{2} \cdot f \cdot g \cdot t^2 - f \cdot g \cdot t_f \cdot t + B$$

$$x(0) = 0 \rightarrow B = 0$$

Finalement on a l'équation :

$$x(t) = \frac{1}{2} \cdot f \cdot g \cdot t^2 - f \cdot g \cdot t_f \cdot t \quad (14)$$

3.2.3 Premiers essais

Les premiers essais réalisés n'ont pas été filmés. Nous avons pris les données un chronomètre et un mètre pour avoir une première estimation de la valeur du coefficient. Il faut noter que dans ce premier instant, le plateau n'a pas de poids sur lui. Le sens de la marche des essais sera de gauche à droite.

3.2.3.1 Bilan d'expérimentation

Voici les matériels et les méthodes de ces premiers essais.

3.2.3.1.1 Matériels

- Chronomètre digital.
- Mètre de 5m de longueur.

3.2.3.1.2 Procédure

1. Décrocher la courroie
2. Marquer une position de référence sur le profilé.
3. Bouger le plateau et le lâcher.
4. Démarrer le chronomètre au moment que le chariot dépasse la marque de référence.
5. Bloquer le chronomètre juste au moment que le chariot soit arrêté.
6. Mesurer la distance parcourue.
7. Répéter les essais plusieurs fois.
8. Calculer le coefficient de frottement.



Figure 15: Courroie décrochée du chariot.

3.2.3.2 Résultats

Sachant qu'avec cette méthode l'erreur expérimentale est importante, on peut avoir une première idée du coefficient. Voici le tableau avec quelques essais :

Tableau 3: Données des essais

essai	temps (s)	distance (m)
1	2.78	0.48
2	3.92	1.24
3	1.76	0.42
4	3.0	0.67
5	2.99	0.68

Si on reprend l'équation (14) on obtient les résultats suivants :

Tableau 4: Données et résultats des essais

essai	temps (s)	distance (m)	coefficient
1	2.78	0.48	0,012662
2	3.92	1.24	0,016452
3	1.76	0.42	0,027643
4	3.0	0.67	0,015177
5	2.99	0.68	0,015507

Si on fait la moyenne :

$$f = 0,017 \pm 0,005$$

3.2.3.3 Conclusions

Malgré l'imprécision de prendre les mesures manuellement, le résultat obtenu est acceptable. En attendant des résultats des essais filmés, l'ordre de grandeur du coefficient de frottement est de l'ordre de grandeur typique d'un coefficient de frottement de roulement. (Séquiès)

3.2.4 Essais filmés

En filmant les essais la prise de données sera beaucoup plus précise que dans les premiers essais. Ils seront faits aussi avec des poids pour analyser la dépendance du coefficient avec cette variable.

Il faut remarquer que les plaquettes de téflon glissent sur les rails d'une façon différente en dépendant du sens que le plateau se déplace. Alors c'est attendu qu'il y ait une différence de coefficient de frottement entre les deux sens de la marche.

Bien qu'il est conseillé ne travailler que sur le brin tendu de la courroie, ça veut dire dès la poulie menée à la poulie menant, on a fait les expérimentations dans les deux sens de déplacement.

3.2.4.1 Matériels et méthodes

3.2.4.1.1 Matériels

- Caméra à 30fps
- 6 mires optiques
- 1 trépied
- 1 mètre
- Des poids (10, 20kg)

3.2.4.1.2 Procédure

1. Décrocher la courroie
2. Marquer les positions où on va mettre les mires (chaque 50cm sur les rails)
3. Coller les mires. 5 sur les rails et une sur le plateau.
4. Positionner la caméra au milieu des mires et à une distance telle qu'elle puisse faire la mise au point de toutes les mires.
5. Filmer avec la caméra.
6. Bouger le plateau et le lâcher.
7. Répéter l'essai plusieurs fois dans les deux sens de marche.
8. Mettre des poids sur le plateau et répéter les essais.
9. Analyser les vidéos avec Aviméca.

On utilise un appareil photo domestique qui récupère 30 images par seconde pour filmer les essais. Bien que la qualité du film ne soit pas convenable pour positionner le plateau dans chaque instant de temps avec le logiciel, c'est suffisant pour obtenir des résultats assez acceptables.

On a placé des mires chaque 50 cm sur les rails pour référencier la distance, et une de plus sur le plateau qui va nous indiquer sa position en relation aux rails.



Figure 16: SLED avec les mires optiques

On a répété les essais plusieurs fois chaque direction et en dépendant du poids qu'il y avait dessus le plateau. Voici un tableau avec le nombre d'essais réalisé et le nombre de vidéos analysées :

Tableau 5 : Nombre des vidéos filmées et analysées selon la masse

		Poids	Nombre de vidéos	Vidéos analysées
Sens de le d'essai	Gauche-droite (brin tendu)	0	5	5
		40	4	3
		60	4	3
		90	4	3
	Droite- gauche (brin mou)	0	4	3
		40	3	2
		60	3	2
		90	3	2



0Kg



40 Kg



60 Kg



90 Kg

Figure 17: Photos du plateau et des poids dessus

Il faut noter qu'on a fait toujours un essai dans le sens du brin mou que dans le brin tendu. On a éliminé aussi la vidéo qui est moins acceptable pour l'analyse de chaque type d'essai. La raison de cette élimination c'est la considérable prise de temps pour faire l'analyse de nombreuses vidéos.

3.2.4.2 Analyse des vidéos

Le logiciel utilisé pour l'analyse de la position du plateau s'appelle Aviméca.

Dans un premier instant on marque la distance entre deux mires et on indique la distance entre eux.

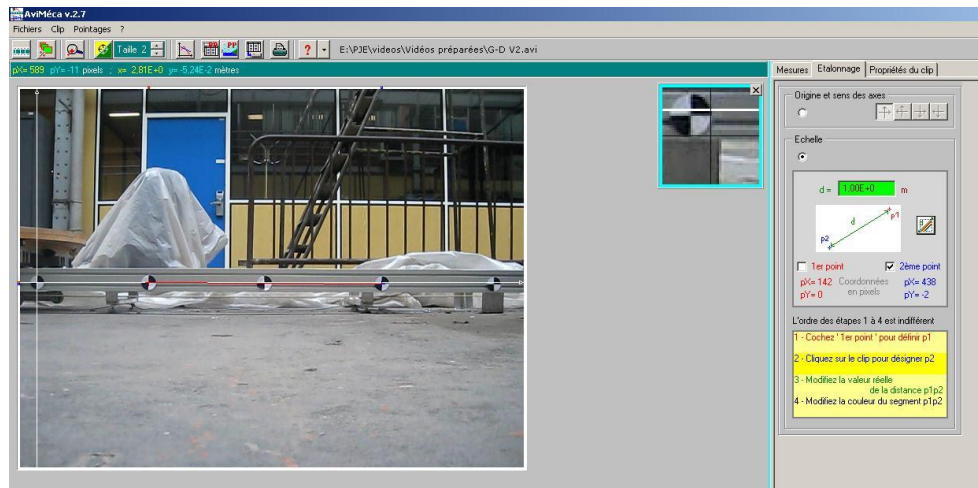


Figure 18: Capture du logiciel Aviméca

Ensuite on signale une origine du repère, qu'on a placé toujours sur la mire du plateau dans l'instant zéro.

Finalement on marque manuellement la position du plateau chaque photogramme dès l'instant où le galet est lâché jusqu'à ce qu'il s'arrête. Le logiciel donne aussi la coordonnée Y de la position marqué, mais ça ne nous intéresse pas car le déplacement est toujours sur l'axe X.

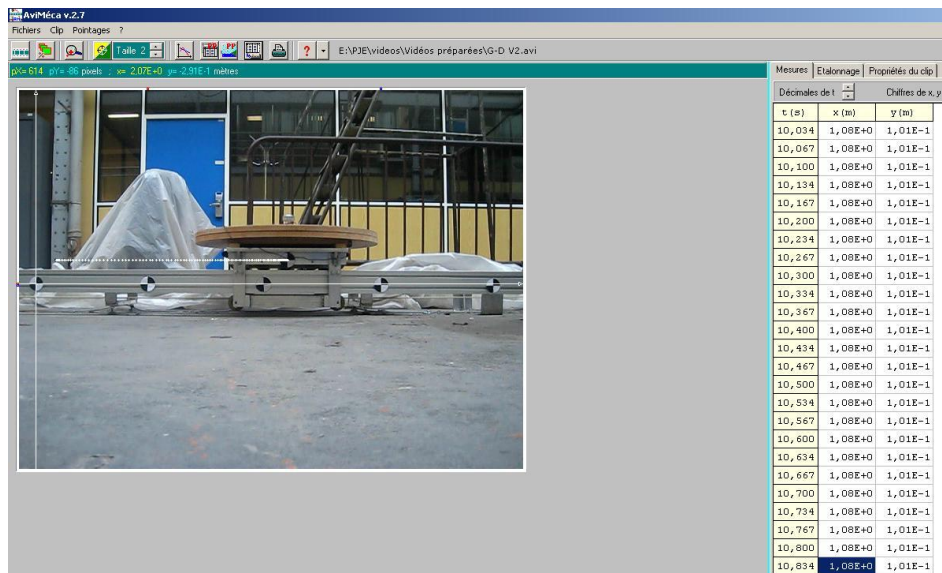


Figure 19: Capture en marquant les positions du chariot

3.2.4.3 Résultats

On observe en Excel que la relation des données obtenues de position vers le temps suit une parabole. C'est logique cette forme, puisque l'équation de la position dans un mouvement uniformément accéléré est parabolique.

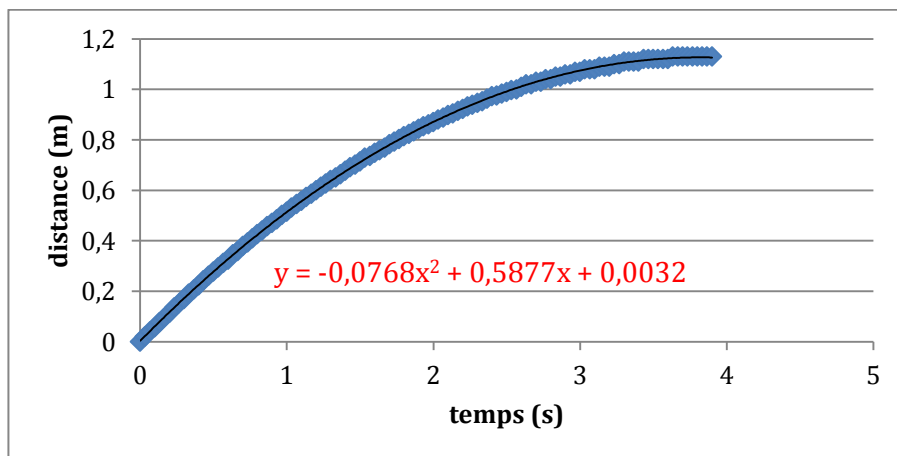


Figure 20: Graphique d'une des vidéos analysées

Pour obtenir le coefficient de frottement, on compare la valeur expérimentale de la courbe qui accompagne au x^2 avec la définition théorique.

$$x(t) = \frac{1}{2}at^2 + v_0t + x_0 \quad \text{théorie} \quad (15)$$

$$x(t) = At^2 + Bt + C \quad \text{expérimental} \quad (16)$$

Avec (15) et (16) on obtient :

$$A = \frac{1}{2}a \Rightarrow \boxed{A = \frac{1}{2}fg} \quad (17)$$

Voici le tableau d'Excel qui récupère tous les données des vidéos des deux types d'essais :

Tableau 6: Résumé des résultats du coefficient de frottement selon le sens et le poids

sens gauche-droite (brin tendu)				sens droite-gauche (brin mou)			
vidéo	poids (kg)	A	coefficient	vidéo	poids (kg)	A	coefficient
0_1	0	0,0793	0,01616718	0_1	0	0,0936	0,01908257
0_2	0	0,0757	0,01543323	0_2	0	0,0945	0,01926606
0_3	0	0,0782	0,01594292	0_3	0	0,0928	0,01891947
0_4	0	0,0787	0,01604485	---	---	---	---
0_5	0	0,0768	0,01565749	---	---	---	---
résultat	0,0160		0,0002	résultat	0,0191		0,008
40_1	40	0,0651	0,01327217	40_1	40	0,0785	0,01600408
40_2	40	0,0621	0,01266055	40_2	40	0,0795	0,01620795
40_3	40	0,0618	0,01259939	---	---	---	---
résultat	0,0128		0,0003	résultat	0,0161		0,0001
60_1	60	0,0592	0,01206932	60_1	60	0,0757	0,01543323
60_2	60	0,0593	0,0120897	60_2	60	0,0779	0,01588175
60_3	60	0,0587	0,01196738	---	---	---	---
résultat	0,0120		5E-05	résultat	0,0157		0,0002
90_1	90	0,0559	0,01139653	90_1	90	0,0675	0,01376147
90_2	90	0,0556	0,01133537	90_2	90	0,0704	0,0143527
90_3	90	0,0559	0,01139653	---	---	---	---
résultat	0,0114		3E-05	résultat	0,0141		0,0003

3.2.5 Conclusions et discussions

A continuation, afin de comparer les résultats des coefficients selon le poids et le sens de l'essai, on va montrer une graphique avec la valeur moyenne obtenue par chaque couple des paramètres :

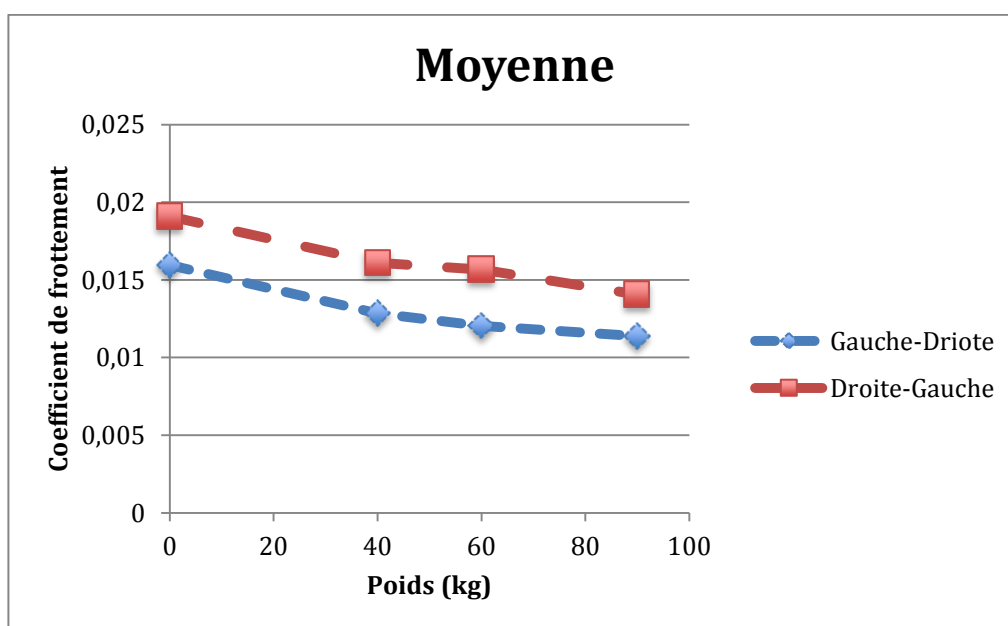


Figure 21: Graphique des coefficients de frottement selon le poids et la masse

Les résultats obtenus sont logiques, puisque sont de l'ordre de grandeur des coefficients de frottement de roulement théoriques (Séquiès). Si on compare le résultat obtenu dans les premiers essais avec celui-ci obtenu après le traitement des vidéos, sans poids et dans le sens de droit à gauche, on observe qu'ils sont très proches. Nous pouvons affirmer que la valeur est valide.

En regardant la graphique, c'est remarquable que le coefficient de frottement soit toujours supérieur dans le sens de droit à gauche (brin mou) que dans le sens contraire. Ce phénomène se donne à cause des plaquettes de téflon qui guident le chariot transversalement. Sa forme de glisser contre le profilé est différente en dépendant de la marche, et par conséquent son influence sur la valeur total du coefficient de frottement.

C'est étonnant que la valeur du coefficient de frottement diminue avec le poids, quand théoriquement il n'y a pas une relation entre les deux variables. Le coefficient de roulement dépend du radius et de la surface entre les deux matériaux. S'il y a de poids dessus, on attend que la surface soit plus grande et par conséquent la valeur du coefficient.

La réponse à ce phénomène on peut la trouver dans les roues. Le chariot a des roues des patins qui ont des roulements à billes. Ce type de roulements a besoin d'une force de pré-charge pour que les billes roulent et ne glissent pas. C'est possible qu'avec le poids le rendement des roulements augmente, en diminuant par conséquent la valeur du coefficient.

4 Tension de la courroie

4.1 Introduction

Pour un bon fonctionnement du simulateur, la courroie, comme dans toutes les transmissions par courroie, ont besoin toujours d'une pré-tension pour minimiser des problèmes de perte de puissance, de bruit et des vibrations indésirables.

En cas des courroies dentées, en plus de ses problèmes, une pré-tension insuffisante peut provoquer le sautage de dents entre la courroie et la poulie, et par conséquent la détérioration des éléments sera plus importante.

4.1.1 Valeur de la pré-tension

La valeur de la pré-tension va dépendre de la distance entre poulies, le nombre de poulies dans la transmission et principalement de la puissance à transmettre.

En général, pour une transmission par courroie lisse entre deux poulies la pré-tension à appliquer sur le système c'est d'entre 1.0 et 1.2 fois la charge à laquelle va être exposé la transmission. (Gates Mectrol)

Le cadre qui nous concerne ce sont les courroies dentées. La pré-tension en ce cas sera : (Forbo)

Tableau 7: Variables de la pré-tension

symbole	définition
F_{fr}	force de frottement
F_a	force à appliquer pour obtenir une accélération
F_u	Somme des forces
$F_{u\ max}$	somme des forces pour des facteur
F_{pre}	force de prétention
C_2	Facteur de fonctionnement lié à la Surcharge de courte durée
C_3	Facteur de fonctionnement lié au Rapport de transmission

Soit $F_u = F_{fr} + F_a$ (18) et $F_{u\ max} = F_u \cdot C_2 \cdot C_3$ (19)

On regarde la valeur des coefficients sur des tableaux de la littérature. (Forbo)

En notre cas les coefficients seront :

$$C_2 = 1.1$$

$$C_3 = 0.1$$

La pré-tension à appliquer vient définie dans l'équation :

$$F_{pre} \geq 0.5 F_{u\ max} \quad (20)$$

Finalement, avec (18), (19) et (20) s'obtiens

$$\boxed{F_{pre} \geq 0.5 (C_2 \cdot C_3 \cdot (F_{fr} + F_a))} \quad (21)$$

4.2 Matériel et méthode

4.2.1 Courroie

La courroie utilisée C2 (voir figure 4) c'est qui va tirer du chariot du siège. C'est une courroie dentée « Breco M50T10-Q125 » dont les propriétés principales sont : (PIES)

- Matériel : Polyuréthane
- Dimensions :
 - Largeur : 50mm
 - Epaisseur : 2mm
- Module de Young : 3000MPa (GONZALEZ)
- Tension Maximale : 4200N
- Range de Puissance : 0-30kW
- Vitesse maximale : 60 m/s

La courroie supporte largement les exigences mécaniques des essais, or c'est un système important à calibrer si on veut éviter un fonctionnement optimal du banc d'essai.

4.2.2 Types de tendeurs

On peut considérer le mode de travail de la courroie du SLED comme de transport de masse sur elle. On doit développer un tendeur adéquat aux caractéristiques de fonctionnement. (Pirelli) (Tabary)

4.2.2.1 Galet tendeur

Avec un galet tendeur au milieu de la longueur de la courroie on raccourci la distance entre poulies. Ça va améliorer la problématique de vibrations et de force centrifuge propre de la masse de la courroie. C'est recommandé la placer sur le brin mou de la courroie, cependant, ce n'est pas possible de lui mettre en place, car la courroie se bloquerait avec le profilé transversal qui est pour apporter rigidité structurelle aux rails. (Intermec)

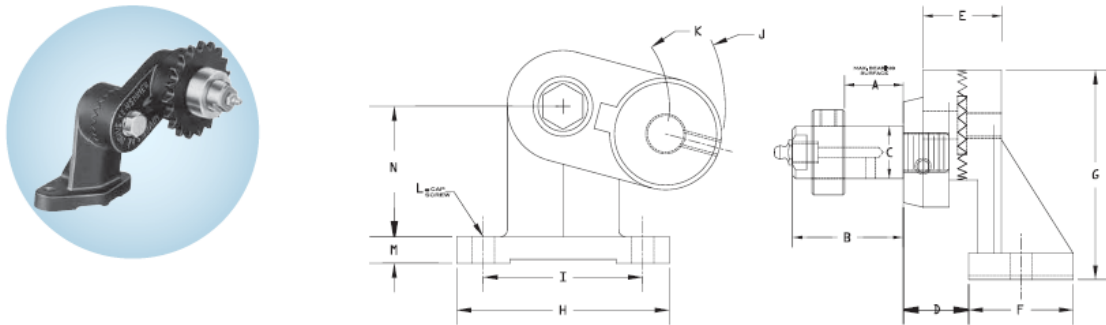


Figure 22: Galet tendeur



Figure 23: Courroie et profilé trop proches

4.2.2.2 Éloignement des poulies

En éloignant les poulies, il n'y a pas le problème de la distance entre la courroie et le profilé. Selon (Tabary) c'est recommandable ajouter le system tendeur sur la poulie mené au lieu de la poulie menant. Sur le SLED ce n'est pas un problème puisque cette poulie est plus libre des éléments et les capteurs de position n'empêchent pas l'installation d'un nouveau système.



Figure 24: Place disponible pour le tendeur

4.2.3 Résultats

On a décidé éloigner les deux poulies comme méthode pour tendre la courroie. On va mettre en place un système additionnel sur la poulie menée en utilisant l'espace entre les profilés de la structure.

Ce type de tendeur n'a pas les avantages du galet par rapport aux vibrations et à la force centrifuge, or le temps de durée des essais futurs se déroulera entre 2 et 3 secondes. La courroie ne travaille pas encore dans un régime stationnaire, alors il n'y aura pas de problèmes de résonance et les vibrations sont moins importantes.

4.2.3.1 Développement de tendeur choisi

Après avoir analysé différents types de tendeur, on a décidé de développer un similaire à un cric à ciseaux.

Ce système sera accroché à un profilé qu'il faut ajouter. Sur la figure 25 il est bleu entouré en orange. Ce profilé sera fixe, tandis que celui rouge (figure 25) où sera visée la poulie, pourra être bougé par le tendeur.

En tournant la vis du tendeur, les deux profilés seront séparés et la courroie tendue. Une fois que la courroie aura la pré-tension voulue, des vis seront mises pour bien fixer le profilé rouge et éviter des déplacements indésirables pendant les essais.



Figure 25: Schéma du tendeur

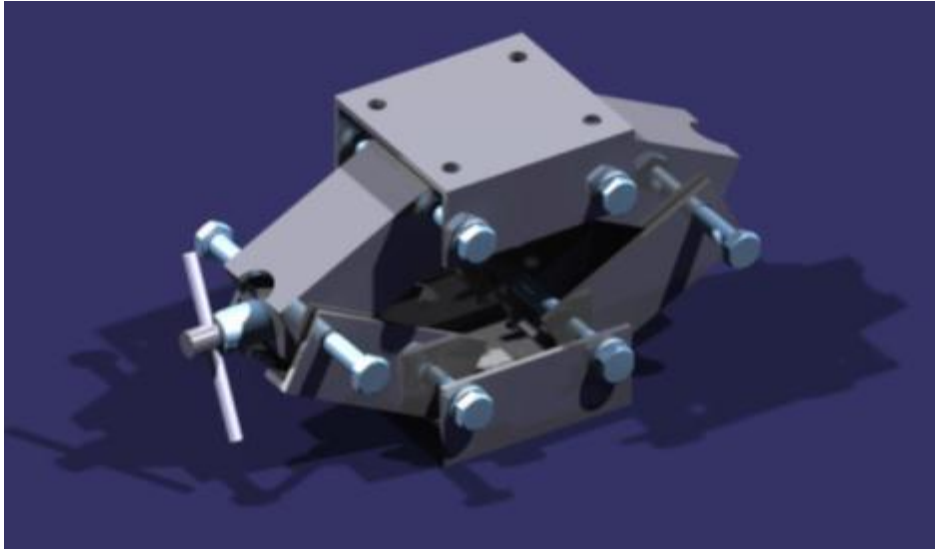


Figure 26: Tendeur développé

L'espace pour placer le tendeur est limité, c'est pourquoi nous allons proposer de développer un cric adéquat à l'espace existant.

On dispose environ d'un cadre de 10x40x25cm pour placer le tendeur. Dans la figure 27 le cric est monté sur la structure du SLED.

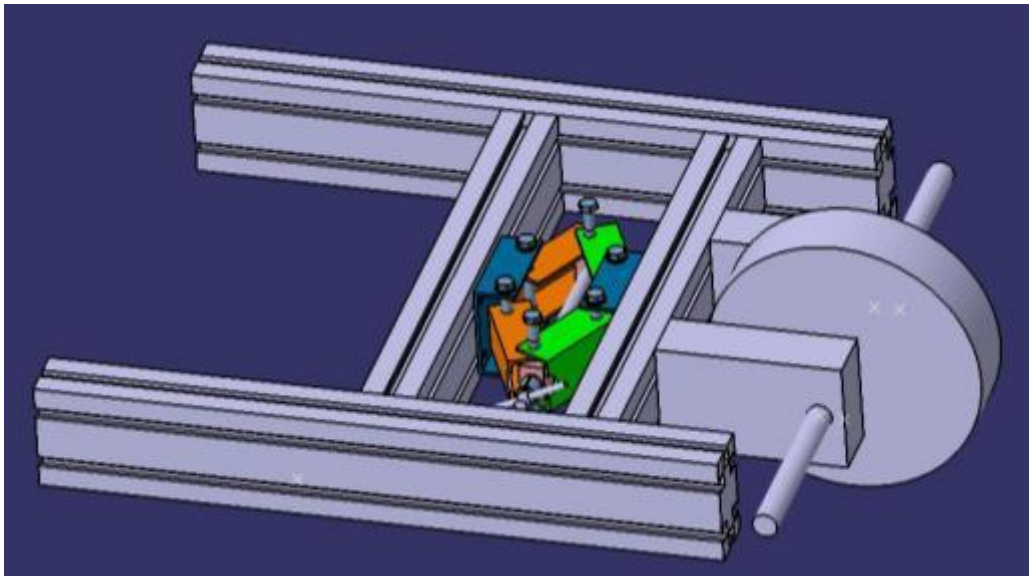
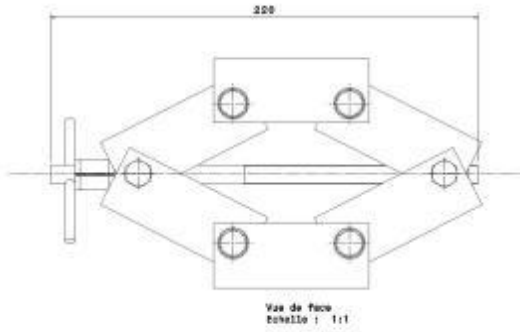
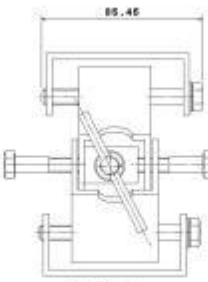
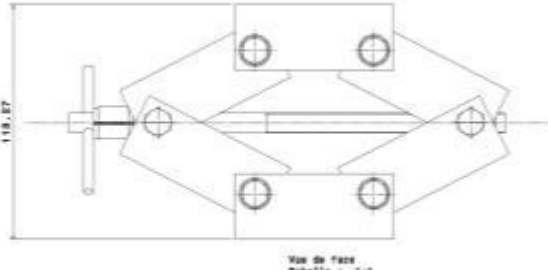
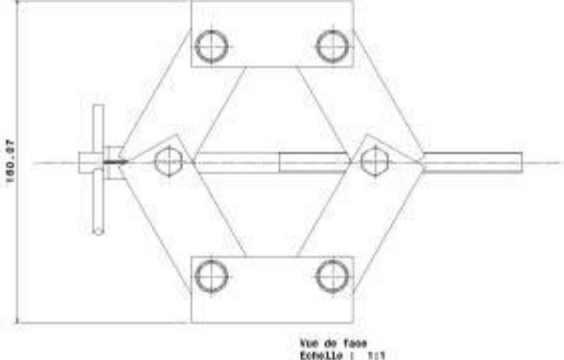


Figure 27: Tendeur installé dans le SLED

Les dimensions du tendeur proposé sont :

Tableau 8: Dimensions du tendeur proposé

Largueur : 220 mm	 Vue de face Echelle : 1:1
Profondeur : 85 mm	 Vue de gauche Echelle : 1:1
Hauteur minimum : 110 mm	 Vue de face Echelle : 1:1
Hauteur maximal : 160 mm	 Vue de face Echelle : 1:1

Les plans des pièces du tendeur sont dans l'annexe (2)

Il est important de remarquer que le tendeur proposé à usiner a uniquement une validation géométrique. Nous n'avons pas fait une étude mécanique du tendeur pour valider s'il supporte la force à laquelle il peut être soumis pendant la pré-tension.

En tout cas, pour faciliter le montage on va préciser les pièces qu'il faut pour sa construction. Le nom des pièces correspondent à ceux qui sont sur les plans dans l'annexe 2.

- Pièces à usiner :
 - Pièce 1 : 2 unités
 - Pièce 2 : 2 unités
 - Pièce 3 : 2 unités
 - Pièce 4 : 2 unités
 - Vis: 1 unité
- Pièces standard :
 - Vis ISO 4014 M8x40 : 4 unités
 - Vis ISO 4014 M8x80 : 4 unités
 - Rondelle ISO 7089 8x16 : 4 unités

4.2.3.2 Mesureur de tension

Prétendre la courroie a la même importance que mesurer cette tension. Nous avons travaillé sur un outil qu'il soit possible d'utiliser pour la correcte mise en place mais il faut mesurer la tension qui est appliquée.

Il y a un capteur de tension indiqué pour mesurer la tension des courroies de distribution des voitures. Le modèle trouvé c'est le PCE-BTT 1.

Ce modèle a une pince à trois point qui saisit la courroie. Une cellule de charge collée à la pince mesure la force nécessaire pour dévier la courroie qui est proportionnelle à la tension.

Le capteur montre directement le résultat sur un écran de 4 chiffres. La plage de mesure du capteur est de 0 à 750N.



Figure 28: Mesureur de tension

5 Conclusion et perspectives

5.1 Conclusions

Après avoir fait ce projet, l'écart entre l'accélération de la consigne et l'accélération réelle du siège est diminué. Nous avons analysé les parties critiques de perte de puissance et des solutions ont été apportées.

Les parties critiques en question de pertes sont la courroie de transmission et le chariot à cause des forces de frottement.

Dans le cadre de la force de frottement, la valeur du coefficient obtenue s'approche des valeurs théoriques des cas de roulements entre solides. Le résultat est pourtant étonnant. Le coefficient de frottement entre chariot et les rails diminue avec le poids, et est toujours supérieur dans le sens de droite à gauche du SLED qu'au contraire.

Pendant les essais il y aura toujours de poids sur le plateau. Alors sera recommandé utiliser la valeur du coefficient obtenu pour le cas de 90kg, puisque c'est celui qui s'approche plus à la réalité.

Ce seront : $f = 0.0114$ pour la marche de droit à gauche et $f = 0.0141$ dans le sens de gauche à droite.

Dans le cadre de la courroie, une bonne tension est indispensable pour minimiser les différentes problématiques liées à ce type de transmission. La réaction du chariot sera aussi plus rapide, un point important quand l'ordre de grandeur du temps qui nous intéresse est la milliseconde.

La pré-tension sera variable en fonction du sujet et de l'accélération. Nous avons développé un tendeur qui peut être placé entre les profilés du SLED pour faciliter la charge de la courroie selon le cas.

5.2 Perspectives

5.2.1 Réviser coefficient de frottement

Les essais du coefficient de frottement ont été réalisés avant le déménagement du SLED. Il faudra alors réviser cette valeur en répétant des nouvelles expérimentations une fois que le banc d'essais sera monté dans son nouveau placement. Pendant le montage le coefficient pourrait changer surtout à cause d'un différent positionnement des plaquettes de téflon.

5.2.2 Validation mécanique du tendeur

Le tendeur proposé a eu seulement une validation géométrique. Les pièces bougent entre eux sans contraintes indésirables et il a des dimensions adéquates à nos besoins.

Il n'y a pas par contre une validation mécanique qui assure que le tendeur puisse supporter la tension imposée. Avant d'usiner les pièces il faudra réaliser une analyse structurale et lui apporter une validation mécanique.

5.2.3 Achat des outils

Quelques matériels sont nécessaires pour continuer le développement du SLED.

Principalement, des accéléromètres sont nécessaires pour différents encadrements du banc d'essais. Pour la validation de la valeur du coefficient de frottement sera recommandable utiliser un, et de cette façon avoir une lecture directe de la décélération du chariot. Pareillement, il faudra utiliser des accéléromètres pendant les essais du Wiplash, car on a devra connaître avec précision l'accélération du siège.

En général, il faudra pour l'instant des accéléromètres avec ces caractéristiques :

- Uniaxial. Les déplacements seront toujours dans un unique axe.
- Une plage de mesure d'au moins 10g. Les essais seront réalisés à des accélérations plus petites, mais il faut avoir une marge dans la mesure.
- Une bonne sensibilité, mais en priorisant la plage de mesure.
- Le bruit du signal doit être loin des valeurs typiques de l'essai pour ne pas dénaturer les résultats.

Dans le cadre de la courroie, il faudra obtenir un profilé pour placer le tendeur. Un devis est commandé chez Norcan pour l'achat de deux mètres du profilé N166. Un mesureur de la tension similaire à celui qui est proposé sera aussi nécessaire.

5.2.4 Conception du siège

Un sujet important dans le développement du banc d'essais sera le siège. Le sujet devra être assis en position de conduite, ça veut dire que les jambes, les bras et le dos doit être correctement positionnés.

La rigidité du matériel du siège ne doive pas dénaturer les données obtenues par les capteurs situés sur lui.

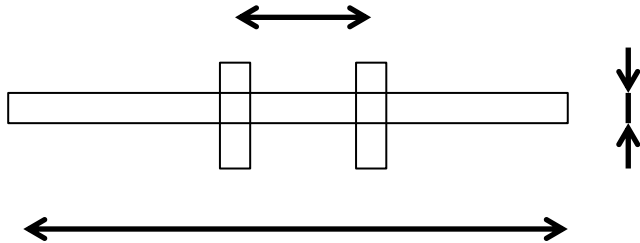
6 Bibliographie

- Agati, P., Brémont, Y., & Delville, G. (s.d.). *Mécanique du Solide Applications Industrielles*. DUNOD.
- Alonso, H. R. (s.d.). Transmisión por correas. (D. d. III, Éd.)
- Assureurs Prévention. (s.d.). Récupéré sur sur la route en voiture: <http://www.assureurs-prevention.fr>
- European Comission. (s.d.). Récupéré sur Movility and transport: http://ec.europa.eu/transport/road_safety/specialist/statistics/index_en.htm
- Eustache, I. (s.d.). *e-santé*. Récupéré sur zoom sur le coup de lapin: <http://www.e-sante.fr/zoom-sur-coup-lapin/actualite/807>
- FARGES, R. (s.d.). *Poulies et courroies de transmission - Entraînement synchrone*.
- Forbo. (s.d.). *Calcul des courroies dentées*.
- Gates Mectrol. (s.d.). *Catalogue Courroies Synchrones de polyuréthane*.
- GONZALEZ, E. B. (s.d.). *Polymères à Mémoire de Forme Etude du Polyuréthane et du blend Poly(ε-Caprolactone)/Styrène-Butadiène-Styrène*. ENSAM, Polumères.
- Intermec. (s.d.). *Tensores Universales*.
- PIES. (s.d.). *Polyurethane Timing Belts and Pulleys*.
- Pirelli. (s.d.). *Manual de Cálculo de cintas Transportadoras*.
- PLAY, D. (s.d.). Entraînement par courroies dentées - Calculs des répartitions de charge.
- ROUTIERE, D. D. (2011). *Securité Routière*. Récupéré sur Bilans annuels: <http://www.securite-routiere.gouv.fr>
- Séquiès, T. (s.d.). *Master Mécanique, Energétique et Ingénieries de Grenoble*. Récupéré sur Coefficient de frottement: <http://www-meca.ujf-grenoble.fr/data/frottements/frottements.html>
- Tabary, M. (s.d.). *Manuel pratique du transporteur à courroie en auge*.
- Wikipedia. (s.d.). Récupéré sur Coeficiente de rozamiento: http://es.wikipedia.org/wiki/Coeficiente_de_rozamiento

7 Annexes

7.1 Annexe 1 : Torsion de la barre de transmission

7.1.1 Données de la barre :



- Dimensions :
 - Longueur : $L = 50\text{cm}$
 - Distance entre poulies : $l = 15\text{cm}$
 - Diamètre : $d = 2\text{cm}$
- Matériel : acier
- Module de cisaillement : $G = 81\text{GPa}$

7.1.2 Calculs mathématiques

On va supposer la barre de transmission comme une barre fixé dans un de ses extrémités et l'autre libre. L'équation de la torsion d'une pièce de section solide par unité de distance c'est la suivante :

$$\theta = \frac{M}{GJ} \quad (1)$$

Sachant que notre pièce est un cylindre, son moment d'inertie vers son axe de torsion suit l'expression suivante :

$$J = \frac{\pi \frac{d^4}{2}}{2}$$

Avec (1) et (2) on obtient l'équation (3)

$$\theta = \frac{2M}{\pi G \frac{d^4}{2}} \quad (3)$$

Pour calculer la torsion totale de la barre, on multiplie l'équation (3) par la distance entre poulies.

$$\theta = \frac{2M}{\pi G \frac{d^4}{2}} l \quad (4)$$

On va calculer la torsion dans le cas limite, ça veut dire en appliquant le couple maximum du moteur pour le rapport de réduction.

- Couple du moteur : $C=32.5\text{Nm}$
- Rapport de réduction : $r=2.86$

$$M = C \cdot r \quad 5$$

Avec (4) et (5) on a

$$\theta = \frac{2C \cdot r}{\pi G \frac{d}{2}} l \quad (6)$$

Donc le résultat de la torsion de la barre de transmission dans le cas limite c'est de :

$$\boxed{\theta = 0.011 \text{ rad} = 0^\circ 0' 39.4''}$$

7.2 Annexe 2: pièces du tendeur :

Voici une image colorée du tendeur construit et une légende selon les couleurs :

- Pièce 1 : Couleur orange.
- Pièce2 : couleur verte.
- Pièce 3 : couleur rose.
- Pièce 4 : couleur bleue.
- Vis : couleur gris clair.
- Pièces standards : couleur gris obscure.

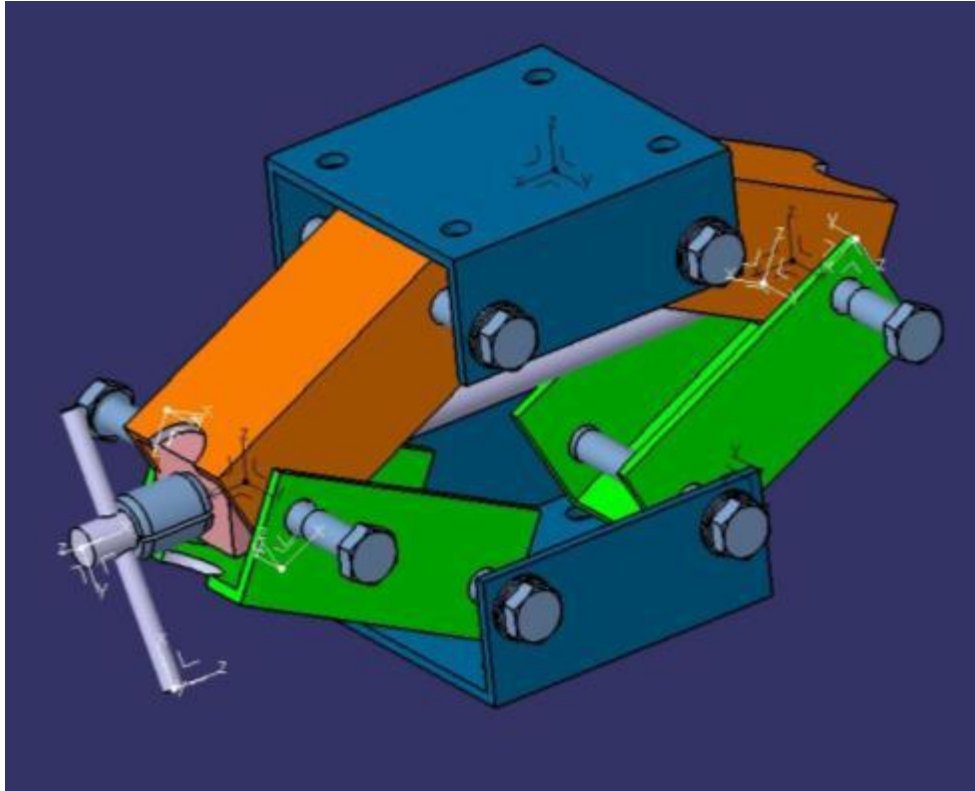
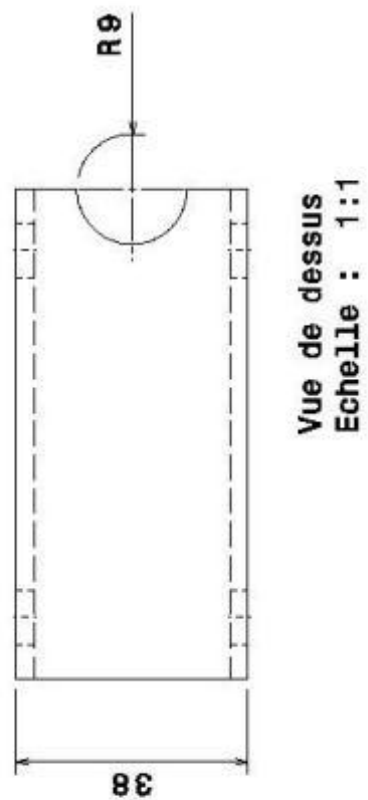
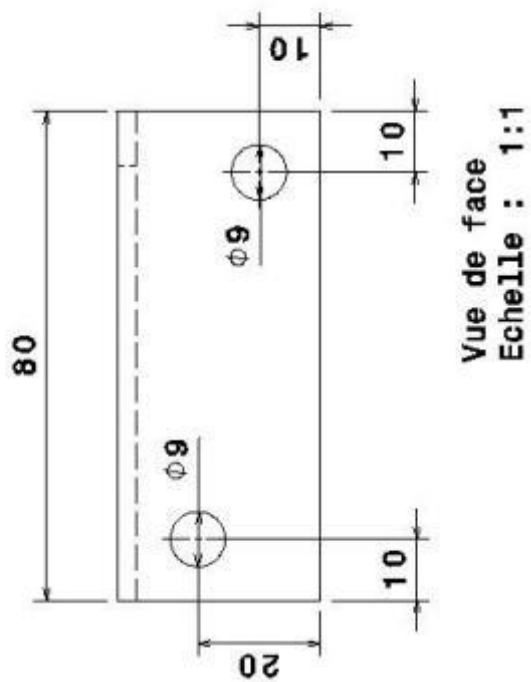
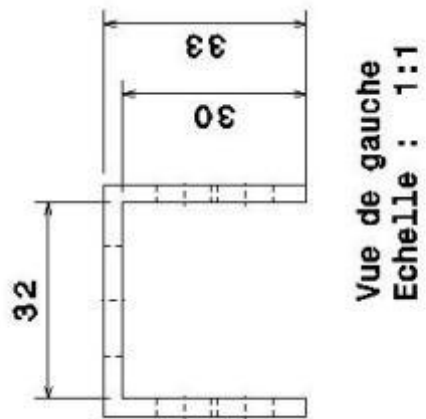
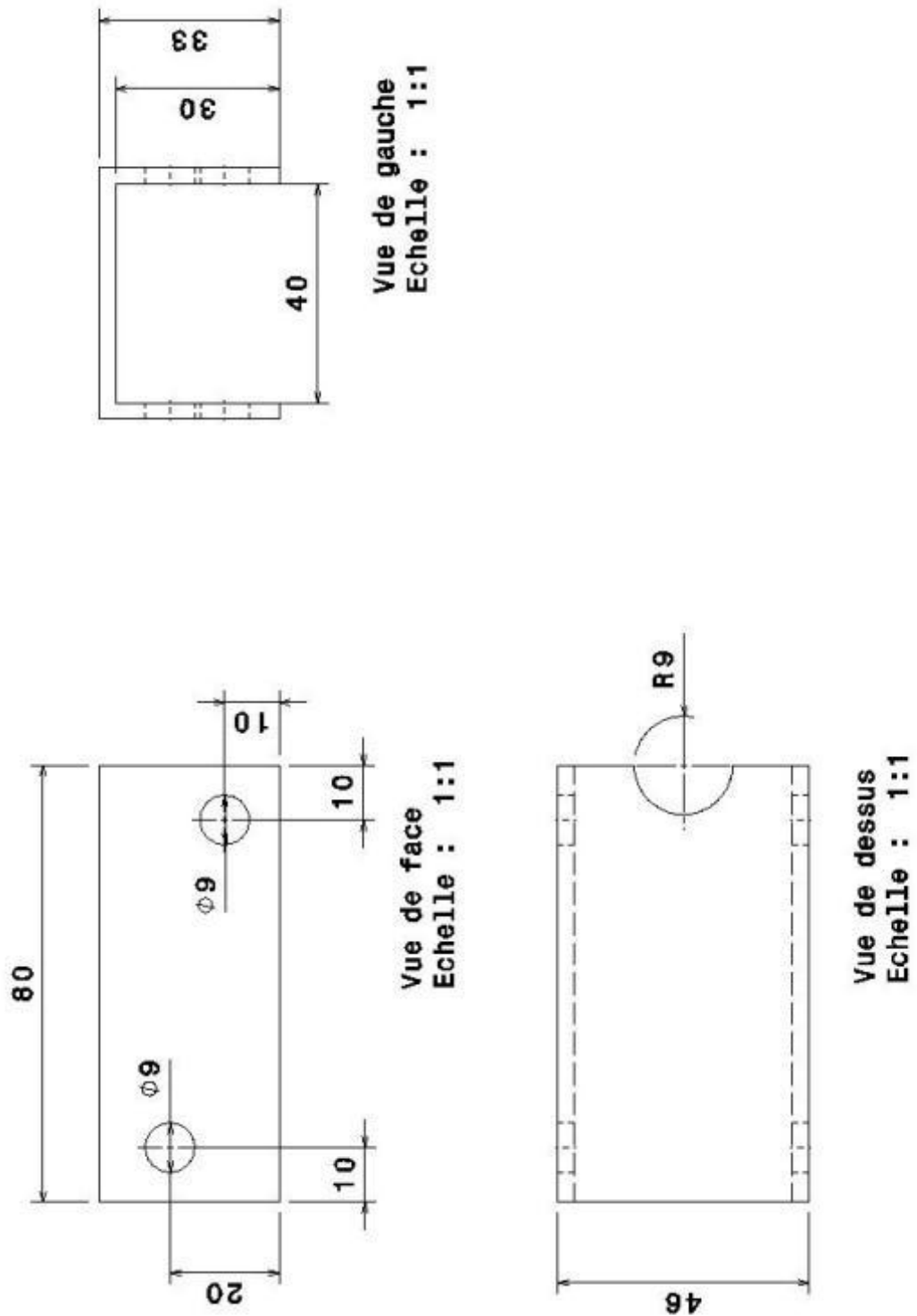


Figure 29: Tendeur coloré

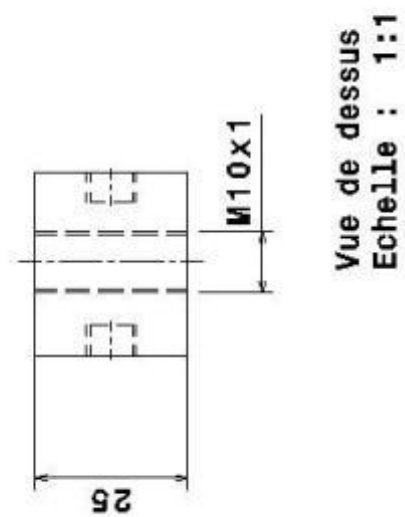
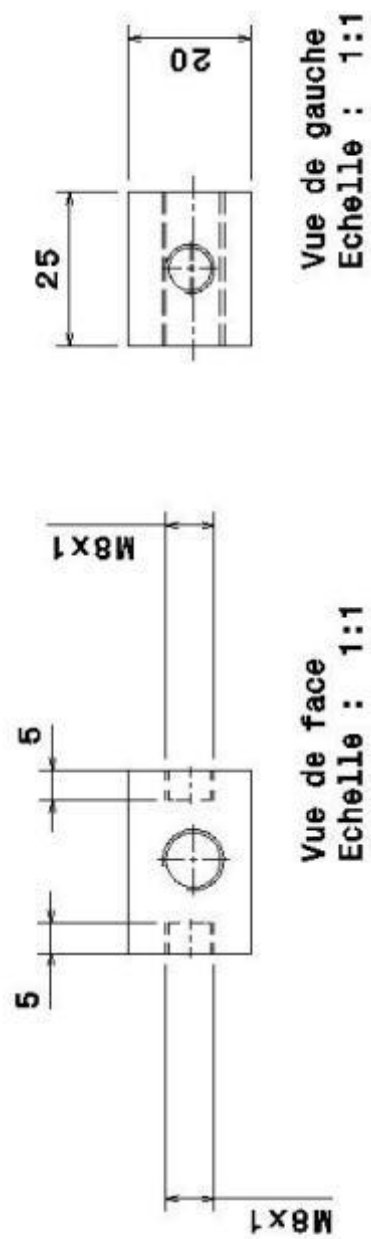
Pièce 1 :



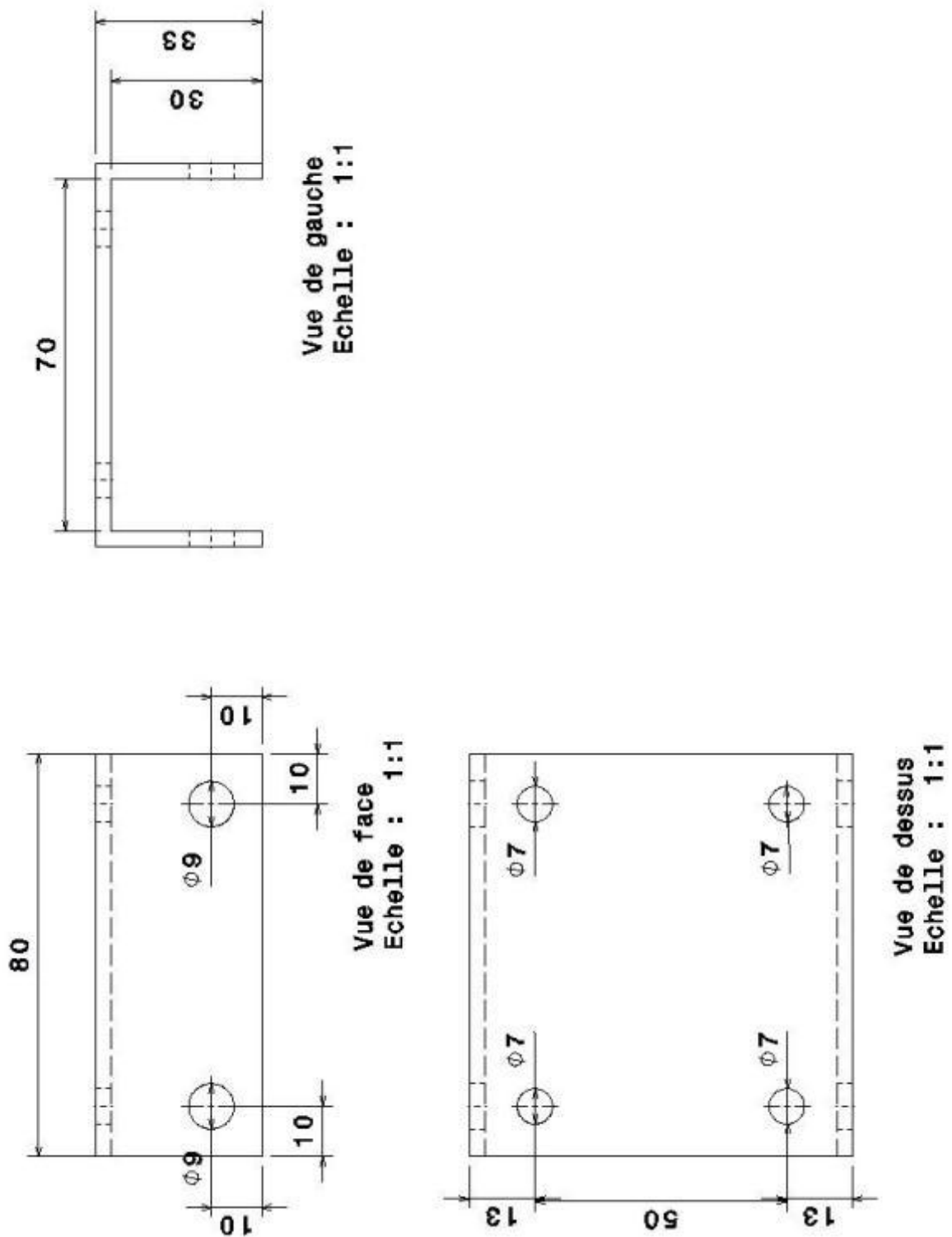
Pièce 2 :



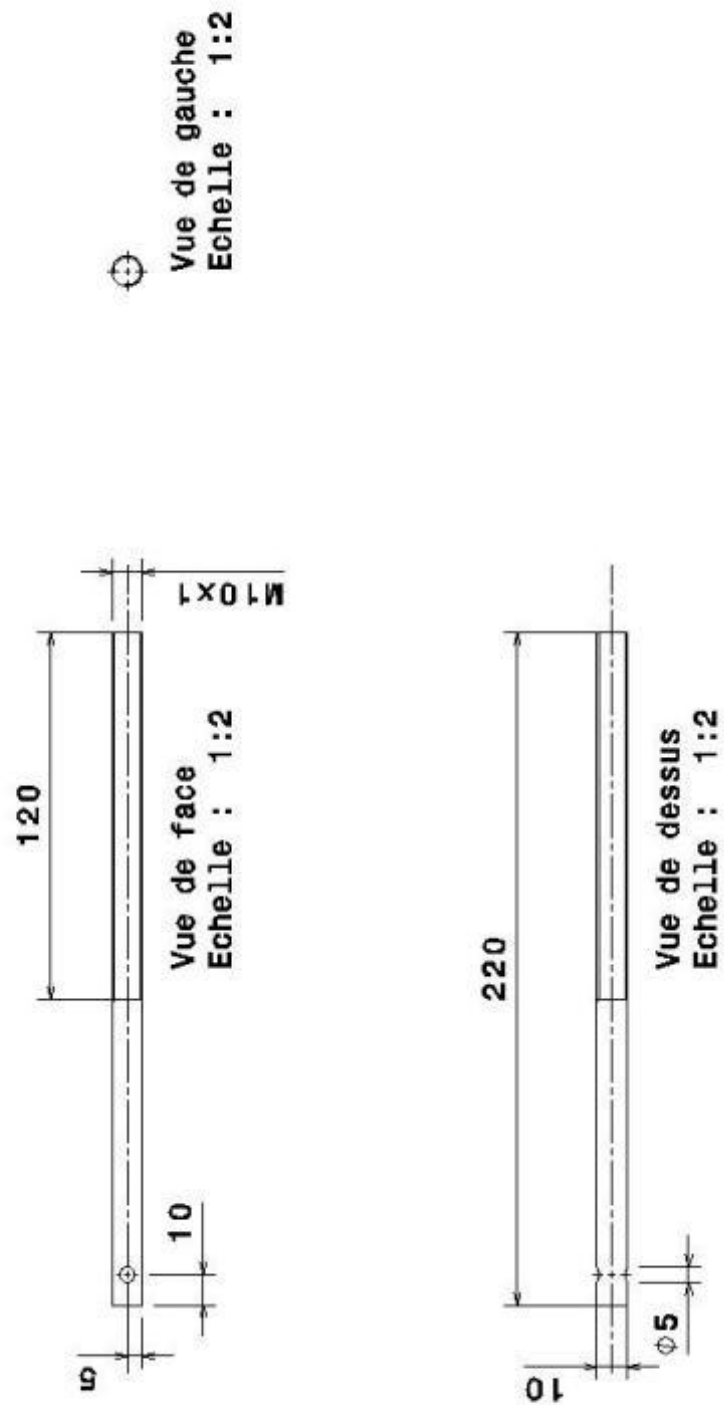
Pièce 3 :



Pièce 4 :



Vis :



7.3 Annexe 3 : Notice de montage du SLED

Le banc d'essais a été démonté pour le déplacer au nouveau bâtiment.

On a dû décrocher nombreux éléments pour le déménager plus facilement. Le montage des pièces et capteurs peut être un peu complexe. Nous avons fait un dossier qui va aider à monter le SLED dans sa nouvelle place.

7.3.1 Éléments du SLED

Premièrement, on va numéroté les éléments qui composent le banc d'essais et qu'on a déménagés.

1. Les rails avec les poulies
2. La structure métallique du plateau. Toutes les pièces des roues sont montées.

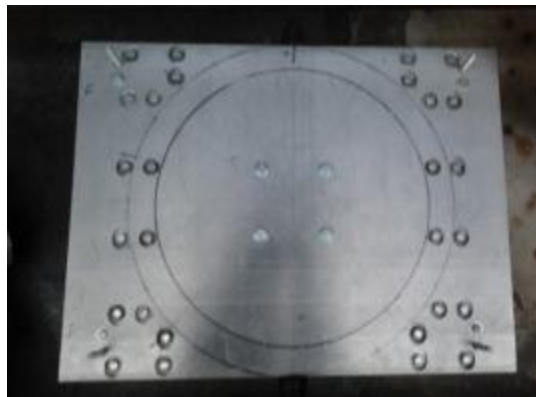


Figure 30: Chariot

3. Deux disques de bois du plateau, une planche et deux barres de bois.



Figure 31: Pièces de bois

4. Deux ressorts qui remplissent la fonction d'amortisseur pour le plateau.



Figure 32: Amortisseurs

5. Quatre capteurs de position. Les capteurs sont protégés par des boîtes à carton.



Figure 33: Capteurs, carte d'acquisition et moteur

6. Un moteur électrique
7. Carte d'acquisition.



Figure 34: Carte d'acquisition

8. Deux boîtes avec différents outils.



Figure 35: Boîtes des outils

9. Cinq enveloppes numérotées avec les pièces enlevées (des vis, des écrous et des rondelles). Actuellement les enveloppes sont dans une des boîtes des outils.
10. La courroie et sa fixation. Ils sont rangés dans une boîte à carton.

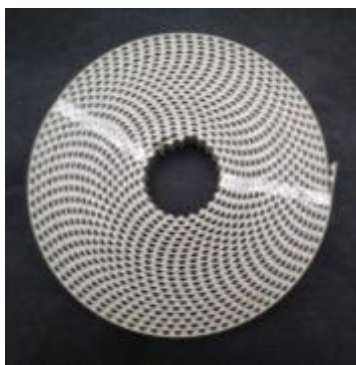


Figure 36 : Courroie enroulée



Figure 37 : Fixation de la courroie

7.3.2 Montage du SLED

A continuation on va suggérer quelques étapes pour le correct montage du banc d'essai. On va expliquer chaque partie séparément.

Sur les enveloppes est écrit d'où sont les vis que contiennent. Il faut noter qu'il manquait quelques-unes pour bien accrocher les éléments au sol.

7.3.2.1 Le chariot et la courroie

1. Premièrement on positionne correctement la courroie dans les poulies en on accroche les extrémités avec la pièce carré.
2. Une fois que la courroie est montée, on met sur les rails le chariot métallique. Il faut démonter au moins un des pieds pour bien la placer.
3. A continuation on accroche la fixation de la courroie au chariot.
4. Une fois avoir bien monté la courroie, on commence à monter les différents parties de bois qui sont sur le chariot. On met en premier lieu les deux tables de bois *figure*

39, ensuite la planche carrée *figure 40* et finalement les deux plateaux *figure 41* où sera mis le siège.

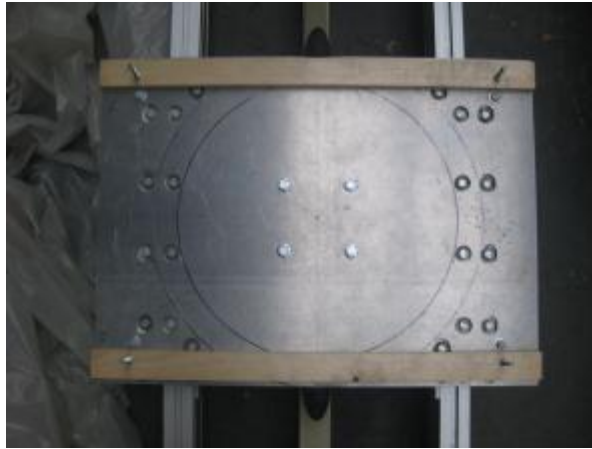


Figure 38: Chariot avec les tables

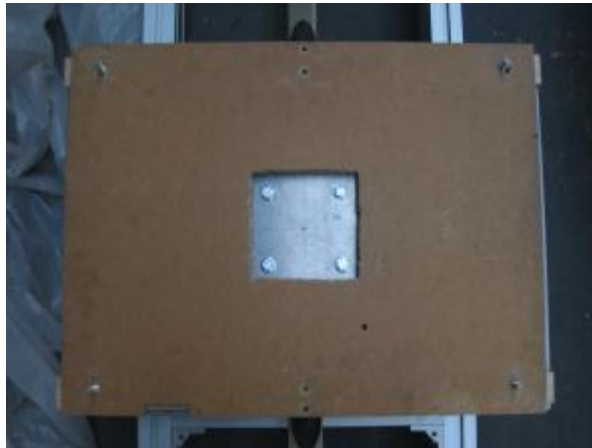


Figure 39: Table carrée



Figure 40: Plateau

5. Finalement on doit colloquer les plaquettes de téflon. C'est important noter qu'elles doivent être ajustées de telle façon qui empêchent le mouvement transversal du chariot mais qu'elles ne lui freinent pas trop.

7.3.2.2 Capteurs

1. Il faut faire attention au moment qu'on manipule les capteurs, car ils sont accrochés à la carte d'acquisition et on peut détacher le câblage.
2. Pour bien positionner les capteurs sur la place correcte, on a signalé avec un marqueur violet la position où ils sont accrochés dans les rails.
3. Les capteurs son numérotés. Ce numéro coïncide avec la position où chacun est placé.

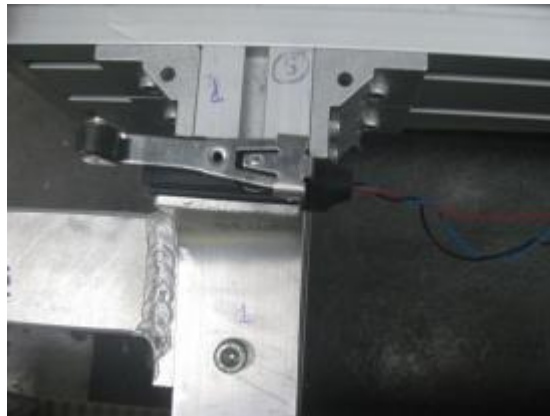


Figure 41: Capteur de position 1



Figure 42: Capteur de position 2



Figure 43: Capteurs 1 et 2



Figure 44: Capteur de position 3



Figure 45: Capteur d position 4

4. Pour passer les capteurs de position 1 et 2 à sa place, il faut les démonter des plaques où ils sont accrochés, et passer le câble par dessous les profilés de la structure.
5. Ce câble est attaché avec des brides aux pieds du SLED pour éviter qu'il bouge.



Figure 46: Câble des capteurs 1 et 2 attaché au pied

7.3.2.3 Amortisseurs

Pour accrocher les amortisseurs il ne faut pas des indications spéciales. Sur la figure 48 on peut voir la distance des pieds de l'amortisseur à la structure des rails.



Figure 47: Amortisseur de gauche