

Sécurité des outils, des machines et des procédés industriels

Études et recherches

RAPPORT R-541



Sécurité des chariots élévateurs Étude de l'efficacité de la ceinture de sécurité

*Pierre-Étienne Bourret
Stéphane Martel
Marina Koutchouk
Marc-André Roux
Michel Gou
Carl-Éric Aubin
Denis Rancourt*



Solidement implanté au Québec depuis 1980, l'Institut de recherche Robert-Sauvé en santé et en sécurité du travail (IRSST) est un organisme de recherche scientifique reconnu internationalement pour la qualité de ses travaux.

NOS RECHERCHES

Mission *travaillent pour vous !*

Contribuer, par la recherche, à la prévention des accidents du travail et des maladies professionnelles ainsi qu'à la réadaptation des travailleurs qui en sont victimes.

Offrir les services de laboratoires et l'expertise nécessaires à l'action du réseau public de prévention en santé et en sécurité du travail.

Assurer la diffusion des connaissances, jouer un rôle de référence scientifique et d'expert.

Doté d'un conseil d'administration paritaire où siègent en nombre égal des représentants des employeurs et des travailleurs, l'IRSST est financé par la Commission de la santé et de la sécurité du travail.

Pour en savoir plus

Visitez notre site Web ! Vous y trouverez une information complète et à jour.

De plus, toutes les publications éditées par l'IRSST peuvent être téléchargées gratuitement. www.irsst.qc.ca

Pour connaître l'actualité de la recherche menée ou financée par l'IRSST, abonnez-vous gratuitement au magazine Prévention au travail, publié conjointement par l'Institut et la CSST.
Abonnement : 1-877-221-7046

Dépôt légal

Bibliothèque et Archives nationales
2008

ISBN : 978-2-89631-215-3 (version imprimée)

ISBN : 978-2-89631-216-0 (PDF)

ISSN : 0820-8395

IRSST - Direction des communications
505, boul. De Maisonneuve Ouest
Montréal (Québec)
H3A 3C2
Téléphone : 514 288-1551
Télécopieur : 514 288-7636
publications@irsst.qc.ca
www.irsst.qc.ca
Institut de recherche Robert-Sauvé
en santé et en sécurité du travail,
janvier 2008



Sécurité des outils, des machines et des procédés industriels

Études et recherches

■ RAPPORT R-541

Sécurité des chariots élévateurs Étude de l'efficacité de la ceinture de sécurité

Avis de non-responsabilité

L'IRSST ne donne aucune garantie relative à l'exactitude, la fiabilité ou le caractère exhaustif de l'information contenue dans ce document. En aucun cas l'IRSST ne saurait être tenu responsable pour tout dommage corporel, moral ou matériel résultant de l'utilisation de cette information.

Notez que les contenus des documents sont protégés par les législations canadiennes applicables en matière de propriété intellectuelle.

*Pierre-Étienne Bourret¹, Stéphane Martel¹, Marina Koutchouk²,
Marc-André Roux¹, Michel Gou², Carl-Éric Aubin² et Denis Rancourt¹*

*¹Université de Sherbrooke
²École Polytechnique de Montréal*

Cliquez recherche
www.irsst.qc.ca



Cette publication est disponible
en version PDF
sur le site Web de l'IRSST.

CONFORMÉMENT AUX POLITIQUES DE L'IRSS

Les résultats des travaux de recherche publiés dans ce document
ont fait l'objet d'une évaluation par des pairs.

SOMMAIRE

C'est au début des années 90 que la CSST a fait une première demande à l'IRSSST pour étudier l'efficacité du port des ceintures de sécurité pour la conduite de chariots élévateurs. En 1998, René Benoît et Josée Duquette (Duquette et Benoît, 1998) déposaient un bilan exhaustif sur l'ensemble des dispositifs de sécurité utilisés sur les chariots élévateurs. Dans ce bilan, on reprochait principalement la non-représentativité des résultats de certaines études. De plus, Duquette et Benoît (Duquette et Benoît, 1998) ont noté, à plusieurs reprises, le caractère contradictoire entre les études effectuées sur les mêmes dispositifs de sécurité. Ces conclusions ont mené l'École Polytechnique de Montréal à développer, en 1999, un modèle de renversement de chariot élévateur comprenant un humanoïde virtuel de type *Hybrid III*. Élaboré sous la plateforme de simulation numérique MADYMO, ce modèle a été créé avec l'objectif d'étudier, pour toute situation de renversement possible, l'efficacité des dispositifs de sécurité disponibles sur le marché. En 2003, l'École Polytechnique de Montréal, secondée par le groupe de recherche PERSEUS de l'Université de Sherbrooke, et conjointement avec l'INRS, en France, ont travaillé à la calibration et à la validation de ce modèle. À l'été 2006, des essais de renversement quasi-statiques ont été réalisés à l'INRS pour valider le modèle quasi-statique développé dans MADYMO. En plus des essais sur mannequin, l'INRS a procédé à des essais sur sujets humains auxquels nous avons participé. Dans un premier temps, ces essais avaient pour but de connaître l'apport en termes de sécurité de divers dispositifs de sécurité, tels des portillons, des accoudoirs, un siège à oreilles, combinés ou non à la ceinture de sécurité. Dans un deuxième temps, ces essais avaient pour but d'évaluer les recommandations des constructeurs quant au cramponnage ou au calage du cariste lors du renversement latéral.

Les essais ont démontré que le cariste est exposé à plusieurs situations où des lésions importantes peuvent survenir. Pour le cas d'un renversement latéral quasi-statique, c'est-à-dire sans vitesse d'avance ou de recul importante du chariot (< 5 km/h), trois types de lésions sont possibles :

- 1- un choc de la tête avec le sol;
- 2- un choc de la tête avec la structure de protection contre la chute d'objet (FOPS); et
- 3- un écrasement sous le FOPS suite à une tentative de sortie du cariste hors de l'habitacle lors du renversement ou à une chute du cariste plus rapide que le renversement du chariot.

Lorsqu'on considère un renversement à grande vitesse (de l'ordre de 15-20 km/h), on s'expose en plus à une expulsion complète ou partielle du corps lors du renversement. Cette expulsion résulte, la plupart du temps, en un écrasement du cariste par le FOPS.

Les résultats obtenus des essais expérimentaux ont permis de déterminer que le port de la ceinture de sécurité ou l'installation d'une porte complète, combiné à un système de protection au niveau de la tête, seraient des moyens efficaces pour protéger le cariste contre la plupart des lésions qui surviennent lors du renversement latéral. Tout autre système d'appoint tel que des sièges enrobant ou à oreilles, des sièges avec accoudoirs, ou des portillons peuvent contribuer à limiter les dangers d'expulsion, mais nous apparaissent peu efficaces pour protéger le cariste des blessures graves à la tête en cas de renversement latéral ou même frontal. La démonstration de leur efficacité pour éviter l'expulsion lors de renversements dynamiques est une question

complexe qui nous apparaît difficile de circonscrire à 100%, car il existe une infinité de cinématiques de renversement de chariots. Certains systèmes peuvent s'avérer efficaces dans certaines conditions de renversement, mais inutiles dans d'autres. Les portes complètes empêchent évidemment le cariste de sortir ou d'être expulsé de l'habitacle, mais elles n'aident pas à éviter ou à limiter les impacts de la tête sur le FOPS. En effet, lors d'un renversement latéral, le cariste maintient sensiblement sa position relative par rapport au chariot jusqu'à ce que le FOPS entre en contact avec le sol. À partir de ce moment, le cariste poursuit sa chute et entre en contact avec le sol ou la porte, selon le type de porte installée.

Contrairement à ce qui est véhiculé depuis plusieurs années, le port de la ceinture de sécurité n'entraîne pas une augmentation significative de la vitesse d'impact du corps ou de la tête au sol. En effet, grâce à la modélisation, nous avons prouvé que le port de la ceinture pelvienne contribue à une augmentation de 11% de la vitesse d'impact tandis que les résultats expérimentaux démontrent une augmentation se situant entre 10 et 25 %. Cette augmentation de 11 % correspond à une différence de 2 km/h entre la vitesse d'impact sans ceinture (17 km/h) et avec ceinture (19 km/h). Selon les données recueillies dans la littérature, le seuil de 17 km/h obtenu pour le cas d'un renversement quasi-statique sans ceinture de sécurité serait déjà au-delà du seuil acceptable (16 km/h) pour éviter des lésions graves à la tête. Cette observation supporte donc le concept d'utiliser un système de protection à la tête, même lorsqu'une ceinture est portée.

Les actions prescrites par les manufacturiers sur le cramponnage au volant et le calage des pieds peuvent également contribuer à la sécurité lors du renversement, mais elles ne sont pas, à elles seules, un moyen de protection efficace contre les blessures graves. Il sera en effet impossible pour le cariste de se retenir dans certaines situations de renversement à grande vitesse. Dans le meilleur des cas (renversement quasi-statique avec port de la ceinture), se cramponner au volant permettrait de faire passer la vitesse d'impact de la tête de 20 km/h à 13 km/h. Dans le cas où le renversement s'effectuerait plus rapidement, les vitesses passeraient de 23 km/h à 16 km/h. Même si les actions de cramponnage au volant ou de calage des pieds doivent être encouragées, il est illusoire de croire qu'un cariste sera en mesure de se cramponner à temps ou avec suffisamment de force dans toute situation de renversement.

Bien que notre étude se soit concentrée sur le renversement latéral, nous croyons que les recommandations précédentes sont applicables à l'analyse de la sécurité lors des renversements frontaux. Nos conclusions et recommandations sont présentement basées sur des résultats expérimentaux et des modèles de renversements quasi-statiques. Afin de pouvoir évaluer tout autre système de sécurité dans toute situation de renversement, il est essentiel de poursuivre le développement d'un modèle dynamique de renversement sur plateforme de simulation MADYMO ou autre. Étant donné les investissements réalisés par le passé sur la plateforme MADYMO, nous proposons de poursuivre sur cette plateforme, d'autant plus que la plateforme s'est montrée très efficace pour simuler les cas de renversements quasi-statiques effectués à l'INRS.

TABLE DES MATIÈRES

1. INTRODUCTION.....	1
2. APPROCHE SCIENTIFIQUE	4
2.1 PHASE I : PRÉCISIONS SUR LES QUESTIONS DE RECHERCHE	4
2.2 PHASE II : ÉTUDES PRÉLIMINAIRES	6
2.3 PHASE III : ÉTUDES THÉORIQUES ET EXPÉRIMENTALES.....	7
2.4 CRITÈRES D'EFFICACITÉ D'UN DISPOSITIF	7
3. ÉTUDES PRÉLIMINAIRES	9
3.1 REVUE BIBLIOGRAPHIE	9
3.2 MODÉLISATION	9
3.2.1 <i>Buts des modèles dynamiques sur MADYMO et autres plateformes</i>	9
3.2.2 <i>Modèles dynamiques simplifiés de renversement latéral</i>	11
3.2.3 <i>Modèle du chariot développé sur Visual Nastran 4D</i>	14
3.3 MESURE IMMS.....	24
4. ÉVALUATION DES DISPOSITIFS DE SÉCURITÉ	27
4.1 ESSAIS-EXPÉRIMENTAUX (AVEC MANNEQUIN ET HUMAINS)	27
4.1.1 <i>Protocole et description du montage</i>	28
4.1.2 <i>Résultats et analyse</i>	34
4.2 VALIDATION DU MODÈLE MADYMO	37
5. LIMITES DE L'ÉTUDE	38
6. DISCUSSION DES RÉSULTATS.....	39
6.1 RÉPONSES AUX QUESTIONS	46
7. CONCLUSION.....	49
8. RECOMMANDATIONS.....	51
9. BIBLIOGRAPHIE.....	52
ANNEXE A Modèle de renversement du chariot sous Visual Nastran 4D.....	55
ANNEXE B Détail de montage de renversement quasi statique de l'INRS.....	71
ANNEXE C Explications des phases du renversement.....	100
ANNEXE D Validation du modèle de renversement quasi-statique de MADYMO.....	101
ANNEXE E Description du dispositif de préhension du mannequin Hybrid III.....	106
ANNEXE F Échelle d'interprétation du AIS.....	127

LISTE DES FIGURES

FIGURE 1 :	SCHÉMA DE LA MÉTHODOLOGIE DE RECHERCHE UTILISÉE.....	5
FIGURE 2 :	MODÈLE SIMPLIFIÉ UTILISÉ POUR L'ANALYSE DE LA VITESSE D'IMPACT DE LA TÊTE AU SOL AVEC LE PORT DE LA CEINTURE DE SÉCURITÉ PELVIENNE EN FONCTION DE LA RIGIDITÉ DES BRAS.	11
FIGURE 3 :	VITESSE D'IMPACT DE LA TÊTE AU SOL EN FONCTION DE LA RIGIDITÉ TRANSVERSALE DE LA MAIN POUR DIFFÉRENTES VITESSES DE ROTATION INITIALES DU CHARIOT.....	13
FIGURE 4 :	REPRÉSENTATION DU CHARIOT 7FB DE TOYOTA.	15
FIGURE 5 :	INTÉGRATION DU MODÈLE VN DU CHARIOT DANS SIMULINK.....	15
FIGURE 6 :	COMPOSANTES DES FORCES D'INTERACTION PNEU/SOL.....	16
FIGURE 7 :	COURBES DE PERFORMANCE EXPÉRIMENTALES DES PNEUS AVANT DU MODÈLE 7FB DE TOYOTA.....	17
FIGURE 8 :	COURBES DE PERFORMANCE DES PNEUS AVANT DU MODÈLE 7FB DE TOYOTA, OBTENUES AVEC LE MODÈLE DE PNEU « MAGIC FORMULA ».....	18
FIGURE 9 :	MOBILITÉ DE L'ÉLEVATEUR DU MODÈLE NUMÉRIQUE DE CHARIOT. A) HAUTEUR VARIABLE B) INCLINAISON VARIABLE.....	19
FIGURE 10 :	MOBILITÉ DE L'ESSIEU OSCILLANT DE L'AXE ARRIÈRE.	19
FIGURE 11 :	MÉCANISME DE DIRECTION DES ROUES ARRIÈRE.	19
FIGURE 12 :	POINT D'APPLICATION DES FORCES D'INTERACTION PNEU/SOL.....	20
FIGURE 13 :	CONVERGENCE DU MODÈLE NUMÉRIQUE.....	21
FIGURE 14 :	SIMULATION D'UN RENVERSEMENT STATIQUE À L'AIDE D'UN PLAN INCLINABLE, AVEC L'ESSIEU OSCILLANT LIBRE.....	22
FIGURE 15 :	VITESSE ANGULAIRE DU CHARIOT LORS D'UN RENVERSEMENT STATIQUE EN FONCTION DU TEMPS.....	23
FIGURE 16 :	CONDITIONS CINÉMATIQUES POUR OBTENIR UN RENVERSEMENT EN SIMULATION.....	24
FIGURE 17 :	POSTURE DU CARISTE ÉTUDIÉE.	25
FIGURE 18 :	CHAÎNE CINÉMATIQUE DU BRAS.	26
FIGURE 19 :	PROFIL DE RENVERSEMENT DE LA PLATE-FORME DE RENVERSEMENT STATIQUE.	28
FIGURE 20 :	PLATE-FORME DE RENVERSEMENT STATIQUE.	29
FIGURE 21 :	MANNEQUIN DE TYPE HYBRID III UTILISÉ POUR LES ESSAIS DE RENVERSEMENTS STATIQUES.....	30
FIGURE 22 :	SYSTÈME DE PRÉHENSION DU VOLANT POUR MANNEQUIN ANTHROPOMÉTRIQUE DE TYPE HYBRID III.	31
FIGURE 23 :	SYSTÈME DE MESURE DE LA POSITION PAR MARQUEURS INFRAROUGES EN FONCTION DU TEMPS	33
FIGURE 24 :	VITESSE D'IMPACT DE LA TÊTE DU MANNEQUIN HYBRID III AU SOL EN FONCTION DE DIVERS TYPES DE DISPOSITIFS DE SÉCURITÉ, COMBINÉS OU NON À LA CEINTURE DE SÉCURITÉ.....	36

LISTE DES TABLEAUX

TABLEAU 1 :	DONNÉES CINÉMATIQUES DE RÉFÉRENCE SUR LA DYNAMIQUE DU RENVERSEMENT DE TYPE STATIQUE.	9
TABLEAU 2 :	PROPRIÉTÉS MÉCANIQUES QUI PERMETTENT DE CALIBRER LES ARTICULATIONS D'UN MANNEQUIN HYBRID III	26
TABLEAU 3 :	TEMPS DES PHASES DU RENVERSEMENT ET VITESSE DE ROTATION DU CHARIOT À L'IMPACT	27
TABLEAU 4 :	RÉSULTATS NUMÉRIQUES DE TESTS RÉELS.....	28
TABLEAU 5 :	DISPOSITIFS ÉVALUÉS LORS DES ESSAIS DE RENVERSEMENTS QUASI-STATIQUES.	32
TABLEAU 6 :	CONDITIONS EXPÉRIMENTALES DES ESSAIS DE RENVERSEMENT STATIQUE AVEC MANNEQUIN ET RÉSULTATS.	35
TABLEAU 7 :	CONDITIONS EXPÉRIMENTALES DES ESSAIS DE RENVERSEMENT STATIQUE (LIMITÉS À 75°) AVEC SUJETS HUMAINS ET RÉSULTATS.	37
TABLEAU 8 :	NIVEAU DE PROTECTION DES DISPOSITIFS DE SÉCURITÉ.	40
TABLEAU 9 :	BILAN DES ÉTUDES SUR LA CEINTURE. (DUQUETTE ET BENOÎT, 1998)	42

LEXIQUE

AIS	« Abbreviated injury scale »
CSST	Commission de Santé et Sécurité au Travail
FOPS	« Falling Object Protection System »
HIC	« Head Impact Criteria »
INRS	Institut Nationale de Recherche en Sécurité (France)
IRSST	Institut de Recherche Robert Sauvé en Santé et Sécurité au Travail (Québec)
PERSEUS	Performance et Sécurité Humaine de l'Université de Sherbrooke (Groupe de recherche)
VIM	Véhicules industriels motorisés

Description des logiciels de modélisation numérique utilisés

MADYMO

MADYMO est un logiciel de simulation dynamique permettant principalement d'étudier l'impact de collisions sur des mannequins anthropométriques. Il a été utilisé pour évaluer le comportement dynamique du cariste lors du renversement du chariot élévateur.

VISUAL NASTRAN 4D

Visual Nastran 4D est un logiciel de simulation numérique permettant principalement de simuler le comportement dynamique de systèmes mécaniques, tel un chariot élévateur par exemple. Il permet de mesurer différents paramètres de vitesse et d'accélération lors de n'importe quelle manœuvre spécifiée par l'utilisateur. Ce logiciel a été utilisé pour caractériser le comportement dynamique du chariot (position, vitesse, accélération, roulis, tangage, lacet) lors de manœuvres de virages à grande vitesse. Il a permis de caractériser la zone de stabilité du chariot élévateur.

SIMULINK

« Simulink est une plateforme de simulation multi-domaine et de modélisation de systèmes dynamiques. Il fournit un environnement graphique et un ensemble de bibliothèques contenant des blocs de modélisation qui permettent le design précis, la simulation, l'implémentation et le contrôle de systèmes de communication et de traitement du signal. Simulink est intégré à MATLAB, fournissant ainsi un accès immédiat aux nombreux outils de développement algorithmique, de visualisation et d'analyse de données de MATLAB. » *Source : Wikipédia*

Description des types de renversement présentés

En général, dans la littérature, on parle toujours de deux types de renversements :

1. renversement quasi-statique, i.e. un renversement sans vitesse d'avance ou de recul du chariot; et
 2. renversement dynamique, i.e. un renversement avec vitesse d'avance ou de recul du chariot.
-

1. INTRODUCTION

Au Québec, 65% de tous les accidents graves concernant les VIM impliquent des chariots élévateurs à contrepoids de 2 à 3 tonnes (Tellier, 1995a). Chaque année, près de 700 accidents impliquant ce type de chariot sont répertoriés au Québec. Ces accidents occasionnent à la CSST des déboursés moyens de 2,7 millions de dollars par année. Bien que le renversement frontal puisse survenir, le renversement latéral constitue la cause principale d'accidents de chariots élévateurs. Trente et un pourcent des cas d'accidents graves et mortels y sont directement reliés. Cela représente 4 morts par année (Tellier, 1995b), pour un total estimé à 1,5 M de dollars en indemnités versées annuellement par la CSST aux familles des caristes décédés au travail (Généreux et coll., 2003).

Selon les statistiques des décès associés aux renversements, on peut déterminer qu'un cariste qui est victime d'un renversement latéral a 77 % de risque de décéder (Tellier, 1995a). Sur 22 cas de renversements répertoriés au Québec (Tellier, 1995a), 17 ont été mortels. Dans 12 cas, les victimes ne portaient pas de ceinture de sécurité et la plupart des opérateurs sont morts écrasés par la structure du chariot, suite à une expulsion ou en ayant tenté de sauter. Bien que la littérature ne précise pas les traumatismes ayant engendré la mort des autres victimes, selon les données analysées, il est probable qu'elles aient subi des traumatismes crâniens lors de la collision de la tête avec le sol. Il y a donc un besoin évident d'améliorer la sécurité des caristes lors des renversements, principalement pour éviter l'écrasement par la structure du chariot, mais aussi pour limiter la gravité des chocs à la tête.

À cet effet, diverses avenues existent. Par exemple, les manufacturiers de chariots prescrivent déjà le port de la ceinture de sécurité pelvienne. De plus, en cas de renversement, les avis de sécurité installés sur les chariots élévateurs indiquent de se cramponner au volant et de se pencher du sens opposé au renversement. Ces recommandations ont d'ailleurs été appuyées par Carlin et Sances, (2000). À notre connaissance, bien que ces avenues n'impliquent pratiquement aucun investissement, il n'y a aucune étude qui ait démontré l'efficacité de ces recommandations pour protéger le cariste lors du renversement. Certaines études suggèrent même que la ceinture soit à proscrire, car elle causerait un « coup de fouet » lors du renversement et augmenterait ainsi la vitesse d'impact de la tête au sol (King, 1981 ; Alem, 1985). Le port de la ceinture semble également reconnu dans le milieu comme un facteur diminuant la productivité et le champ de vision du cariste. Il n'est donc pas surprenant que, selon les intervenants, peu de caristes la portent.

D'autres alternatives de protection sont aussi disponibles sur le terrain pour protéger le cariste en situation de renversement latéral. On trouve par exemple : les accoudoirs, les portillons, les sièges enveloppants ou à oreilles et les portes complètes. Ces systèmes ont tous comme philosophie de retenir le cariste à l'intérieur de l'habitacle afin d'éviter qu'il ne soit écrasé par le chariot. Toutefois, la littérature n'indique aucun résultat concret sur l'efficacité de tels dispositifs à maintenir le cariste dans le chariot, même qu'on y retrouve des résultats contradictoires (Duquette et Benoît, 1998). De plus, l'efficacité de tels dispositifs apparaît nulle contre le renversement frontal et/ou les chocs de la tête au sol et/ou sur la structure du chariot. Ces alternatives étant présentement disponibles sur le marché, il existe donc un besoin de statuer sur leur efficacité.

Prendre position sur l'efficacité des dispositifs de protection du cariste n'est pas une tâche simple. D'une part, la réalisation de tests d'efficacité sur le terrain présente une difficulté importante au niveau de la sécurité. En effet, l'approche la plus évidente est de tester les dispositifs dans des situations de renversement réelles. Évidemment, l'utilisation de caristes humains n'est pas possible dans une telle situation pour des questions de sécurité. De plus, l'utilisation de mannequins exige d'avoir des chariots télécommandés et d'utiliser des chariots pouvant subir des renversements répétés. Cette avenue nécessite des investissements importants. D'autre part, selon la littérature, on ne connaît pas encore précisément toutes les situations qui mènent au renversement. Ainsi, si un système de protection est efficace dans un renversement latéral sans vitesse d'avance ou de recul, il peut être inutile dans le cas d'un renversement issu de la poursuite d'une trajectoire en « J » prise à haute vitesse. Dû au manque de compréhension de la dynamique des chariots élévateurs et des facteurs menant au renversement, il n'est donc pas possible de statuer à 100% sur l'efficacité d'un dispositif si on utilise une approche aveugle de tests sur le terrain sans avoir déterminé un protocole de tests.

Une approche alternative aux tests sur le terrain consiste à créer un modèle dynamique du chariot et du cariste pour déterminer les conditions menant au renversement et évaluer l'efficacité des différents systèmes de protection dans ces conditions. Cette approche a été proposée par Duquette et Benoît (1998) et un projet de recherche a été démarré par Gou et coll. en 2003 afin d'élaborer un tel modèle sur la plateforme de simulation MADYMO. L'utilisation d'un modèle de ce genre permet de tester tout système de protection à des coûts moindres et sans danger.

Certains travaux devaient toutefois être complétés sur le modèle MADYMO avant qu'il soit fonctionnel. Les propriétés mécaniques des articulations du mannequin simulant le cariste devaient être déterminées et implantées dans le modèle. Le contact des mains du mannequin devait aussi être défini. Finalement, la cinématique de renversement devait être déterminée pour le cas du virage en « J » et servir de donnée d'entrée au modèle MADYMO.

Les objectifs initiaux de notre projet de recherche avaient donc pour but :

1. de calibrer le modèle MADYMO en intégrant les propriétés mécaniques appropriées au cariste virtuel (i.e. le mannequin) du modèle;
2. de valider le modèle à l'aide de tests expérimentaux de renversement en collaboration avec l'INRS en France; et
3. d'utiliser le modèle pour statuer sur l'efficacité des différents dispositifs de protection, tant pour des situations de renversements latéraux sans vitesse d'avance ou de recul du chariot (appelé quasi-statique) que pour des trajectoires en « J ».

Suite aux premières rencontres avec le comité de suivi du projet, les intervenants nous ont clairement indiqué que la question première était de déterminer si le port de la ceinture de sécurité pelvienne était efficace pour protéger le cariste. Suite aux réflexions du groupe de recherche, nous en sommes venus à la conclusion que pour répondre à une telle question, il demeurerait nécessaire de statuer aussi sur l'efficacité de tout système de protection présentement disponible sur le marché. En effet, la ceinture n'étant pas bien perçue par les utilisateurs sur le terrain, même si la ceinture s'avérait efficace, nous ferions face à la critique du milieu tant que

nous n'aurions pas testé d'autres systèmes apparemment plus pratiques sur le terrain. Le comité de suivi nous a aussi indiqué que de tester les dispositifs pour un renversement latéral quasi-statique et en « J » n'était peut-être pas suffisamment représentatif pour statuer sur l'efficacité d'un dispositif. Un dispositif doit être efficace pour toute situation pouvant causer un renversement. Or, à l'heure actuelle, on ne connaît pas toutes ces situations et chacune implique une cinématique différente du chariot et, par conséquent, du cariste.

Malgré cette incertitude, le groupe de recherche a décidé de poursuivre les objectifs initiaux du projet, pour les deux situations de renversement prévues : quasi-statique et dynamique (virage en « J »). Bien que ces situations puissent ne pas représenter toute situation de renversement, l'étude de ces deux situations nous a permis d'approfondir notre compréhension du problème. De plus, il nous apparaissait évident que si les conclusions des travaux arrivent à démontrer que la ceinture ou tout autre dispositif étudié ne sont pas efficaces dans ces deux situations « primitives », elles ne pourraient donc pas l'être d'une façon générale, rendant ainsi inutile toute action visant à déterminer leur efficacité dans toutes les situations de renversement possibles. Bien que cette approche puisse sembler insuffisante au niveau du protocole, les résultats de notre recherche ont démontré qu'elle était tout à fait appropriée et suffisante pour répondre à la question du comité de suivi, i.e. : « doit-on porter la ceinture de sécurité ? »

Les réunions avec le comité de suivi ont donc permis de mieux clarifier les questions qui devaient être étudiées à l'aide du modèle MADYMO et des tests expérimentaux de renversement, i.e. :

Question 1 : Est-ce que les portillons*, les accoudoirs et les sièges à oreilles sont efficaces pour éviter l'expulsion dans toute situation de renversement?

Question 2 : Est-ce que les portillons, les accoudoirs, les sièges à oreilles ainsi que la ceinture de sécurité pelvienne peuvent limiter la vitesse d'impact de la tête avec le sol ou les montants latéraux du FOPS à un niveau acceptable pour éviter une lésion grave? et

Question 3 : Est-ce que se caler ou se cramponner sont des actions efficaces pour éviter l'expulsion et/ou limiter la vitesse d'impact de la tête avec le sol ou le FOPS ?

* *Ne pas confondre portillons et porte complète. Les portillons sont en règle générale équivalents à une demi-porte.*

Le but premier de notre projet de recherche était donc de mener des études théoriques et expérimentales afin de répondre à ces trois questions. Pour y parvenir, il nous fallait définir certains paramètres d'analyse et les critères de performance des dispositifs testés. Du côté des paramètres d'analyse, on retrouve : les vitesses de renversement d'un chariot en fonction de diverses conditions de renversement et l'influence des bras du cariste sur sa cinématique. Pour ce qui est des critères de performance des dispositifs testés, deux ont été retenus: la vitesse d'impact de la tête au sol et la capacité de maintenir le cariste à l'intérieur de l'habitacle. La stratégie de recherche présentée au chapitre 2 a permis d'orienter nos actions afin de définir ces paramètres d'analyse et de performance, tel que présenté au chapitre 3. Par la suite, les essais expérimentaux présentés au chapitre 4 ont permis d'évaluer l'efficacité des dispositifs de sécurité.

2. APPROCHE SCIENTIFIQUE

Afin de répondre aux trois questions énumérées dans l'introduction, nous avons établi un plan de recherche en trois phases illustré à la Figure 1. Les lignes pleines représentent la stratégie suivie pour la réalisation du projet de recherche tandis que les lignes pointillées représentent ce qui n'a pas encore été complété au cours du projet.

2.1 Phase I : Précisions sur les questions de recherche

La phase I, « précision des questions de recherche », avait pour but de clarifier les questions de recherche par rapport aux travaux effectués auparavant et de bien identifier les résultats attendus du projet. Afin de mieux comprendre, les trois questions à l'étude sont ici reprises et précisées.

Question 1 : Est-ce que les portillons, les accoudoirs et les sièges à oreilles sont efficaces pour éviter l'expulsion dans toute situation de renversement ?

NOTE 1.1 : Nous n'avons pas à statuer sur le cas de la ceinture de sécurité pelvienne car si celle-ci est portée, il est évident que le bassin du cariste et une bonne partie du tronc et des membres inférieurs seront maintenus dans l'habitacle du chariot, évitant ainsi l'expulsion du cariste. De plus, dans le cas d'un renversement quasi-statique latéral, la ceinture n'est pas opérationnelle tant que le chariot n'a pas frappé le sol, car le cariste et le chariot suivent sensiblement la même cinématique tout au long du renversement, jusqu'au moment de l'impact avec sol. Malgré tout, la ceinture n'empêche pas le haut du tronc et/ou la tête de sortir de l'habitacle dans le cas de renversements à plus haute vitesse, spécialement lors d'un virage en « J ». Toutefois, s'ils sortent de l'habitacle et que la ceinture est fonctionnelle, ils ne devraient pas se retrouver coincés entre la structure du chariot et le sol.

NOTE 1.2 : Bien que le projet soit restreint à l'étude du renversement latéral, nous avons tenté de répondre à cette question d'une façon plus générale.

NOTE 1.3 : Les modèles de portillons, accoudoirs et sièges à oreilles ne sont pas précisés à cette étape. Pour les études théoriques, cette précision n'était pas non plus nécessaire, car seul le comportement global du cariste ainsi que la cinématique du chariot étaient recherchés afin de définir les paramètres d'étude qui seraient évalués lors des essais expérimentaux. Pour l'étude expérimentale, nous avons utilisé les dispositifs présents à l'INRS en France.

NOTE 1.4 : Il n'était pas nécessaire de faire ici une étude spécifique pour les portes complètes car il est évident que si celles-ci sont installées correctement et sont mécaniquement robustes, elles empêcheront le cariste d'être expulsé dans toute situation de renversement latéral. Elles ne sont a priori d'aucune utilité pour les renversements frontaux. Toutefois, elles peuvent avoir comme rôle « positif » d'empêcher le cariste de sauter lors du renversement.

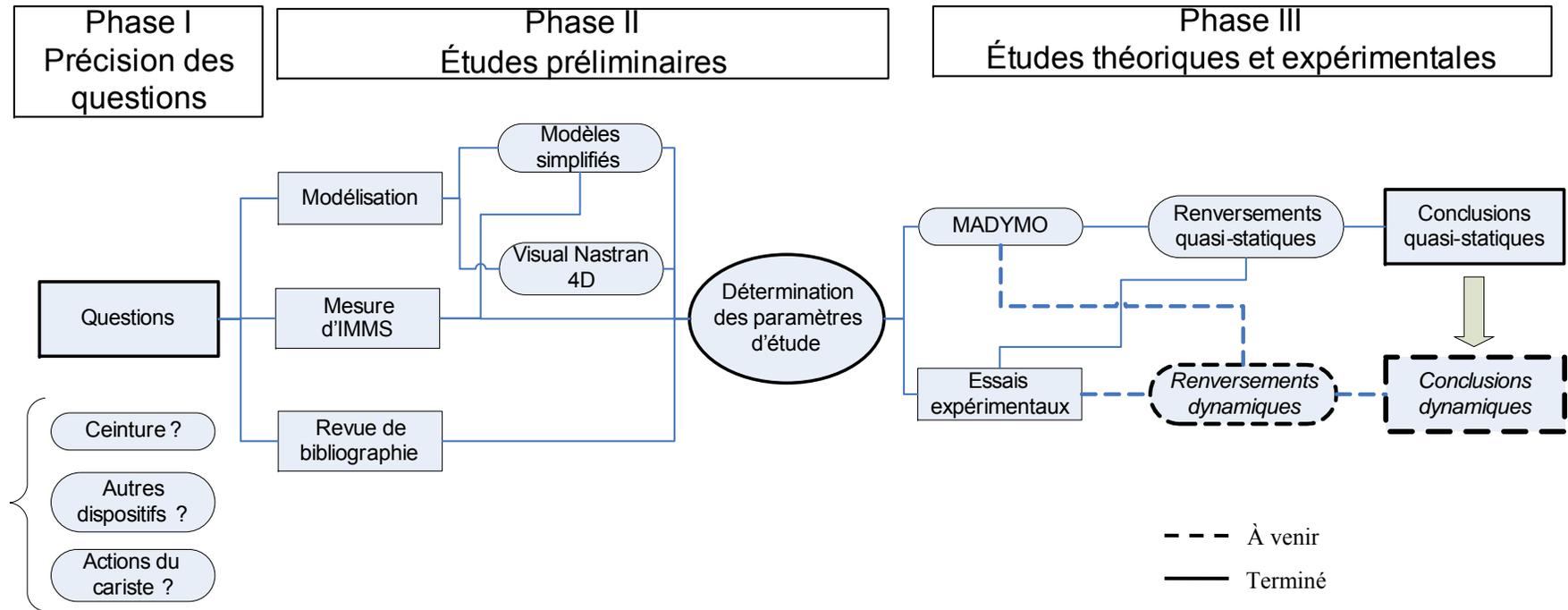


Figure 1 : Schéma de la méthodologie de recherche utilisée.

Question 2 : Est-ce que les portillons, les accoudoirs, les sièges à oreilles ainsi que la ceinture de sécurité pelvienne peuvent limiter la vitesse d'impact de la tête avec le sol ou les montants latéraux du FOPS à un niveau acceptable pour éviter une lésion grave ?

NOTE 2.1 : Tel que mentionné en introduction, deux lésions majeures peuvent survenir lors du renversement. Le coincement du corps sous le chariot, qui est abordé par la première question et un choc à la tête, qui est l'objet de la deuxième question. Le critère d'efficacité est ici exprimé en termes de vitesse à la tête et non en termes d'une valeur de HIC communément utilisée dans la littérature. Nous avons préféré utiliser la vitesse de la tête, car le HIC dépend des propriétés mécaniques du sol avec lequel la tête entre en contact. Puisque ce sol est inconnu ou très variable, la vitesse nous apparaît plus simple et plus précise comme critère d'efficacité. De plus, le HIC a été développé dans le cadre de situation de chocs frontaux à la tête, une situation très différente de la nôtre.

Question 3 : Est-ce que se caler ou se cramponner sont des actions efficaces pour éviter l'expulsion et/ou limiter la vitesse d'impact de la tête avec le sol ou le FOPS ?

NOTE 3.1 : D'un point de vue pratique, s'il était possible de trouver une solution de protection qui ne demande aucun investissement matériel, une telle solution serait très bien reçue par le milieu, en autant qu'elle ne nuise pas à la productivité et à l'ergonomie du cariste. Le calage ou le cramponnage au volant lors du renversement sont deux solutions de cette nature qui sont prescrites par les manufacturiers de chariots. La question demeure de connaître leur efficacité.

2.2 Phase II : Études préliminaires

Avant de procéder aux tests expérimentaux à l'INRS et, par la suite, à la calibration du modèle MADYMO, nous avons effectué certaines études préliminaires afin de mieux cerner les types de renversements à analyser ainsi que leurs caractéristiques. Au cours de ces études, des modèles simplifiés de renversements latéraux quasi-statiques avec cariste ont été élaborés pour déterminer grossièrement le potentiel et l'efficacité de chaque système de protection. Cette pré-étude nous a permis de déterminer les détails du protocole des tests expérimentaux qui ont été effectués à l'INRS. En parallèle, un modèle dynamique détaillé d'un chariot élévateur Toyota a été construit sur plateforme de simulation Visual Nastran 4D pour tenter d'identifier les diverses conditions cinématiques qui provoquent le renversement d'un chariot. En identifiant ces conditions, il devient alors possible de déterminer comment les résultats de tests de renversements latéraux quasi-statiques ou en « J » peuvent être extrapolés pour étudier l'efficacité des dispositifs de sécurité pour toute situation de renversement. Le modèle dynamique n'a pas été réalisé sur MADYMO, car l'expert en modélisation qui a élaboré le modèle n'était pas formé sur cette plateforme. De plus, bien que la plateforme MADYMO soit en mesure de simuler ce type de renversement, elle n'est pas appropriée pour effectuer des études dynamiques exhaustives de renversement de véhicules. Finalement, une revue bibliographique a été réalisée afin de comparer les résultats de notre étude avec celles déjà réalisées par d'autres chercheurs.

2.3 Phase III : Études théoriques et expérimentales

La phase III du projet a consisté à calibrer le modèle MADYMO et à le valider à partir des tests expérimentaux de renversement effectués en France à l'INRS de Nancy. Le modèle et les tests effectués à l'INRS ont tous deux permis de répondre à nos trois questions de recherche pour ce qui a trait aux renversements quasi-statiques. Étant donné les résultats obtenus, ceux-ci ont aussi permis de répondre aux trois questions pour les conditions de renversements dynamiques, même si les tests expérimentaux n'ont pu être effectués pour le virage en « J ». En effet, si un dispositif n'est pas efficace pour des renversements quasi-statiques, nous considérons qu'il ne sera d'aucune efficacité pour d'autres conditions de renversement, incluant les renversements dynamiques, i.e. des renversements où la vitesse d'avance ou de recul du chariot est non négligeable. Cette extrapolation est rendue possible car la plupart des renversements dynamiques comprennent une phase de renversement latéral, mais à plus haute vitesse.

Plusieurs intervenants du milieu, à qui nous avons présenté cette approche, demeurent sceptiques quant à son étendue d'application. La plupart considèrent que si on doit évaluer l'efficacité d'un dispositif, on doit aussi le faire pour le renversement dynamique explicitement et même pour tout type de renversement. Ceci serait le cas :

1. si les résultats du projet avaient démontré que les dispositifs sont efficaces en renversements latéraux quasi-statiques;
2. si le degré d'efficacité de certains dispositifs (ceinture de sécurité et porte complète) n'était pas trivial (il est clair que la présence d'une porte complète empêchera un cariste d'être expulsé du chariot dans tout renversement); et
3. si aucun modèle mécanique ne nous permettait d'extrapoler les résultats à toute condition de renversement.

2.4 Critères d'efficacité d'un dispositif

Au cours de ce projet, nous avons comme prémisse qu'un dispositif est jugé efficace :

1. s'il évite une « expulsion » du cariste lors d'un renversement; et
2. s'il évite un choc important à la tête.

L'expulsion est une condition essentielle, car la majorité des décès sont dus à l'écrasement du cariste entre la structure du chariot et le sol. L'expulsion peut être involontaire ou volontaire. Cependant, dans les deux cas il ne s'agit pas vraiment d'une expulsion dans le sens habituel du terme. L'expulsion « réelle » n'est possible que dans le cas de renversements dynamiques. En effet, contrairement aux croyances de plusieurs intervenants du milieu, il est impossible d'être expulsé du chariot lors d'un renversement quasi-statique. Lors d'un tel renversement, le cariste et le chariot ont à peu près la même cinématique jusqu'à ce que le chariot frappe le sol. À ce point, le cariste est tellement proche du sol qu'il ne peut se retrouver expulsé du chariot, à moins que le chariot rebondisse sur le sol et que le cariste glisse sous la structure. Ce scénario semble toutefois irréaliste lorsqu'on analyse les simulations effectuées par notre modèle de chariot. Par contre, en renversement dynamique, la situation est différente. En effet, lors de cette situation, le cariste et le chariot ont tous deux une quantité de mouvement non négligeable. Celle du chariot va varier

en fonction de la trajectoire suivie et de l'accélération ou la décélération du chariot contrôlée par le cariste. La quantité de mouvement du cariste sera donc équivalente à celle du chariot s'il réussit à s'y maintenir accroché. Cependant, s'il n'y arrive pas, le cariste aura un mouvement relatif important par rapport au chariot, suivant une trajectoire qui dépend de plusieurs facteurs : vitesse d'avance du chariot, angle de braquage, etc. C'est ce mouvement relatif par rapport au chariot qui est qualifié d'expulsion.

L'expulsion peut aussi être volontaire. Elle est volontaire si le cariste décide de sauter du chariot lors du renversement. Dans ce contexte, certains considèrent qu'un dispositif peut être efficace s'il empêche ou dissuade le cariste de sauter du chariot. Nous sommes d'accord avec ce point de vue, mais on ne doit pas oublier que le dispositif doit aussi remplir notre deuxième condition, à savoir d'éviter un choc important à la tête.

D'ailleurs, qu'est-ce qu'un choc important à la tête ? Plusieurs études antérieures ont utilisé le critère HIC pour déterminer le degré d'importance d'un choc. D'une part, le HIC a été développé pour des impacts frontaux à haute vitesse et sa validité, à notre connaissance, n'a pas été démontrée pour des impacts latéraux à basse vitesse. D'autre part, nous croyons qu'une telle approche n'est pas très pratique, car elle nécessite : soit mesurer la vitesse de la tête tout au long du choc, soit de la simuler par modèle numérique. Dans les deux cas, cela demande des travaux de grande envergure, dont la caractérisation des propriétés mécaniques du sol et de la tête/cou du cariste. Vu la complexité de tels travaux, nous ne pourrions même pas en garantir le succès.

Une approche alternative consiste à utiliser le niveau de vitesse de la tête tout juste avant l'impact. Il semble reconnu qu'une valeur de 16 km/h est jugée critique pour l'occurrence des blessures graves, tel que spécifié dans Vercace, (1971) et l'étude de Got et al, (1978), citées par Johnson (1988). Ce critère est simple et permet d'évaluer de manière comparative tous les dispositifs de sécurité sélectionnés. De plus, compte tenu des faibles vitesses d'impact du corps, nous jugeons que tout critère de traumatisme thoracique, abdominal, cervical ou aux membres est inutile, car ces traumatismes ne mettent pas la vie des caristes en danger.

3. ÉTUDES PRÉLIMINAIRES

3.1 Revue Bibliographique

Une revue de littérature exhaustive de la problématique du renversement latéral et des systèmes disponibles pour la protection des caristes est donnée dans le rapport de l'IR SST réalisé en 1998 par Duquette & Benoît. De ce rapport, nous avons besoin de retenir certaines données essentielles à la réalisation des protocoles de modélisation et d'expérimentation. Ces données sont présentées au Tableau 1.

Tableau 1 : Données cinématiques de référence sur la dynamique du renversement de type statique.

Temps de renversement	1.4 s par simulation (Duquette et Benoît, 1998) 1.3 s expérimental 1.05 s en moyenne [IASS, 1986) (Duquette et Benoît, 1998)
Temps de bascule	1.1 à 1.9 s (IASS, 1986) 1 à 1.5 s (IASS, 1986)
Vitesse d'impact des épaules au sol	9.6 à 20 km/h (Johnson,1998)
Vitesse d'impact du haut du FOPS au sol	18.2 à 23.0 km/h (Johnson,1998)

3.2 Modélisation

3.2.1 Buts des modèles dynamiques sur MADYMO et autres plateformes

L'évaluation d'un dispositif qui a pour fonction de protéger un humain contre une situation dangereuse est une tâche difficile à réaliser. D'une part, les tests sur des humains sont, la plupart du temps, non envisageables de façon éthique. D'autre part, étant donné nos connaissances limitées sur la mécanique lésionnelle de l'humain, il est souvent difficile de modéliser la situation avec un réalisme suffisant pour couvrir « parfaitement » la situation à risque. Toutefois, un modèle n'a pas pour but de représenter parfaitement un phénomène (bien que ce soit souhaitable), mais plutôt de fournir un outil d'analyse avec une validité suffisante pour répondre à une ou des questions spécifiques. Si ces questions sont suffisamment précises et limitées dans leurs portées, une approche par modélisation s'avère très intéressante pour y répondre, même si le modèle ne représente qu'une partie de la réalité.

L'évaluation de l'efficacité des dispositifs de protection pour les chariots élévateurs s'inscrit dans ce contexte. Malgré plusieurs études antérieures avec des mannequins et des cascadeurs, les intervenants ne semblent toujours pas suffisamment éclairés pour statuer sur l'efficacité des dispositifs. Cette lacune est attribuée au fait que les situations testées ne sont pas assez représentatives. Par conséquent, les résultats obtenus de ces études ne peuvent pas être extrapolés à des situations plus réalistes. C'est pour cette raison que Duquette et Benoît (1998) en sont

venus à la conclusion que la modélisation est essentielle pour répondre aux questions des intervenants pour toutes situations de renversement.

Suivant les conclusions de Duquette et Benoît (1998), l'IRSST a supporté ce présent projet de recherche, car elle était intéressée à développer un modèle dynamique de chariot-cariste-dispositif de sécurité qui serait en mesure de simuler des renversements jusqu'à l'impact avec le sol. Le projet de recherche avait pour but spécifique de calibrer et valider ce modèle créé sur la plateforme de simulation MADYMO. Ce modèle a été mis sur pied par l'École Polytechnique de Montréal il y a quelques années. Tel que prévu, la validation n'a été faite que pour le renversement latéral quasi-statique à l'aide de tests effectués à l'INRS en France. Le modèle a par la suite été utilisé pour tenter de répondre aux trois questions posées en introduction.

L'approche par modélisation a toutefois nécessité une étape préliminaire de modélisation qui visait différents objectifs. Premièrement, des modèles dynamiques simplifiés de renversement latéral ont dû être effectués, car le protocole de test et la conception du banc d'essai en France devaient être élaborés pour le renversement quasi-statique latéral. Plusieurs paramètres du protocole de test devaient être identifiés à l'aide de ces modèles: le profil de vitesse de renversement, la vitesse maximale à l'impact, le besoin de tester un mannequin muni de mains mécaniques, le besoin d'étudier des sujets humains, la géométrie de la structure de renversement et les positions de mesure à suivre par caméra. De tels modèles ont l'avantage de pouvoir établir leur validité par des moyens peu dispendieux et d'une façon rapide, comparé au modèle développé sur la plateforme MADYMO. Les résultats obtenus de tels modèles sont toutefois moins précis et moins détaillés.

Deuxièmement, en vue de préparer le terrain pour la modélisation et les tests de renversements latéraux pour les cas des renversements dynamiques, nous devons définir des cinématiques représentatives de renversement d'un chariot. Ces cinématiques seraient implantées comme entrées au modèle dynamique MADYMO et comme données de conception pour un banc de test de renversement en « J », banc qui serait éventuellement fabriqué à l'INRS. Le plan d'action initial était de tirer profit des études effectuées par l'INRS sur un chariot instrumenté. Ce chariot a servi à étudier les paramètres cinématiques menant à un renversement sur terrain asphalté. À partir des résultats de ces essais, l'INRS a subséquemment développé un modèle dynamique (sur une plateforme du même type que Visual Nastran 4D, soit: « Solid Dynamics ») qui avait comme objectif de simuler le renversement tel qu'observé lors des tests expérimentaux. Cependant, suite au développement du modèle, ils ont trouvé que le renversement n'était possible que pour un coefficient de frottement pneu-sol supérieur à ce qui est physiquement possible. Nous devons donc passer à l'action afin de trouver une façon de définir les paramètres de renversement d'un chariot élévateur.

Devant cette difficulté, nous avons préféré effectuer notre propre modélisation dynamique de la trajectoire en « J » sur une plateforme de simulation que nous connaissions (Visual Nastran 4D) et qui était très bien maîtrisée par un des ingénieurs du groupe de recherche PERSEUS. Assisté par SIMULINK, pour la modélisation du comportement dynamique de sous-systèmes complexes tels que les pneus, le modèle était en mesure de simuler un renversement lors d'un virage en « J », notamment pour un coefficient de frottement réaliste. De plus, l'étude paramétrique effectuée avec le modèle nous a permis de bien définir les conditions de renversement

dynamique et de mieux cerner les cinématiques de renversement qui seraient plus représentatives dans des études de simulation sur MADYMO et d'expérimentations avec mannequin et/ou sujets humains. Par manque de temps, cette étape de validation n'a pu être complétée à l'intérieur du projet, que ce soit au niveau de la simulation sur MADYMO ou pour l'expérimentation de renversements dynamiques.

3.2.2 Modèles dynamiques simplifiés de renversement latéral

À partir des mesures d'impédance mécanique du membre supérieur du cariste (IMMS) présentées à la section 3.3, nous avons été en mesure de développer un modèle analytique (voir Figure 2) permettant de comprendre l'impact de se cramponner sur le comportement dynamique du cariste lors du renversement. En fonction de la rigidité obtenue au niveau des épaules selon la force de poussée et de préhension du volant par le cariste, nous avons été en mesure d'estimer la vitesse d'impact de la tête au sol, critère primordial pour la sécurité du cariste. Il ne sert effectivement à rien de faire des essais de cramponnage et de calage avec mannequins et humains si de telles actions n'ont aucune influence sur la cinématique du cariste lors du renversement.

Comme conditions de simulation, on considère le cariste attaché et son bassin ne bougeant pas. Les forces de retenue sont appliquées au niveau des épaules et les vitesses initiales de rotation du cariste sont choisies selon les valeurs d'impact au sol du FOPS retrouvées dans la littérature, soit entre 18 et 23 km/h, et le cou est considéré rigide.

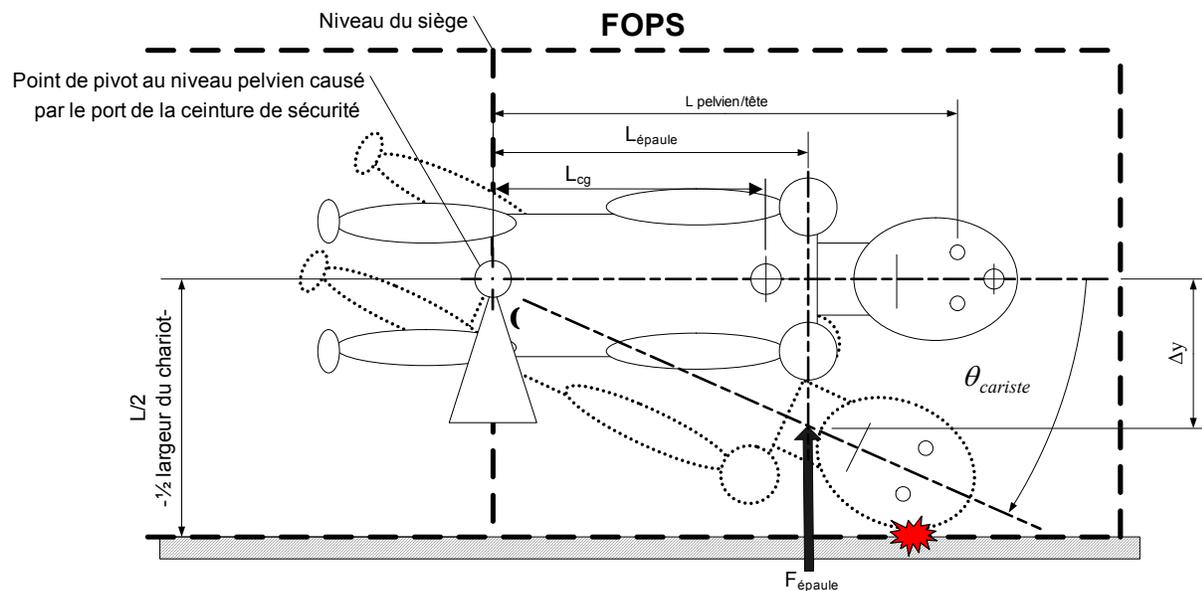


Figure 2 : Modèle simplifié utilisé pour l'analyse de la vitesse d'impact de la tête au sol avec le port de la ceinture de sécurité pelvienne en fonction de la rigidité des bras.
 ($\dot{\theta}_0 = \omega_{\text{après impact}}$)

Lorsque le chariot fait contact avec le sol, le cariste possède une quantité de mouvement angulaire importante par rapport au point fixe « O ». Cette quantité de mouvement doit être « absorbée » si on veut éviter le contact de la tête au sol. Les forces exercées par les membres supérieurs, qui sont en contact avec le volant, sont transmises au corps afin de diminuer cette quantité de mouvement. Toutefois, le temps pendant lequel ces forces sont utiles est limité, car le cariste se trouve déjà près du sol lorsque le chariot entre en contact avec ce dernier.

On peut modéliser l'effet des membres supérieurs par l'ajout d'un ressort virtuel au niveau de l'épaule, de telle sorte que la force transmise par les membres supérieurs à l'épaule est donnée par :

$$F_{\text{épaule}} = K_{\text{épaule}} \Delta y. \quad (\text{Éq. 3-1})$$

La dynamique du cariste, autour du point fixe « O », après l'impact du chariot contre le sol, s'exprime alors par:

$$\therefore I_{\text{cariste}_{O_z}} \ddot{\theta}_{\text{cariste}}(t) = m_{\text{cariste}} g L_{\text{cg}} \cos \theta_{\text{cariste}}(t) - K_{\text{épaule}} L_{\text{épaule}}^2 \sin(\theta_{\text{cariste}}). \quad (\text{Éq. 3-2})$$

La vitesse d'impact mesurée au niveau de la tête correspond à :

$$V_{\text{impact}} = L_{\text{pelvien-tête}} * \omega_{\text{impact}} \quad (\text{Éq. 3-3})$$

où : ω_{impact} correspond à la vitesse de rotation au moment de l'impact de la tête au sol.

La rigidité au niveau de l'épaule a été mesurée lors des essais réalisés dans Bourret (2006) pour divers niveaux de force de poussée et de préhension. Selon les mesures effectuées (Bourret, 2006), pour une force de préhension moyenne de 60% de la force de contraction maximale, la rigidité transversale au niveau de la main serait de l'ordre de 500 à 800 N/m selon les sujets. En demeurant conservateur, si on ajoute la force de poussée (60 % de la force de poussée maximale), on réussit en moyenne à augmenter cette valeur jusqu'à 1000 N/m. En considérant l'autre main, on pourrait donc s'attendre à atteindre un niveau de rigidité de l'ordre de 1000 à 2000 N/m selon les cas. Selon les résultats du modèle présentés à la Figure 3, cela aurait pour effet de faire diminuer la vitesse d'impact de 20 à 13 km/h dans le meilleur cas (vitesse d'impact du FOPS au sol de 18 km/h) et de 23 à 16 km/h dans le pire des cas (vitesse d'impact du FOPS au sol de 23 km/h). On réalise donc que les recommandations des constructeurs sur le cramponnage et le calage ne sont pas efficaces à elles seules pour éviter tout contact de la tête avec le sol, même avec le port de la ceinture de sécurité. Bien qu'elles réduisent la vitesse d'impact au niveau de la tête, ces actions n'empêchent pas le contact de la tête au sol, ce qui peut conduire à de graves blessures, considérant que, dans le pire des cas, le cariste n'arrive pas à descendre sous la barre critique des 16 km/h.

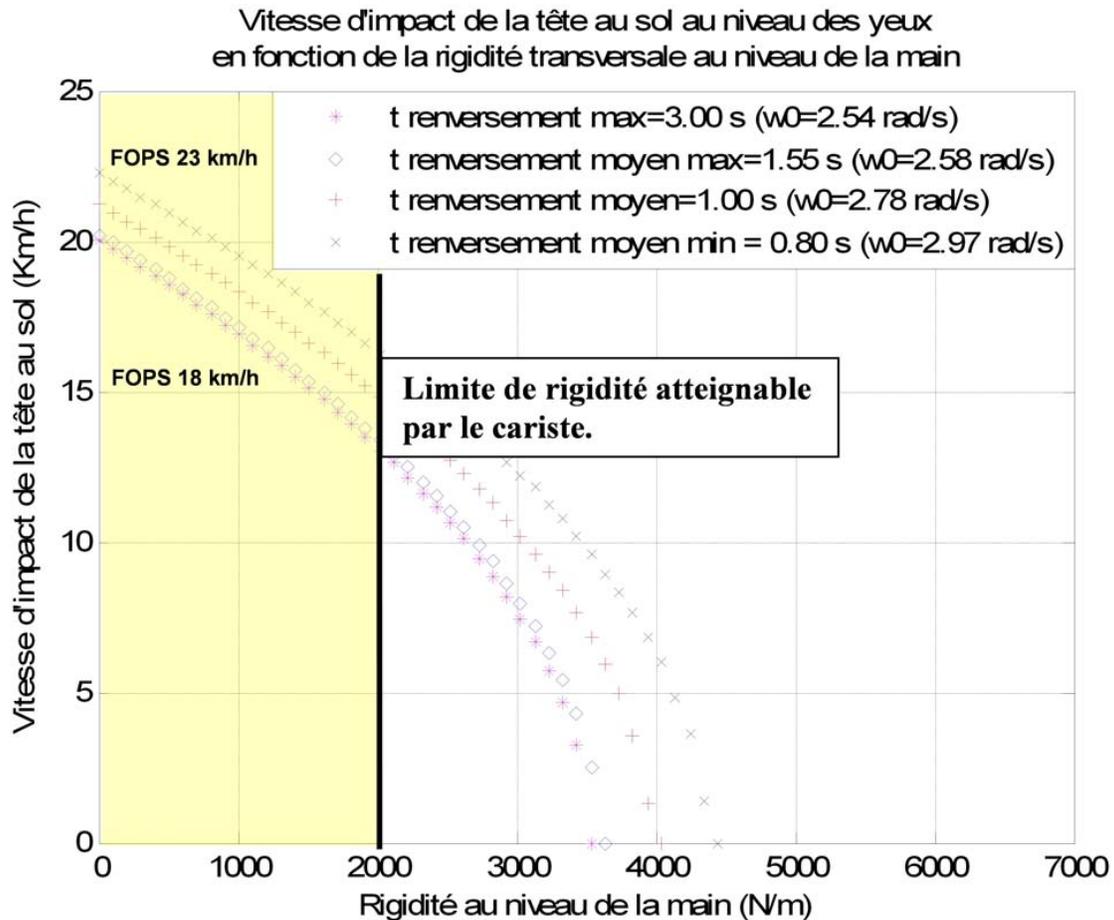


Figure 3 : Vitesse d'impact de la tête au sol en fonction de la rigidité transversale de la main pour différentes vitesses de rotation initiales du chariot (Bourret, 2006).

Dans le rapport déposé par Duquette et Benoît (1998), « les études expérimentales de renversement latéral statique impliquant un sujet humain (cascadeur) démontrent que l'opérateur a tendance à résister de façon instinctive à la chute latérale du chariot, que la force qu'il doit déployer pour résister au renversement semble se situer à l'intérieur de ses capacités de force et que la façon la plus efficace de résister aux forces exercées sur le haut de son corps est d'agripper le volant, de se pencher vers l'avant, au-dessus de celui-ci, et de s'éloigner du point de chute (Entwisle et Moffatt, 1992; Johnson, 1988). » Toutefois, encore selon Duquette et Benoît (1998), « on peut facilement croire qu'en situation dynamique, ce comportement n'est pas toujours possible ou utilisé. De plus, les résultats des tests expérimentaux et de la modélisation prouvent que s'il n'est pas attaché, il y a de fortes possibilités que le cariste soit éjecté latéralement hors de la cabine, frappe le volant avec son tronc et/ou heurte sa tête sous le toit de protection, et/ou sur le sol (Alem, 1985; Johnson, 1988; King, 1981; Melvin et al, 1982). »

Il semble toutefois possible d'éviter contact avec le sol selon les résultats présentés dans Duquette et Benoît, 1998. On peut croire qu'en se cramponnant au volant, les caristes sont en mesure de doubler leur rigidité et ainsi éviter tout contact avec le sol. D'ailleurs, on voit qu'autour de 4000 N/m, il est possible d'éviter une collision de la tête avec le sol. Cependant, en

prenant en considération les facteurs non contrôlables comme le temps de réaction, une telle manœuvre semble impossible dans des conditions réelles de renversement. Malgré tout, à la lumière de ces informations, il est essentiel de tenir compte de ce paramètre dans notre étude.

3.2.3 Modèle du chariot développé sur Visual Nastran 4D

Le modèle de chariot développé dans *Visual Nastran 4D* (cette plateforme est spécifiquement dédiée à l'analyse dynamique de systèmes mécaniques complexes) nous a permis de déterminer les conditions cinématiques des renversements, tant quasi-statiques que dynamiques pour un grand nombre de manœuvres, tel un virage serré, un virage avec charge (charge mobile ou non), un déplacement de marche arrière, une trajectoire sinusoïdale, etc. De plus, il nous a permis de déterminer la zone de stabilité d'un chariot en fonction de la vitesse d'avance de ce dernier et du rayon de braquage. À notre connaissance, il n'existait jusqu'à maintenant aucun modèle dynamique permettant de déterminer les conditions pour lesquelles un chariot renverse. La particularité du modèle développé repose sur l'incorporation d'un modèle dynamique de pneu mieux connu sous le nom de « Magic Formula Tire model » (Pacejka, 1991). Ce modèle de pneu reproduit de façon réaliste le comportement en régime permanent d'un pneu, car il se base sur les propriétés mécaniques expérimentales du pneu. Le modèle du chariot ainsi développé permet de simuler le comportement du chariot et de déterminer avec précision les conditions causant le renversement. De nombreuses simulations ont été analysées afin d'évaluer l'influence de certains facteurs sur la stabilité du chariot en virage. Des facteurs tels que le rayon de braquage, le transport d'une charge et le coefficient de frottement pneu/sol ont été analysés. Les détails de ces essais sont présentés à l'annexe A. Le modèle permet également d'effectuer d'autres manœuvres, comme par exemple un chavirement frontal causé par un freinage excessif avec une charge haute sur l'élévateur. La versatilité du modèle provient du fait qu'il est possible de jouer avec un très grand nombre de paramètres: le braquage des roues de direction, le couple du moteur et de freinage, la hauteur et l'inclinaison de l'élévateur, la pente du terrain, le poids de la charge transportée, les propriétés mécaniques des pneus, le coefficient de frottement pneu/sol et le blocage de l'essieu oscillant des roues arrières. Par contre, le modèle est limité à l'usage d'un terrain parfaitement plat et l'impact ne constitue qu'une estimation grossière de la réalité. Certaines hypothèses simplificatrices, mentionnées dans la section suivante, ont été posées afin d'assurer son fonctionnement. Bien que le cariste ne soit pas modélisé dans ce modèle, la cinématique obtenue par ce modèle peut être utilisée comme « entrée » dans MADYMO afin d'évaluer l'efficacité des dispositifs de protection. En effet, la présence du cariste a peu d'effet sur la cinétique du chariot. Toute simulation effectuée avec le modèle sur Visual Nastran 4D peut être enregistrée sous forme vidéo. Ces vidéos pourraient notamment servir au développement de matériel pour la formation des caristes.

Description du modèle

Le chariot de référence utilisé pour la création du modelé est le modèle 7FB de Toyota, un chariot élévateur électrique de 3,7 tonnes métriques (Figure 4). Notez que ce chariot est équipé d'un système de stabilité active Toyota SASTM qui bloque l'essieu oscillant arrière à l'aide d'un vérin lorsqu'il détecte une situation d'instabilité. Le modèle numérique développé a toutes les caractéristiques de ce chariot ; les dimensions, les propriétés de masse et d'inertie en plus des propriétés mécaniques des pneus. Toutes ces données ont été recueillies dans l'étude de Bruns et

Höppner (2006), dans laquelle ce chariot est entièrement caractérisé expérimentalement dans le but de créer un modèle dynamique numérique réaliste. Cependant, il est à noter que le système de propulsion du chariot, le freinage et la motorisation de l'élévateur n'ont pas été caractérisés dans cette étude. Ainsi, les caractéristiques de ces systèmes retrouvés dans notre modèle sont des estimations basées sur les résultats visuels obtenus. En ce qui concerne le système Toyota SASTM, il n'a pas été modélisé explicitement, mais nous pouvons simuler son action.



Figure 4 : Représentation du chariot 7FB de Toyota. a) Photo avant du chariot 7FB. b) Plan 3D de côté du chariot 7FB. c) Plan 3d arrière du chariot 7FB.

Le modèle numérique est composé de deux sections utilisant chacun un logiciel différent, soit MSC Visual Nastran 4D 2002 v7.0 (ultérieurement nommé VN) et Simulink de MATLAB 6.1. Le logiciel VN est utilisé pour calculer la dynamique du chariot (constitué de corps rigides) et aussi pour calculer les impacts entre le châssis du chariot et le sol. C'est aussi VN qui calcule automatiquement les forces gravitationnelles et les forces d'interaction entre les composantes mobiles du chariot. Puisqu'un modèle d'interaction pneu/sol particulier est nécessaire, Simulink a été utilisé pour calculer les forces d'interaction entre les pneus et le sol. Un des avantages de VN est qu'il est conçu pour fonctionner en parallèle avec Simulink et former une boucle de calcul permettant de programmer des modèles plus élaborés, comme le modèle de pneu « Magic Formula »

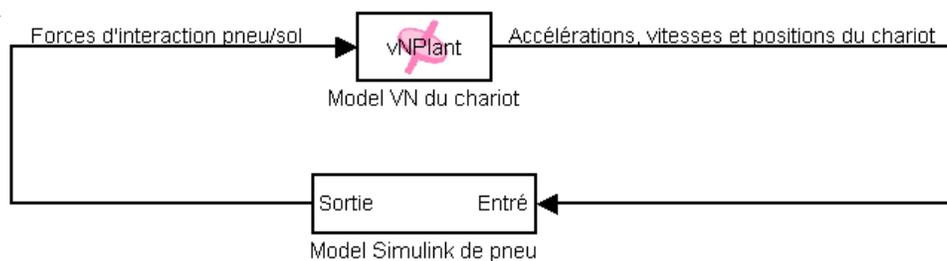


Figure 5 : Intégration du modèle VN du chariot dans Simulink.

Le modèle VN est intégré dans le programme Simulink en tant que bloc nommé vNPlant (Figure 5). Ce bloc représente le modèle dynamique 3D du chariot. En entrée de ce bloc, nous retrouvons les forces d'interaction pneu/sol calculées par le modèle Simulink du pneu. Le logiciel de

simulation VN utilise ces forces pour calculer les nouvelles positions/orientations, vitesses et accélérations qui sont envoyées à la sortie du bloc vNPlant. Ces valeurs sont ensuite utilisées par le modèle Simulink du pneu pour calculer les nouvelles forces d'interaction pneu/sol. Les nouvelles forces d'interaction sont à nouveau entrées dans le bloc vNPlant pour le pas de temps suivant, formant ainsi la boucle de calcul.

Le modèle de pneu programmé dans Simulink se divise en deux grandes sections, soit le calcul des forces de contact et le calcul de forces de frottement entre les pneus et le sol. Les forces de contact représentent la composante verticale des forces d'interaction pneu/sol (F_z , Figure 6). Cette force de contact est modélisée par un système ressort-amortisseur dont la raideur est celle observée expérimentalement dans l'étude de Bruns et Höppner (2006). En ce qui concerne les forces de frottement, elles représentent les composantes horizontales des forces d'interaction pneu/sol. Elles sont constituées de la composante longitudinale à la roue (F_x , figure 6) causée par le couple moteur et de freinage ainsi que de la composante latérale à la roue (F_y , figure 6) causée par l'adhérence du pneu au sol. C'est pour le calcul de cette force latérale que le modèle de pneu « Magic Formula Tire Model » (modèle Simulink du pneu) est utilisé. Il s'agit d'un modèle largement utilisé dans le domaine de la modélisation dynamique de véhicules.

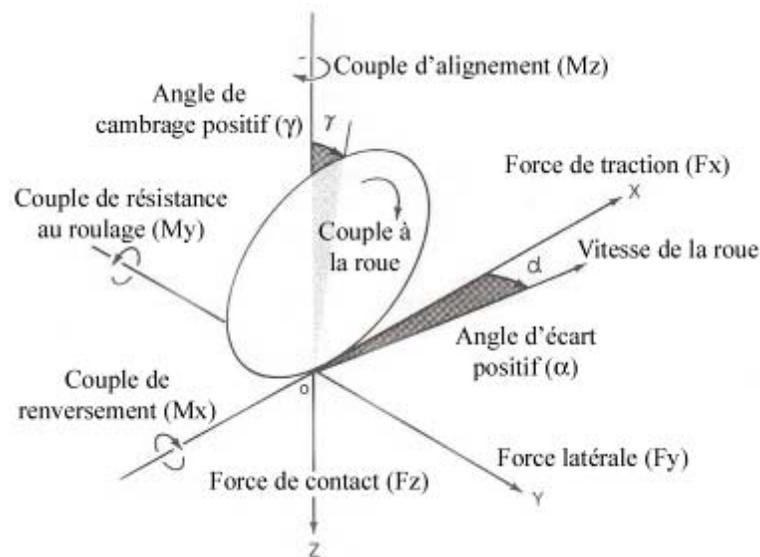


Figure 6 : Composantes des forces d'interaction pneu/sol.

À notre connaissance, ce modèle « évolué » de pneu n'a jamais été utilisé pour la simulation de chariots élévateurs. Ce sont plutôt d'autres modèles de pneu simplifiés qui ont été utilisés, comme le modèle de pneu « Shen » utilisé dans l'étude de Bruns et Höppner (2006). Dans la plupart des études sur la dynamique de renversement des chariots élévateurs, aucun modèle de pneu n'est utilisé. C'est plutôt un mécanisme à pivots qui prescrit la cinématique de la base des roues, comme dans l'étude de Johnson (1988). Dans d'autres études, un champ d'accélération équivalent à la poursuite d'une trajectoire à vitesse constante et pour un rayon de courbure déterminé est directement appliqué sur le chariot (Gou et Aubin, 2003).

Pour obtenir un modèle dynamique réaliste d'un chariot, on doit être en mesure de calculer avec réalisme les forces d'interaction appliquées sur le chariot, c'est-à-dire les forces d'interaction

pneu/sol (ce sont ces forces qui causent le renversement du chariot). C'est pourquoi il est essentiel d'utiliser un modèle de pneu qui reproduit le plus fidèlement ces forces. Le modèle de pneu « Magic Formula » y parvient en utilisant des données recueillies expérimentalement avec de véritables pneus. En effet, les forces latérales sont d'abord mesurées expérimentalement, pour différents angles d'écart « α » et différentes forces de contact « F_z ». Des courbes de performance expérimentales du pneu ont alors été obtenues pour les dix premiers degrés (Figure 7, valeurs recueillies dans l'étude de Bruns et Höppner, 2006). Ensuite, les paramètres du modèle « Magic Formula » sont optimisés pour faire coïncider les courbes de performance théoriques du modèle avec les courbes expérimentales. Le modèle de pneu « Magic Formula » est donc un modèle semi-empirique très proche de la réalité. Par contre, le réalisme de ce modèle est affecté lorsque le coefficient de frottement pneu/sol désiré en simulation diffère du coefficient expérimental. Il a donc été nécessaire d'extrapoler les valeurs expérimentales, avec un coefficient de frottement en laboratoire de 0,62 (pour les courbes de performance expérimentales) et de 0,82 en simulation (Bruns et Höppner, 2006). Le modèle « Magic Formula » perd aussi de son réalisme lorsqu'un couple est appliqué à la roue (produit par le moteur ou les freins) et aussi lorsque la roue s'incline latéralement, car les courbes de performance des pneus sont affectées directement par l'application d'un couple ou par l'inclinaison de la roue. Dans notre modèle, ces variations de couples à la roue et d'inclinaison de la roue sont négligées.

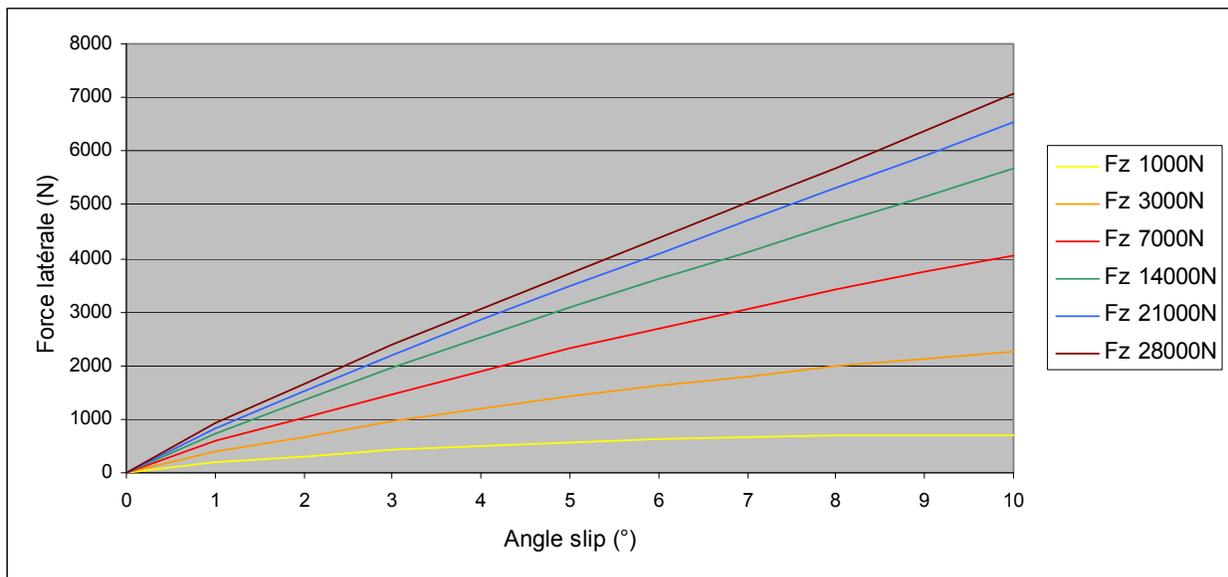


Figure 7 : Courbes de performance expérimentales des pneus avant du modèle 7FB de Toyota.

La valeur de la force latérale appliquée sur la roue est fonction principalement de l'angle d'écart « α » et de la force de contact « F_z ». La relation entre ces variables est visualisée à l'aide des courbes de performance du pneu. Sur le graphique de la Figure 8, les courbes de performance obtenues à l'aide du modèle de pneu « Magic Formula » sont montrées pour quelques valeurs de force de contact « F_z ». Notez que les forces de contact varient de façon dynamique lors d'un virage et d'un chavirement. Par exemple, si un chariot tourne vers la droite avec une certaine

vitesse, la force de contact « Fz » va augmenter pour les roues droites et diminuer pour les roues gauches.

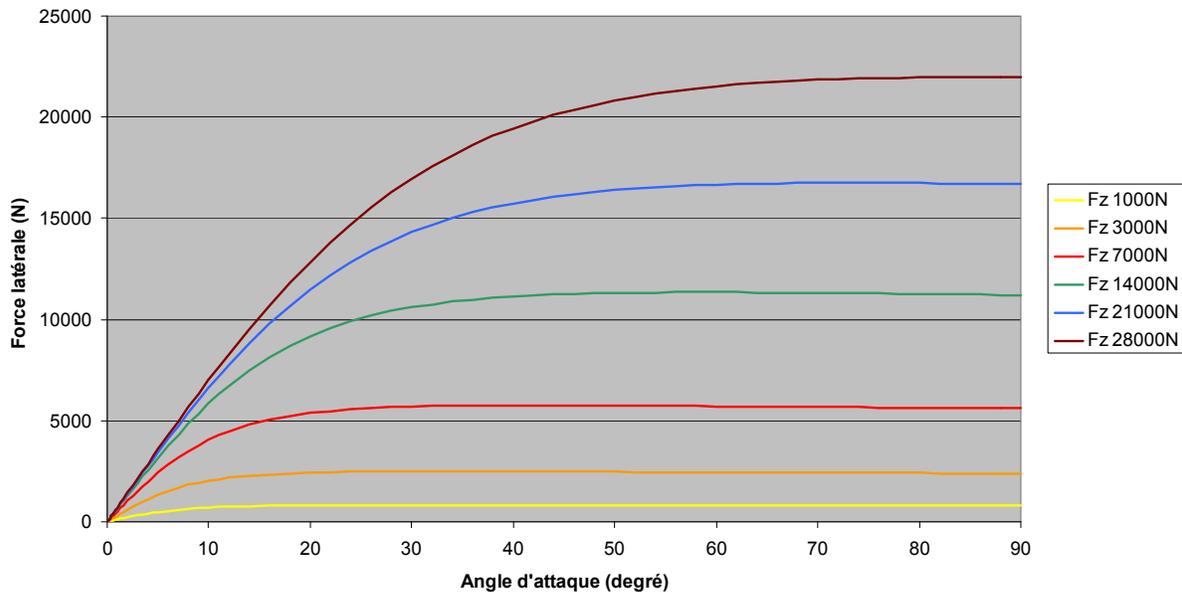


Figure 8 : Courbes de performance des pneus avant du modèle 7FB de Toyota, obtenues avec le modèle de pneu « Magic Formula ».

Deux points doivent être remarqués sur ces courbes de performance: la raideur latérale des pneus et le coefficient de frottement. D'abord, la raideur latérale de la semelle du pneu correspond à la pente initiale des courbes de performance. Sur la Figure 8, on remarque que la raideur latérale augmente lorsque la force de contact « Fz » augmente; elle n'est donc pas constante. Ensuite, on observe sur ces courbes la valeur du coefficient de frottement pneu/sol. En effet, on remarque que la force latérale « Fy » ne dépasse jamais « $0,825 \cdot Fz$ ». La valeur 0,825 correspond donc au coefficient de frottement maximal obtenu en simulation.

Le modèle 3D du chariot a été dessiné à l'aide de SolidWorks en utilisant les dimensions réelles du chariot 7FB de Toyota. Le modèle est composé de corps rigides assemblés de façon à permettre certains degrés de liberté. Entre autres, l'élévateur du chariot peut varier de hauteur et d'inclinaison (Figure 9) par l'activation de vérins. L'essieu arrière peut également pivoter de $\pm 12^\circ$ (Figure 10). Ce pivot peut aussi être bloqué complètement si désiré. Finalement, le mécanisme de direction des roues arrière, composé d'un mécanisme à barres activé par un vérin (Figure 11), permet la direction des roues. Les dimensions de ce mécanisme à barres représentent celles du modèle 7FB (Bruns et Höppner, 2006) et c'est le logiciel VN qui calcule de façon autonome la transmission de la force du vérin jusqu'aux roues.

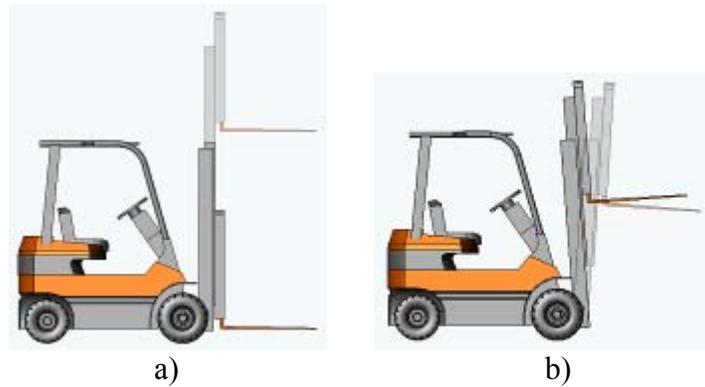


Figure 9 : Mobilité de l'élévateur du modèle numérique de chariot. a) Hauteur variable b) Inclinaison variable.



Figure 10 : Mobilité de l'essieu oscillant de l'axe arrière.



Figure 11 : Mécanisme de direction des roues arrière. a) Image vue de haut du modèle 3D. b) Plan du mécanisme à barres.

Dans le modèle VN, les forces d'interaction pneu/sol calculées par Simulink sont appliquées à la base des roues, au point de contact entre les roues et le sol (Figure 12). Notez que les roues du modèle VN ne tournent pas; elles sont fixées rigidement à l'essieu. Nous établissons l'hypothèse que l'inertie rotationnelle des roues a un effet négligeable sur la dynamique du chariot.



Figure 12 : Point d'application des forces d'interaction pneu/sol

Plusieurs autres hypothèses ont dû être posées pour parvenir à obtenir un modèle suffisamment réaliste tout en évitant de le rendre trop compliqué. Voici une liste des principales hypothèses posées pour le modèle numérique du chariot:

- le sol est modélisé comme étant parfaitement plat;
- les composantes du chariot sont modélisées comme étant infiniment rigides;
- les effets dynamiques et le poids du cariste sont négligés;
- l'effet du cambrage (roulis) sur les propriétés mécaniques des pneus est négligé;
- l'influence des forces « F_x » (composante longitudinale des forces d'interaction pneu/sol) sur les propriétés mécaniques latérales des pneus (courbes de performances « F_y » en fonction d' « α ») est négligée;
- la flexibilité de la semelle des pneus (latérale et longitudinale) n'est pas modélisée, les forces sont alors directement transmises au sol. Cela provient du fait que le modèle de pneu calcule les valeurs correspondant au régime permanent;
- le couple d'alignement « M_z » est négligé;
- la résistance de l'air est négligée;
- les forces de résistance au roulement des pneus sont négligées;
- la déformation des pneus est négligée, créant une erreur de positionnement pour les points d'application des forces d'interaction pneu/sol, mais qu'on considère négligeable;
- Les constantes d'amortissement vertical des pneus ont été estimées de façon visuelle; et
- les coefficients de frottement et de restitution lors d'un impact entre le châssis et le sol ont également été estimés visuellement.

À partir d'un Pentium 4, cadencé à 2,5 GHz et possédant 512 Mo de mémoire vive, le modèle nécessite 0,3 seconde pour le calcul d'un pas d'itération. Puisqu'un chavirement typique nécessite environ une simulation de 4 secondes et que la fréquence de calcul est de 300 à 500 itérations/s, une simulation nécessite alors de 6 à 10 minutes de calcul selon la précision désirée.

Validation théorique du modèle dynamique

Le premier test de validation effectué sur le modèle numérique est la vérification de l'exactitude de la masse et de l'inertie rotationnelle du chariot. Ces valeurs devaient correspondre aux valeurs obtenues expérimentalement dans l'étude de Bruns et Höppner (2006). La procédure consistait à appliquer une force ou un moment (en désactivant la gravité et le contact au sol) et à vérifier que l'accélération coïncide avec les valeurs théoriques. Dans tous les cas, il y a eu une coïncidence parfaite, démontrant que les propriétés d'inertie du modèle et l'algorithme d'intégration numérique de VN sont adéquats.

Puisqu'il s'agit d'un modèle numérique, il est également important de vérifier la convergence et la précision des résultats. Pour ce faire, la position finale du centre de masse du chariot après un virage serré a été analysée pour divers pas d'intégration. Il a été constaté que l'erreur sur la position diminuait au fur et à mesure que le pas d'intégration diminuait (Figure 13).

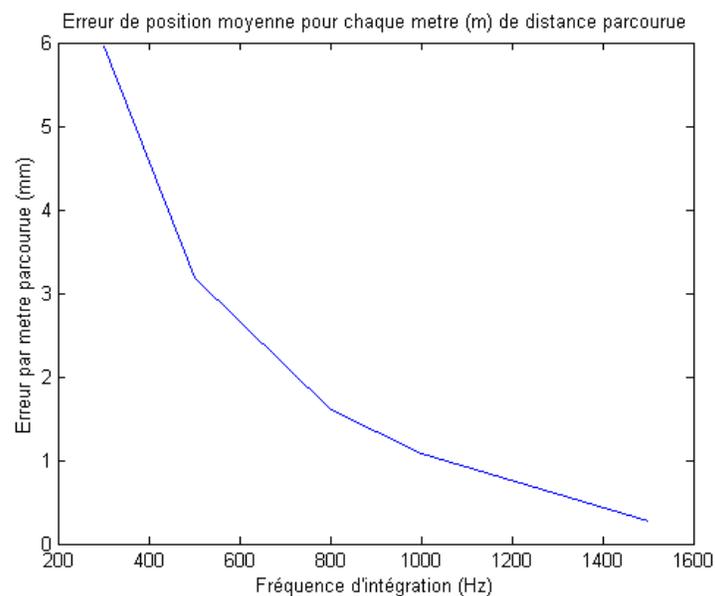


Figure 13 : Convergence du modèle numérique

Ce graphique permet de constater qu'en utilisant une fréquence d'intégration de 300 Hz, l'erreur de position moyenne pour chaque mètre de distance parcourue était d'au plus 6 mm (soit une dérive de 0,6%). On peut donc dire qu'au cours d'un virage en « J » typique, le modèle converge vers une solution unique et la précision est suffisante pour tirer des conclusions valides avec une fréquence d'intégration de 300 Hz.

Validation expérimentale du modèle dynamique

La première validation expérimentale du modèle a consisté à simuler des renversements statiques et à comparer les résultats avec ceux des études de Johnson (1988) et IASS (1986). Dans ces études, le chariot élévateur était lentement incliné jusqu'à ce que son centre de gravité soit situé au-dessus des deux roues porteuses, pour ensuite laisser le renversement s'effectuer par lui-même. Le même principe a été appliqué lors d'une simulation où le modèle du chariot reposait sur un plan qui s'incline lentement à une vitesse de 0,1 rad/s (Figure 15).

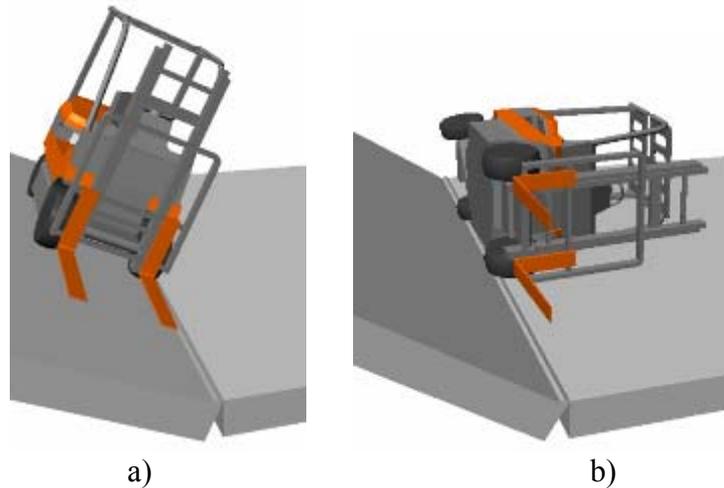


Figure 14 : Simulation d'un renversement statique à l'aide d'un plan inclinable, avec l'essieu oscillant libre. a) Début de l'instabilité à 25°. b) Moment juste avant l'impact.

Les résultats obtenus concordent avec ceux de la littérature. Notre modèle prend exactement 1,56 secondes pour passer de l'instabilité à l'impact, alors que Johnson (1988) et IASS (1986) obtiennent des temps de 1,4 à 1,5 seconde. De plus, la vitesse de rotation du chariot juste avant l'impact obtenue par notre modèle est de 2,4 rad/s (18 km/h pour le coin supérieur du FOPS), ce qui concorde avec les valeurs reconnues dans la littérature : Alem (1985) mentionne des vitesses de 2,0 à 2,8 rad/s ; Johnson (1988) mentionne des vitesses du FOPS de 16 à 19 km/h. La Figure 15 présente la courbe de la vitesse de rotation de notre modèle.

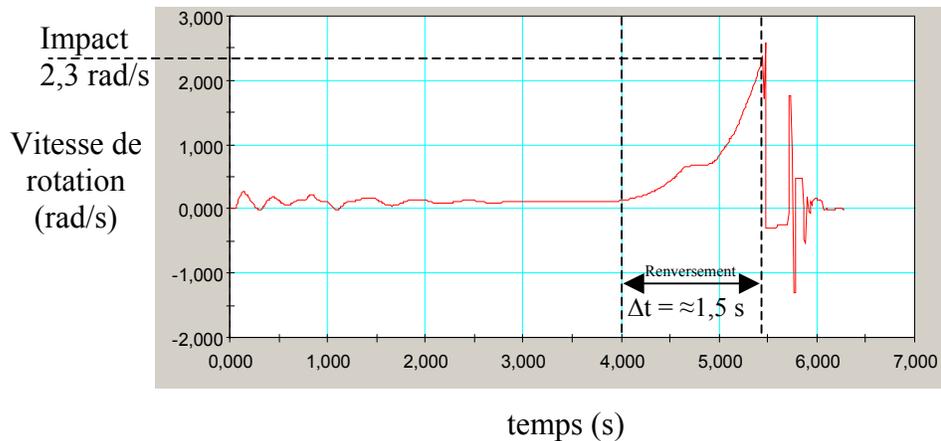


Figure 15 : Vitesse angulaire du chariot lors d'un renversement statique en fonction du temps.

Analyse des résultats

Puisque plusieurs approximations ont été faites, les résultats issus du modèle ne sont que des estimations. Par contre, le modèle est en mesure de fournir des tendances et de nous permettre de comprendre le mécanisme par lequel un chariot renverse.

Tout d'abord, nous avons déterminé les conditions cinématiques de renversement pour lesquelles nous voulions tester les dispositifs de sécurité. Nous avons jugé que le type de renversement le plus dangereux était celui lors d'un virage en « J » à vitesse élevée. En effet, les risques d'expulsion présents lors de ce type d'évènement présentent un danger supplémentaire de voir le cariste écrasé par la structure de protection contre la chute d'objets. À l'aide du modèle numérique que nous avons développé, nous avons effectué des simulations de virage en « J » pour plusieurs combinaisons de rayons de courbure et de vitesses initiales (voir Figure 16). Chaque cercle correspond à l'une de ces simulations et leur couleur indique si le chariot a renversé, a atteint la limite de sa stabilité ou a demeuré stable lors de la manœuvre. Un tel graphique permet d'analyser d'un seul coup d'œil la stabilité du chariot modélisé. Par exemple, avec l'essieu oscillant arrière libre, on remarque d'abord que si la vitesse est de 10 km/h ou moins, le chariot ne chavire pas, peu importe le braquage imposé aux roues. Au-delà de 10 km/h, il y a ou non renversement, dépendamment du rayon de braquage de la direction. Éventuellement, dans des activités futures, il serait possible de créer de tels graphiques avec un balayage beaucoup plus serré. Il serait aussi intéressant d'analyser la portion négative de la vitesse initiale (marche arrière). De plus, on pourrait observer sur ce graphique l'influence de bloquer l'essieu arrière oscillant.

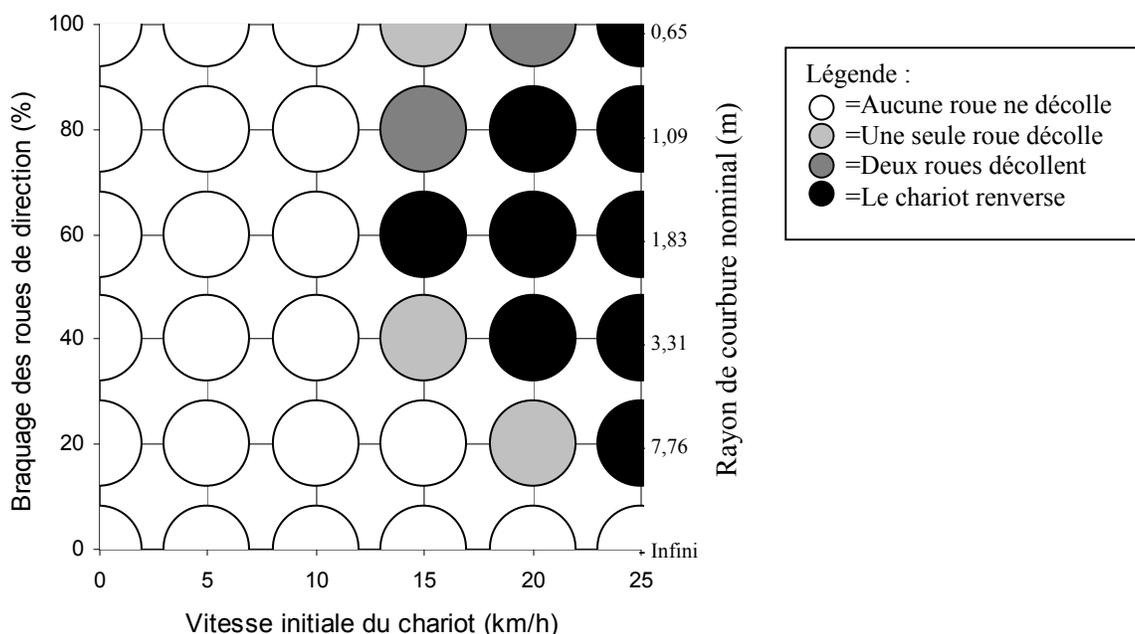


Figure 16 : Conditions cinématiques pour obtenir un renversement en simulation.

Du coup, à partir de ces résultats, nous venons d'établir les conditions expérimentales pour d'éventuels essais de renversements dynamiques. De plus, comme nous le constaterons dans la section 4, les résultats présentés à la Figure 15 sont les conditions de renversement de la plateforme de tests quasi-statiques.

3.3 Mesure IMMS

Nous avons déjà mentionné précédemment que le modèle MADYMO développé inclut un mannequin représentant le cariste. Le mannequin utilisé est un Hybrid III. Ce mannequin a été utilisé pour son rapprochement avec le cariste. Bien qu'un mannequin de type EuroSID dédié aux chocs latéraux aurait été intéressant, son utilisation a été écartée. Ce dernier ne possède aucun bras et son comportement latéral n'est pas représentatif pour notre cas spécifique de renversement de chariot élévateur qui se produit à basse vitesse. Quelques essais préliminaires de renversement à partir de la plate-forme d'essais quasi-statiques présentée à la section suivante nous ont permis d'en arriver à cette conclusion.

Le mannequin Hybrid III a la particularité de pouvoir être calibré selon les besoins des utilisateurs. La calibration nécessite de déterminer les propriétés mécaniques des articulations du corps, i.e. leurs impédances mécaniques.

Les mesures d'impédance mécanique du membre supérieur ont été obtenues lors de tests sur des sujets humains réalisés par le groupe PERSEUS de l'Université de Sherbrooke. Les essais sont expliqués et les résultats sont fournis dans Bourret (2006). Brièvement, à partir de la mesure de l'impédance mécanique du membre supérieur (IMMS) faite au niveau de la main, il est possible de déterminer la valeur des propriétés aux articulations du membre supérieur pour une posture

donnée. La posture étudiée dans notre cas est celle recommandée par les constructeurs de chariots élévateurs. Le modèle MADYMO présenté à la Figure 17 montre cette posture.

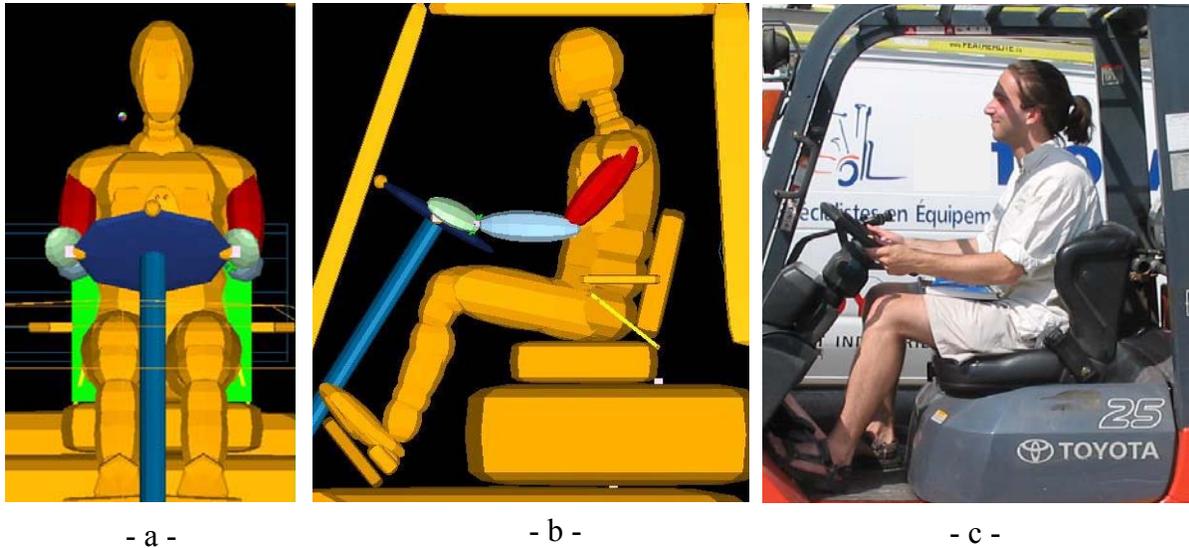


Figure 17 Posture du cariste étudiée. a) Posture du mannequin (MADYMO) vue de face. b) Posture du mannequin (MADYMO) vu de côté. c) Posture du cariste vu de côté.

Le mannequin Hybrid III utilisé par MADYMO possède 7 degrés de liberté (ddl) représentant chacun des articulations de l'épaule, du coude et du poignet. La chaîne cinématique présentée à la Figure 18 montre chacun de ces 7 ddl.

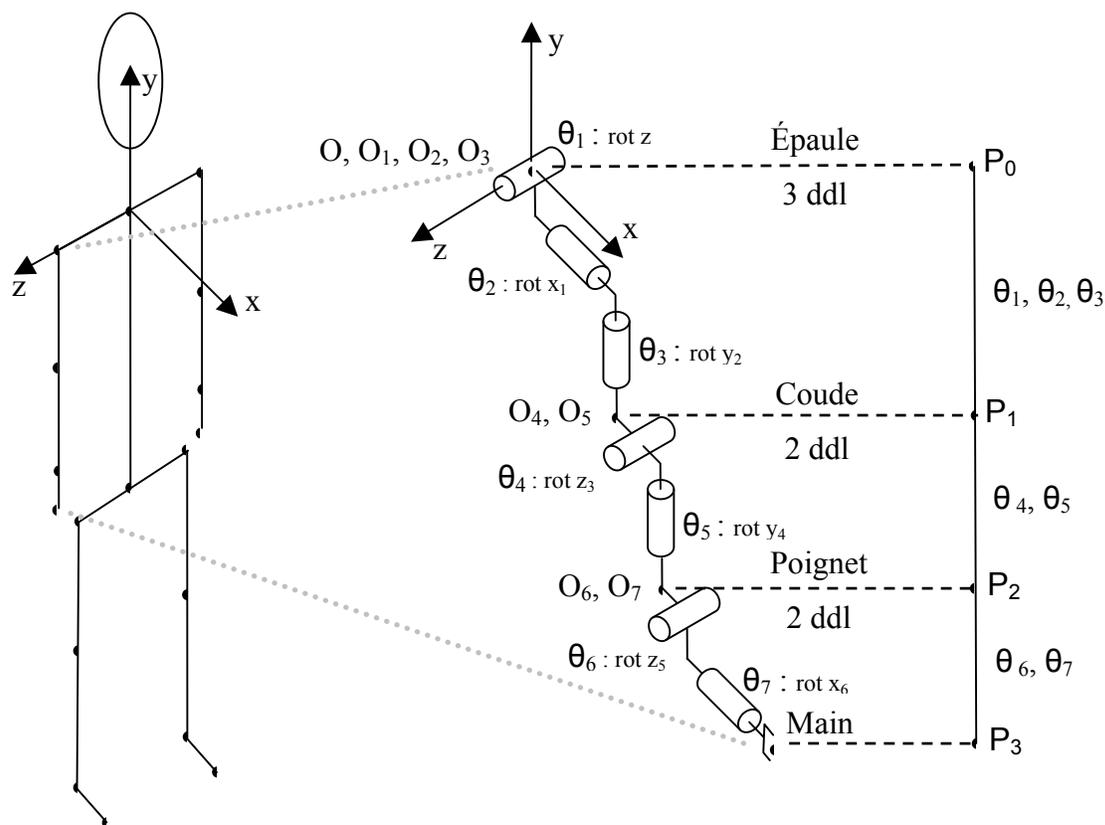


Figure 18 : Chaîne cinématique du bras.

Les propriétés mesurées présentées au Tableau 2 caractérisent cette chaîne cinématique. Les détails des mesures sont présentés dans (Bourret, 2006).

Tableau 2 : Propriétés mécaniques qui permettent de calibrer les articulations d'un mannequin Hybrid III (Bourret, 2006).

Sujet #1				
Conditions	Situation 1 (0% $F_{\text{poussée}}$, 20 % $F_{\text{préhension}}$)		Situation 6 (60% $F_{\text{poussée}}$, 60 % $F_{\text{préhension}}$)	
	B	K	B	K
ddl	Nms/rad	Nm/rad	Nms/rad	Nm/rad
θ_1	12,6	298,5	11,7	857,0
θ_2	5,3	84,2	3,8	314,9
θ_3	1,7	21,9	1,4	82,4
θ_4	2,6	111,3	2,7	308,0
θ_5	0,04	1,3	0,03	4,1
θ_6	0,3	5,8	0,3	16,8
θ_7	0,16	5,1	0,11	16,5

4. Évaluation des dispositifs de sécurité

Comme nous venons de le constater, les différentes études préliminaires présentées précédemment nous ont permis de déterminer les conditions expérimentales des essais expérimentaux de même que les critères de performance des dispositifs de sécurité testés. Concernant les paramètres expérimentaux, on retrouve:

1. le profil de vitesse de rotation de la plate-forme d'essais quasi-statiques ; et
2. l'importance d'évaluer la cinématique lors d'une application de la force de cramponnage/calage au volant.

Concernant les critères de performance, on retrouve:

1. la vitesse d'impact de la tête au sol; et
2. la capacité du dispositif de sécurité à maintenir le cariste à l'intérieur de l'habitacle lors du renversement.

Les essais expérimentaux ont tous été réalisés à l'INRS, en France, sur la plate-forme d'essais quasi-statiques développée à cet effet et présentée dans la section suivante. Les tests pour le renversement dynamique de virage en « J » n'ont pu être complétés.

4.1 Essais-Expérimentaux (Avec Mannequin et humains)

Les conditions expérimentales d'un renversement latéral peuvent varier énormément, dépendamment des conditions sous lesquelles on considère qu'un chariot renverse. À partir du modèle *Visual Nastran 4D*, il est possible de décortiquer le renversement en trois phases, telles que présentées au Tableau 3 (pour plus de détails, voir ANNEXE C). Par contre, ce qui nous intéresse, c'est d'obtenir une vitesse à l'impact représentative des cas réels de renversement.

Tableau 3 : Temps des phases du renversement et vitesse de rotation du chariot à l'impact

Phases	Temps (s)	Vitesse de rotation à l'impact (rad/s)
I : Initiation	0,00	
II : Instabilité	0,76	
III : Impact	1,55	2,30

Ces vitesses sont pour un temps de renversement de 1,55 s, soit le temps moyen d'un renversement tel que rapporté dans la littérature.

Le Tableau 4 nous présente, pour la phase III, les résultats d'études sur de vrais renversements. Les vitesses de rotation rapportées correspondent à une vitesse du FOPS juste avant impact du chariot au sol de 16 à 19 km/h (Johnson, 1988) et les vitesses de rotation à l'impact correspondent aux résultats obtenus par nos modèles.

Tableau 4 : Résultats numériques de tests réels.

Phase	Temps du renversement (s)	Vitesse de rotation à l'impact (rad/s)
III : Impact	1,4 à 1,5 (Johnson, 1988)	2,0 à 2,8 (Alem, 1985)

Les conditions cinématiques du renversement de la plate-forme quasi-statique développée à l'INRS sont présentées à la Figure 19. Les détails du montage sont présentés à l'ANNEXE B. Typiquement, plus la masse utilisée pour faire basculer la plate-forme est élevée, plus la vitesse à l'impact est élevée. Le profil de vitesse présenté à la Figure 19 correspond au profil de renversement déterminé par le modèle de chariot développé sous *Visual Nastran 4D* et présenté à la Figure 15.

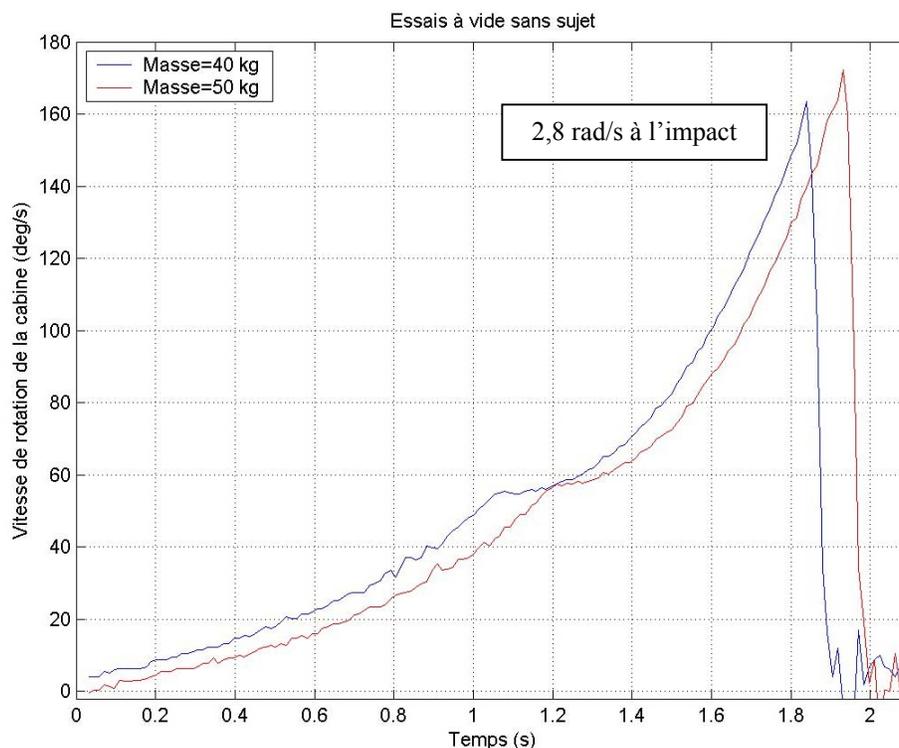


Figure 19 : Profil de renversement de la plate-forme de renversement statique.

4.1.1 Protocole et description du montage

Pour répondre aux trois questions énumérées au chapitre 1, Introduction, les essais de renversements quasi-statiques ont été réalisés avec sujets humains (voir Figure 20) et mannequin *Hybrid III* (voir Figure 21) sur une plate-forme de renversement quasi-statique (voir Figure 20). Cette plate-forme reprend essentiellement les mêmes caractéristiques géométriques qu'un chariot élévateur. Elle est équipée de différents capteurs permettant de mesurer notamment les vitesses de rotation de la plate-forme, la vitesse du corps du cariste ou du mannequin, et les forces

exercées au volant. De plus, une barrière optique permet de détecter le contact de la tête avec le FOPS (voir Figure 21b). Les détails de ce montage sont présentés à l'annexe B où on retrouve également un protocole d'utilisation détaillé. Afin de simuler l'effet des bras du cariste sur le mannequin, nous avons greffé au mannequin un système de préhension, développé spécifiquement pour les besoins de l'étude, (voir annexe E) qui nous permettait d'atteindre des forces de retenue sur le volant de l'ordre de 100 N, en traction, pour chacune des mains du mannequin (voir Figure 22). De façon réaliste, ces forces de retenue sont sensiblement similaires à ce qu'un cariste est en mesure de réaliser lors d'un renversement. Divers systèmes de sécurité ont été testés: un siège standard, des portillons, un siège à oreilles et des accoudoirs (voir Tableau 5) avec et sans le port de la ceinture de sécurité pelvienne. Pour les tests avec sujets humains, les actions de se caler et de se cramponner ont été investiguées. Les critères de performances ont été analysés à partir des mesures suivantes:

1. position de la tête du mannequin en fonction du temps par marqueurs infrarouges avec caméras Optotrack à une fréquence d'acquisition de 400 Hz (voir Figure 23); et
2. prises vidéo 2D du renversement pour tous les essais (humains et mannequin) à une fréquence de 30 Hz.

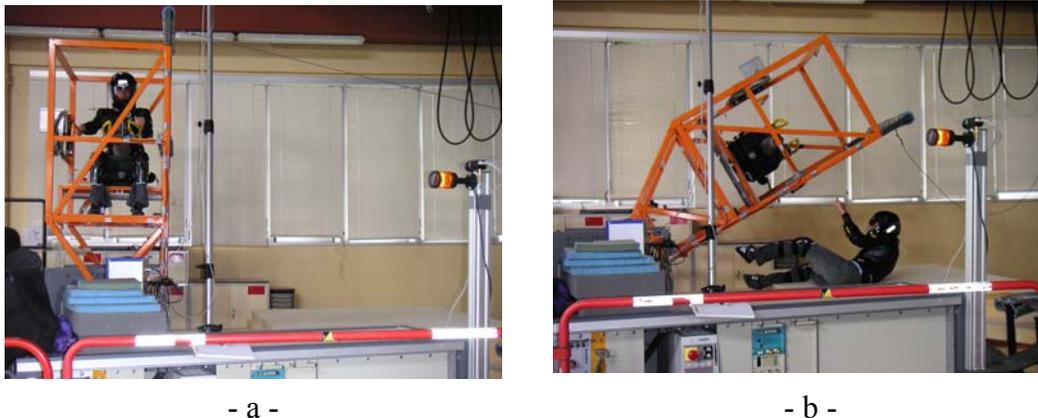


Figure 20 : Plate-forme de renversement statique. a) Posture du sujet avant le renversement. b) Position du sujet pendant le renversement (renversement limité à 75°).

Notez que compte tenu des limitations du matériel de mesure, la prise de position de la tête par marqueurs infrarouges a été effectuée seulement pour les essais avec mannequin. À partir des mesures de position effectuées au niveau de la tête, la vitesse de la tête a été calculée par les équations suivantes (Gerald et Wheatley, 1999) :

$$n = 1 \quad \dot{x}(n) = \frac{-x(n+2) + 4x(n+1) - 3x(n)}{2\Delta t} + O(\Delta t)^2 \quad (\text{Éq. 4-1})$$

$$n = n \quad \dot{x}(n) = \frac{x(n-2) - 4x(n-1) + 3x(n)}{2\Delta t} + O(\Delta t)^2 \quad (\text{Éq. 4-2})$$

$$n = 2 \dots n-1 \quad \dot{x}(n) = \frac{-x(n+2) + 8x(n+1) - 8x(n-1) + x(n-2)}{12\Delta t} + O(\Delta t)^4 \quad (\text{Éq. 4-3})$$

Où n correspond au nombre de données du vecteur de position x .

Ces estimés de vitesse nous ont permis de statuer sur le critère de performance de la vitesse d'impact de la tête au sol. L'exploitation des prises de vue vidéos nous a permis de statuer sur le critère de maintien dans l'habitacle.

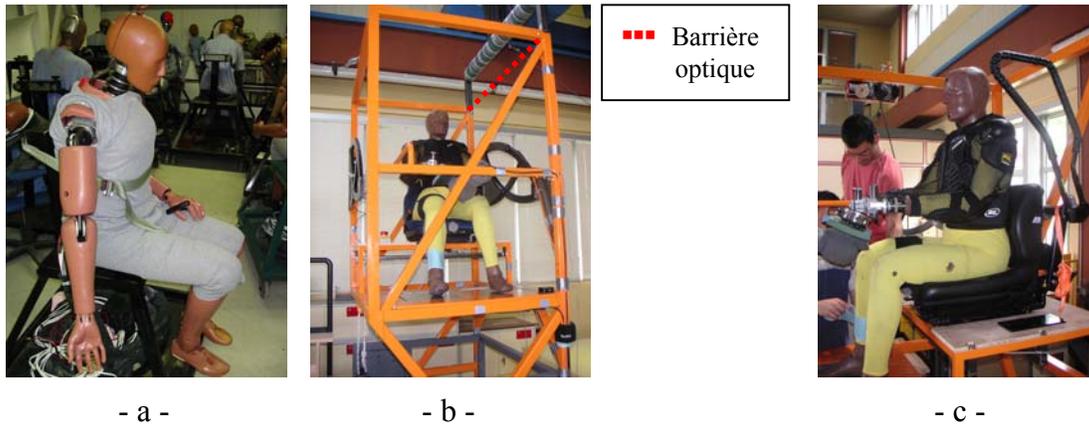
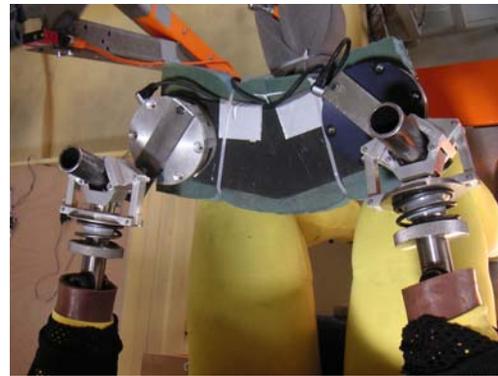


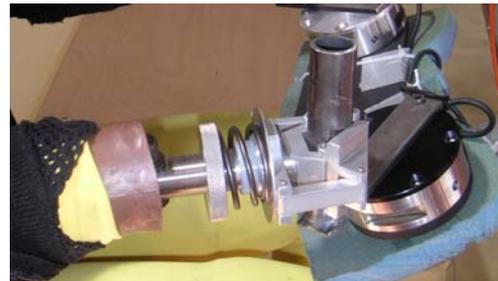
Figure 21 : Mannequin de type Hybrid III utilisé pour les essais de renversements statiques. a) Mannequin Hybrid III sur une chaise. b) Mannequin Hybrid III sur le montage avant un essai. c) Vue rapprochée du mannequin Hybrid III sur le montage avant un essai.



- a -



- b -



- c -

Figure 22 : Système de préhension du volant pour mannequin anthropométrique de type Hybrid III. a) Mains d'un sujet humain type. b) Système de préhension adapté au mannequin de type Hybrid III représentant la force de préhension d'un sujet humain. c) Vue rapprochée du système de préhension adapté au mannequin de type Hybrid III utilisé pour les essais.

Tableau 5 : Dispositifs évalués lors des essais de renversements quasi-statiques.

Dispositif	Image
Siège standard sans accoudoir muni d'une ceinture de sécurité pelvienne	
Siège standard avec accoudoirs muni d'une ceinture de sécurité pelvienne	
Siège standard avec oreilles de rétention sans dispositif de retenue*	
Siège standard muni d'une ceinture de sécurité auquel un portillon s'ajoute	

*Tous les sièges, sauf celui à oreilles, étaient munis d'une ceinture de sécurité.

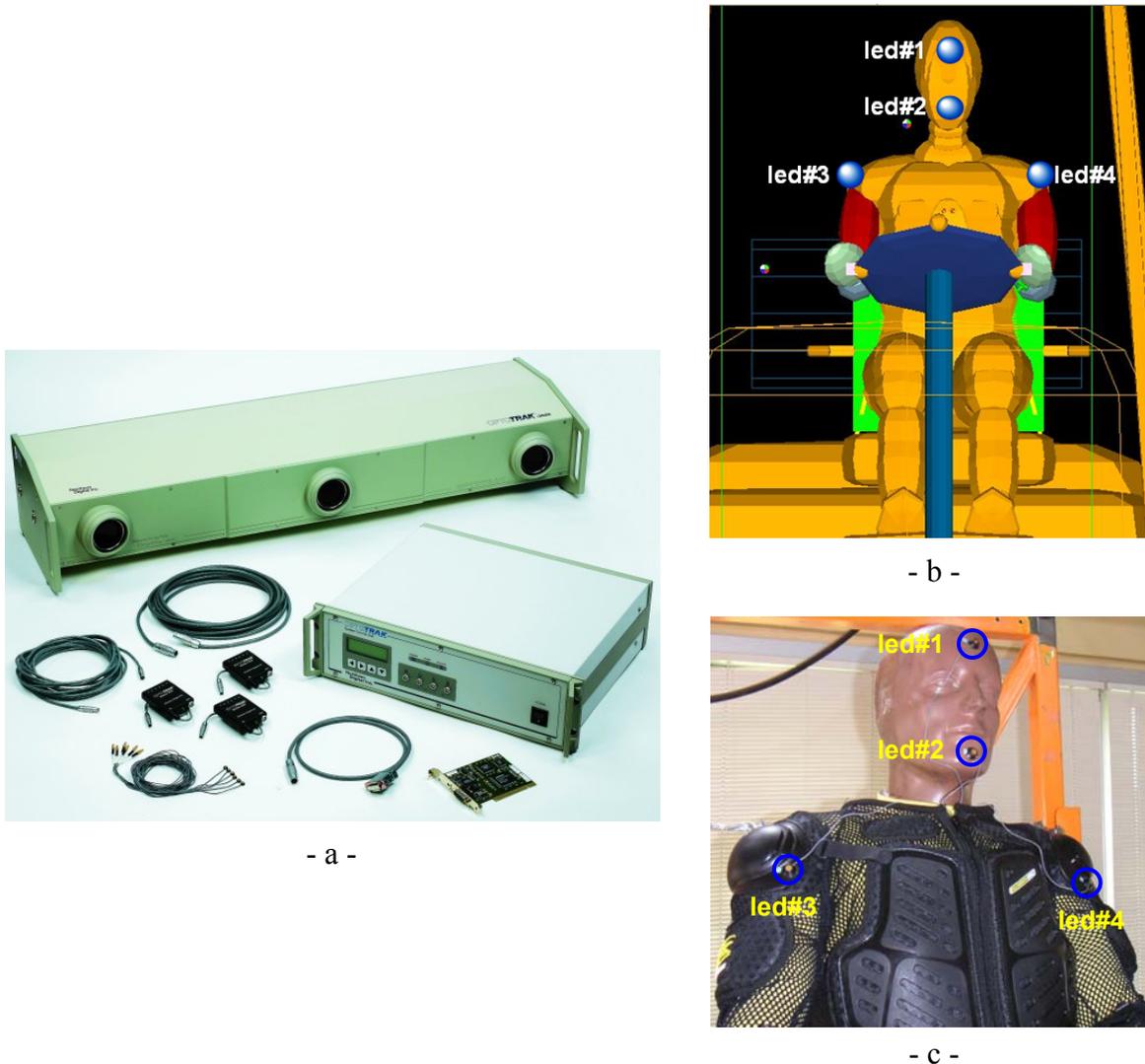


Figure 23 : Système de mesure de la position par marqueurs infrarouges en fonction du temps. a) Système de mesure Optotrak 3020 utilisé pour faire l'acquisition de la position des marqueurs en fonction du temps. b) Position des marqueurs pour la mesure de la position. La led#1 est utilisée pour le calcul de la vitesse résultante au niveau de la tête. Les autres leds sont à titre de référence pour évaluer la position du mannequin lors du renversement. c) Leds positionnées sur le mannequin. Une cinquième led a été positionnée sur la structure du montage de renversement pour mesurer la vitesse de rotation de la structure durant l'essai.

Sauf pour le siège à oreilles, sur lequel aucune ceinture de sécurité n'était présente, 3 essais de renversement par dispositif ont été effectués pour 2 conditions spécifiques, avec et sans ceinture de sécurité pelvienne. Pour chacune des 7 conditions expérimentales, la moyenne de la vitesse résultante de la tête au moment de l'impact a été effectuée.

Pour ce qui est des essais avec sujets humains, le renversement a été limité à 75°. Quatre sujets âgés entre 18 et 25 ans ont participé à l'étude. Tous étaient en excellente forme physique et affichaient un poids proportionnel à leur grandeur. Cependant, aucun ne possédait une expérience de cariste.

Afin d'évaluer les recommandations du constructeur sur le calage et le cramponnage, les sujets étaient appelés, à tour de rôle, à tenter de se caler¹ dans le siège et, en deuxième lieu, de se cramponner² au volant. Pour chaque situation, nous avons évalué le cas avec et sans ceinture (sauf pour le cramponnage où la ceinture a toujours été utilisée). La consigne donnée aux sujets était d'exercer l'action de se caler ou de se cramponner avec la force maximale qu'ils pouvaient atteindre. Pour ces essais, seulement la prise vidéo a été utilisée. Les critères d'évaluation de la performance des sujets étaient:

1. la capacité à maintenir leur corps dans l'habitacle sans utilisation de la ceinture de sécurité; et
2. la capacité à maintenir leur tête à l'intérieur des montants du FOPS lors de l'utilisation de la ceinture de sécurité.

4.1.2 Résultats et analyse

Tout d'abord, l'étude avec mannequin *Hybrid III* nous a permis de constater que bien que la ceinture augmente la vitesse d'impact de la tête de 10 à 25 % selon les cas, il n'en reste pas moins que sans ceinture de sécurité, la tête du mannequin heurte le sol à une vitesse moyenne de 17 km/h, comparativement à une moyenne de 19 km/h pour le cas avec ceinture et ce, peu importe le dispositif de sécurité utilisé (voir Tableau 6). Les vitesses d'impact de la tête du mannequin obtenues de chacun des essais, pour tous les dispositifs testés, sont présentées graphiquement à la Figure 24.

¹ Se caler au siège consiste à pousser sur le volant de façon à contrer le mouvement latéral du tronc lors du renversement.

² Se cramponner au volant consiste à agripper le volant et pencher son corps vers l'avant de manière à limiter au maximum le mouvement de pendule du haut du corps lors du renversement.

Tableau 6 : Conditions expérimentales des essais de renversement statique avec mannequin et résultats.

condition expérimentale #	Moyens de contention				Ceinture		Vitesse à la tête (km/h)	Vitesse moyenne à la tête* (km/h)
	sans accoudoir	avec accoudoirs	Siège oreilles	sans accoudoir + portillon	Oui □	Non ■		
1	x					x	15,46	17,23±1,55
	x					x	17,91	
	x					x	18,32	
2	x				x		20,07	20,13±0,33
	x				x		20,49	
	x				x		19,84	
4				x		x	17,51	17,88±0,64
				x		x	17,52	
				x		x	18,60	
3				x	x		18,76	19,49±0,63
				x	x		19,78	
				x	x		19,94	
5			x			x	17,24	17,15±0,47
			x			x	16,64	
			x			x	17,56	
6		x			x		18,65	18,10±0,51
		x			x		17,66	
		x			x		17,98	
7		x				x	16,09	16,44±0,49
		x				x	--	
		x				x	16,78	

* Vitesse moyenne à la tête sans ceinture : 17,17±0,59 km/h

Vitesse moyenne à la tête avec ceinture : 19,24±1,04 km/h

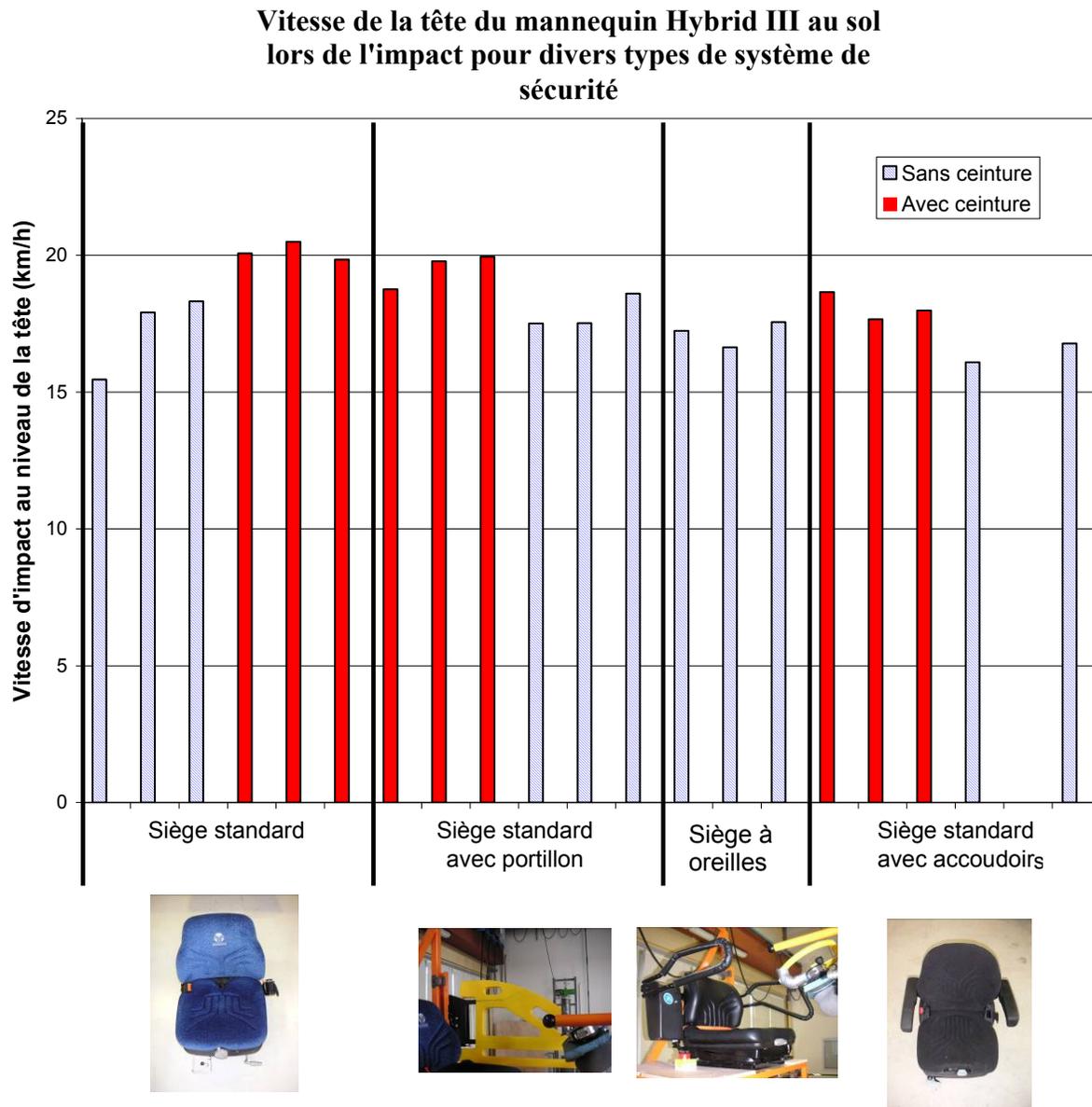


Figure 24 : Vitesse d'impact de la tête du mannequin Hybrid III au sol en fonction de divers types de dispositifs de sécurité, combinés ou non à la ceinture de sécurité.

Sans le port de la ceinture de sécurité, le danger de se heurter la tête contre le FOPS devient majeur. En effet, la barrière optique a été franchie dans toutes les situations où la ceinture de sécurité n'était pas utilisée. L'ajustement de la ceinture joue également un rôle important dans la sécurité de l'opérateur. Une ceinture mal utilisée, i.e. qui n'est pas ajustée sur l'abdomen, ne limitera pas suffisamment le mouvement vertical du cariste lors du renversement de sorte que la tête peut éventuellement heurter la structure supérieure du FOPS. Cette situation a été vérifiée avec le siège sans accoudoir (condition expérimentale #1) où la ceinture permettait un débattement vertical trop important. Dans les 3 cas, le mannequin a franchi la barrière optique verticale. Contrairement au siège sans accoudoir, la ceinture installée sur le siège avec accoudoir

permettait un moins grand débattement vertical. Dans ce cas, le mannequin n'a jamais franchi la barrière optique (condition expérimentale #6). Pour ce qui est de l'étude avec sujets humains, nous avons obtenu les résultats indiqués au Tableau 7.

Tableau 7 : Conditions expérimentales des essais de renversement statique (limités à 75°) avec sujets humains et résultats.

Stratégies de maintien	Port de la ceinture	Résultats	Maintien du corps dans l'habitacle	Maintien de la tête à l'intérieur des limites du FOPS
Calage avec force de poussée maximale	Non	<ul style="list-style-type: none"> • 4/4 tombent sur le dos • 1/4 restent accrochés au volant 	Non	Non
Calage avec force de poussée maximale	Oui	<ul style="list-style-type: none"> • 4/4 restent accrochés au volant 	Oui	1/4
Cramponnage avec force de retenue maximale	Oui	<ul style="list-style-type: none"> • 4/4 restent accrochés au volant 	Oui	3/4

Il est évident que le fait de se cramponner au volant en combinaison avec la ceinture de sécurité présente les résultats les plus favorables pour la sécurité du cariste lors du renversement. Cependant, on voit également que même lors du cramponnage, il n'est pas toujours possible de maintenir sa tête à l'intérieur de l'habitacle.

Cependant, comme le renversement est limité à 75°, il est possible que cette affirmation soit biaisée. Le fait de limiter le renversement à 75° diminue la vitesse lors de l'impact, passant de 2,8 rad/s pour un renversement à 90° à 1,75 rad/s pour un renversement à 75°, (obtenu par modélisation). L'augmentation de vitesse résultante d'un renversement à 90° est probablement suffisante pour réduire les capacités du cariste à maintenir sa tête à l'intérieur de l'habitacle (plus d'énergie à absorber) et ainsi éviter le contact de sa tête avec le sol. D'autant plus que la force gravitationnelle aura une plus grande influence lors d'un renversement à 90°, donc encore plus d'énergie à absorber pour éviter tout contact au sol.

4.2 Validation du modèle MADYMO

À partir des résultats expérimentaux, il est maintenant possible de valider le modèle MADYMO. Il a été dit en introduction que le but ultime du modèle MADYMO était de permettre d'étudier l'efficacité de dispositifs de sécurité pour tout type de renversement. Cependant, nous avons démontré que le cas de renversement quasi-statique était suffisant pour répondre aux questions de cette étude. Toutefois, afin de pouvoir éventuellement travailler avec le modèle MADYMO et étudier d'autres cas de renversement dans le futur, il est nécessaire de faire une validation.

La validation du modèle MADYMO a donc été effectuée pour les essais réalisés avec mannequin, pour les cas de renversements quasi-statiques. Les raideurs des articulations du

mannequin (déterminées à la section 3.3) n'ont pas été introduites dans le modèle de manière à respecter celles par défaut du Hybrid III, tel qu'utilisé au cours des tests expérimentaux. Les valeurs de vitesse au niveau de la tête obtenues pour les conditions expérimentales #1-2-6 et 7 (voir Tableau 7) ont été comparées au modèle MADYMO. Les résultats qui sont présentés en détails à l'ANNEXE D démontrent que les données expérimentales et les simulations MADYMO sont pratiquement identiques. Les résultats de vitesse au niveau de la tête obtenus par simulation sont pour la plupart à l'intérieur des erreurs expérimentales. Pour un seul cas, on retrouve une erreur en deçà de 10% ce qui est négligeable selon les experts de MADYMO. Cette validation permet donc de conclure en la validité du modèle MADYMO. D'autant plus que la trajectoire du mannequin Hybrid III vs la trajectoire des sujets humains pour les mêmes conditions de test sont sensiblement identiques.

Puisque les questions du comité de suivi ont été répondues sans l'utilisation de MADYMO, nous n'avons pas mis d'emphasis sur la finalisation de la calibration (à l'aide des données d'IMMS) du modèle MADYMO tant pour le cas quasi-statique que dynamique. Toutefois, nous demeurons convaincus de la nécessité de faire cette calibration, surtout pour les renversements dynamiques qui sont plus difficiles à reproduire expérimentalement.

À ce jour, nous avons d'ailleurs obtenu toutes les informations nécessaires pour calibrer le modèle MADYMO et entreprendre des simulations dynamiques. Ces informations sont:

1. les conditions cinématiques menant à un renversement; et
2. les propriétés mécaniques des articulations du membre supérieur de caristes en situation de renversement d'un chariot élévateur.

Nous sommes présentement en pourparlers avec l'INRS afin de déterminer si des renversements dynamiques seront effectués. Une fois ces essais réalisés, le modèle MADYMO dynamique pourra être validé avec les résultats expérimentaux éventuellement obtenus à l'INRS et il sera possible de tester des dispositifs de sécurité pour des renversements de types dynamiques.

5. Limites de l'étude

Bien que cette étude nous ait permis de répondre aux questions énoncées au début de ce rapport, certaines limites ont été rencontrées et sont décrites plus bas. De plus, afin de mieux comprendre les choix expérimentaux effectués, il est nécessaire de tirer certains points au clair:

- L'utilisation du Hybrid III est nécessaire car l'EuroSID ne possède pas de bras. L'utilisation d'un EuroSID ne permettrait pas de tester l'action des bras du cariste qui est un des facteurs déterminants de la trajectoire du cariste. De plus, suite à des essais préliminaires, il a été clairement démontré par l'analyse vidéo que le comportement du mannequin EuroSID n'est en aucun temps représentatif du comportement d'un cariste lors d'un renversement quasi-statique, les trajectoires ne coïncidant pas;
- la mesure du HIC n'est pas effectuée, car elle est non représentative à faible vitesse de renversement. De plus, cette mesure est non-représentative dans le cas de renversements latéraux. Le critère choisi par l'ensemble des intervenants a été la vitesse d'impact de la tête au sol. Une valeur de 16 km/h a été jugée critique pour l'occurrence des blessures

graves, tel que spécifié dans Vercace, (1971) et l'étude de Got et al, (1978), citées dans Johnson (1988);

- l'impossibilité de faire des essais dynamiques avec sujets humains restreint l'analyse au cas le « moins pire », le renversement quasi-statique. Cependant, nous avons démontré que cela serait suffisant pour statuer sur les questions identifiées en introduction et l'efficacité de la ceinture de sécurité pour tout type de renversement;
- la limitation à 75° des essais de renversement quasi-statiques avec sujets humains peut donner une fausse impression de sécurité des dispositifs de retenue, tels: les portillons, les accoudoirs et les sièges à oreilles. Suite aux essais de renversements quasi-statiques complets avec mannequin, de tels dispositifs se sont montrés inefficaces, car le cariste n'entre pas en contact avec le dispositif avant l'impact de la structure avec le sol. Une fois rendu au sol, le dispositif n'est plus utile. Pour l'instant, comme aucun essai dynamique n'a été réalisé, il faut être prudent avant de conclure en une quelconque efficacité de ces types de dispositifs dans les cas de renversements dynamiques. Cependant, on peut s'avancer pour dire que de tels dispositifs permettent un certain confinement du cariste, limitant ses possibilités d'expulsion et sa capacité à sauter du chariot en mouvement, ce qui est fortement souhaité;
- le faible nombre de sujets humains (4) limite notre capacité à généraliser sur le comportement du cariste lors du renversement. Cependant, cela n'empêche pas la mise en place de recommandations claires sur l'utilisation des dispositifs de sécurité;
- la non expérience des sujets comme cariste n'influence aucunement la portée des recommandations prescrites, car aucune activité de conduite n'était évaluée; et finalement,
- aucun critère de performance thoracique, du cou ou des épaules n'a été utilisé. Aux vitesses étudiées, seule la tête présente un risque de blessures pouvant menacer la vie du cariste.

6. Discussion des résultats

Afin de protéger le cariste lors du renversement, il faut considérer deux situations à risque. La première est celle d'être expulsé du chariot et d'être ensuite écrasé par le FOPS. L'usage de portes complètes (ex. portes grillagées) ou de la ceinture pelvienne sont deux solutions qui permettent d'éviter l'expulsion dans toute situation. L'efficacité des portillons, des sièges à accoudoirs, des sièges intégrant des systèmes de retenue aux épaules ou aux hanches est difficile à démontrer au niveau de l'expulsion. En effet, ceux-ci peuvent certainement être efficaces dans certaines situations mais s'avérer inutiles dans d'autres. Comme il existe une infinité de cinématiques de renversement d'un chariot, il nous apparaît difficile de statuer sur l'efficacité de ces dispositifs à 100%, à moins que l'analyse se restreigne à des types de renversements dont la cinématique du chariot est bien quantifiée.

La deuxième situation à risque consiste à se heurter la tête contre le FOPS ou le sol lors du renversement. Évidemment, les portes complètes n'apportent aucune protection à ce niveau, à moins de présenter un certain rembourrage à des endroits spécifiques qui n'ont pas encore été identifiés. La ceinture de sécurité pelvienne, en limitant le mouvement du bassin, limitera les points d'impact avec le FOPS (ex. structures frontales et supérieures du FOPS). Par contre, elle ne peut pas assurer la protection de la tête, ni les chocs contre les montants latéraux du FOPS ou

contre le sol. Il en est de même pour les autres systèmes de retenue. Par exemple, lors des tests expérimentaux de renversement latéral limités à 75 degrés, trois des quatre sujets ont passé par-dessus le portillon. En fait, les accoudoirs, les portillons et les systèmes de retenue aux épaules ne deviennent en fonction que lorsque le chariot frappe le sol. Or, à ce point, le cariste est presque déjà en contact avec le sol ou le FOPS.

Le problème de l'impact de la tête pourrait être résolu en préconisant l'utilisation d'un dispositif de protection dédié à la tête, tel un casque. On pourrait également croire que la ceinture pourrait éventuellement causer des lésions à l'abdomen. Cependant, aux vitesses de renversement rencontrées (de l'ordre de 18 km/h) le AIS (« abbreviated injury scale ») serait inférieur à 3 (Duquette et Benoît, 1998), ce qui ne représenterait, à toutes fins pratiques, aucun risque de blessures graves à l'abdomen. De plus, toutes autres blessures au cou, au thorax ou aux épaules ne sont pas évaluées, car aux vitesses de renversements rencontrés, ce type de blessures ne peut en aucun cas mettre en danger la vie du cariste.

Finalement, plusieurs intervenants s'interrogent à savoir si les différents systèmes de retenue (autres que la porte complète) peuvent augmenter la vitesse d'impact de la tête contre le FOPS ou le sol. Ce phénomène est communément appelé le « coup de fouet ». Les manufacturiers préconisent de se caler ou de se cramponner pour éviter l'expulsion ou limiter les impacts (ou du moins la vitesse) de la tête lors du renversement. On peut croire que ces actions permettent de limiter le « coup de fouet ». L'efficacité de telles actions du cariste est également questionnable, considérant le court temps de renversement du chariot (0,5 à 1,5 s pour un renversement complet) et le temps de réaction très limité du cariste de 0,75 s (Gou, 1995).

À partir des résultats obtenus et des observations effectuées lors des essais de renversements effectués autant avec mannequin qu'avec sujets humains, on arrive à classer les différents dispositifs en termes de prévention et de lésions évitées (voir Tableau 8).

Tableau 8 : Niveau de protection des dispositifs de sécurité.

Dispositifs	Prévention		Sollicitation(s) évitée(s)		
	expulsion	sauter	Choc tête-sol	Choc tête-FOPS	Écrasement par FOPS
Ceinture	X	X		X	X
Accoudoirs					
Retenue aux hanches					
Retenus aux épaules					
Portillon		X			
Portes complètes	X	X			X
Cramponnage + retenue hanches					
Calage + retenue épaule					
Cramponnage + Ceinture	X	X		X	X
Ceinture + dispositif de protection de la tête	X	X	X	X	X

Légende : un « X » signifie que le dispositif permet de prévenir l'occurrence de l'évènement.

Cet exercice nous démontre clairement que seule la ceinture combinée à un dispositif de protection au niveau de la tête permettrait d'éviter tout risque de blessures graves lors du renversement. D'autant plus que si le cariste réussit à se cramponner, les probabilités que sa tête touche le sol sont d'autant plus diminuées.

Pour fin de comparaison avec notre étude, l'ensemble des études pertinentes sur la ceinture de sécurité sont reprises dans le Tableau 9. Pour chacune des études répertoriées, nous accordons notre accord ou notre désaccord en fonction des résultats obtenus de la présente étude.

Tableau 9 : Bilan des études sur la ceinture. (Duquette et Benoît, 1998)

no	Description	Études	Notre équipe	Résultats prouvant la conclusion
1	Efficacité préventive de la ceinture influencée par la conception de la ceinture et son système d'ancrage.	(Melvin et al, 1982) (Benson et al, 1983)	En accord	Les essais avec mannequin où la ceinture pelvienne était moins ajustée à l'abdomen ne permettaient pas d'éviter la collision de la tête avec le FOPS.
2	Évitement de l'effet pivot avec ceinture à large point d'ancrage.	(Melvin et al, 1982)	En accord	Lors de l'analyse vidéo, on observe effectivement que sans ceinture de sécurité, le mannequin ne fait que glisser sur le siège et qu'aucun effet pivot n'est noté.
3	Excursion verticale ou latérale de la tête lors du renversement latéral non influencé par degré de tension initial de la ceinture.	(Entwisle et Moffat, 1992)	Non vérifié	N/A
4	Vitesse de la tête sensiblement identique avec ou sans ceinture lors d'un renversement latéral.	(Entwisle et Moffat, 1992)	En accord	Avec ou sans ceinture, on obtient des vitesses autour de 18 km/h et les variations sont toujours à l'intérieur des erreurs expérimentales.
5	Forces sur le haut du corps plus élevées pour le mannequin que pour l'humain avec ceinture.	(Johnson, 1988)	Non vérifié	N/A
6	Meilleure résistance aux forces exercées sur le haut du tronc avec le port de la ceinture lors d'un renversement statique.	(Johnson, 1988)	En accord	75 % des sujets ont pu maintenir leur corps à l'intérieur de l'habitacle lors de l'utilisation de la ceinture contre aucun sans la ceinture.
7	Réduction du potentiel de blessures à la tête avec ceinture durant un renversement latéral dynamique de chariot avec mannequin.	(Melvin et al, 1982) (IASS, 1986a) (Johnson, 1988)	En accord	En effet, comme la ceinture maintient le corps à l'intérieur de l'habitacle, les risques d'écrasement (qui représentent les cas les plus fréquents de mortalité) sont impossibles.

8	HIC environ deux fois plus élevé avec ceinture de sécurité pour système de retenue aux épaules lors d'un renversement latéral statique avec mannequin.	(IASS, 1986b)	Non vérifié	N/A
9	HIC plus élevé avec la ceinture, dû à l'effet pivot à la taille lors d'un renversement latéral statique avec mannequin pour des forces de retenues respectives de 160 lb _f (King, 1981) et 125 lb _f (Alem, 1985) aux épaules.	(King, 1981) (Alem, 1985)	En désaccord	Premièrement, nous avons statué que la mesure du HIC n'était pas représentative pour les cas de renversements latéraux à faible vitesse et deuxièmement, nous sommes d'avis que comme la vitesse d'impact au niveau de la tête du cariste est sensiblement la même avec et sans ceinture, le HIC ne devrait pas changer significativement. Finalement, l'ajout d'une force de 125 lb aux épaules tout au long du renversement fait en sorte de biaiser considérablement les résultats, car cette force n'existe pas tant que le chariot n'entre pas en contact avec le sol et le niveau utilisé est bien au-delà de ce qui est physiologiquement possible dans les conditions d'impact en cause.

À l'analyse du tableau, on s'aperçoit que la seule restriction du port de la ceinture vient des études #9 de King (1981) et Alem (1985). Après une analyse détaillée de l'étude de Alem (1985), nous avons conclu que:

1. en raison d'un protocole expérimental non représentatif de ce qu'un cariste peut faire lors du renversement, les conditions d'impact sans ceinture étaient erronées. En effet, le haut du corps était retenu par une force verticale de 125 lb tout au long du renversement;
2. ce biais expérimental a fait en sorte que la condition sans ceinture apparaissait beaucoup plus sécuritaire que la réalité;
3. en se basant sur des modèles simplifiés, et en corrigeant le biais expérimental, la condition sans ceinture se rapproche sensiblement de celle avec ceinture;
4. ces résultats corrigés sont compatibles avec les conclusions de notre étude.

Un point important à retenir est que la conception de la ceinture et de son système d'ancrage ainsi que l'ajustement de cette dernière jouent un rôle non négligeable dans la protection du cariste lors du renversement. Une ceinture trop serrée limitera les mouvements du cariste et (bien qu'il ne soit pas majeur) causera un coup de fouet plus important, tandis qu'une ceinture trop « lâche » ne limitera pas les possibilités de contact de la tête du cariste contre le FOPS. Cependant, quelle que soit la ceinture de sécurité, il y aura toujours des risques de contact de la tête au sol. Un dispositif de sécurité au niveau de la tête est donc primordial.

En fonction des résultats obtenus, nous jugeons que le port de la ceinture de sécurité ou la porte complète sont les seuls moyens connus qui peuvent maintenir le cariste à l'intérieur de l'habitacle lors de tout renversement du chariot. L'utilisation de la ceinture ou d'une porte complète a comme avantage supplémentaire de dissuader le cariste de sauter lors du renversement. Cette contrainte apparaît avantageuse, car il est très peu probable qu'un cariste ait suffisamment de temps pour se dérober du FOPS lors du renversement.

Sachant qu'aucun dispositif de sécurité ne peut éviter l'impact de la tête au sol ou sur le FOPS, un dispositif de protection au niveau de la tête (ex. un casque de sécurité avec protection latérale) doit être envisagé dans un avenir rapproché. Nous suggérons tout de même de maintenir la recommandation de se cramponner au volant, car selon les essais effectués, ce moyen serait potentiellement efficace dans certaines situations pour limiter la vitesse d'impact de la tête. De plus, le fait de se cramponner ou de se caler permet au cariste de maintenir ses membres à l'intérieur de l'habitacle, permettant ainsi de prévenir les écrasements potentiels.

Puisque des individus souffrent de séquelles neurologiques importantes suite à une chute à partir de la position debout, il nous apparaît évident que l'impact de la tête sur le FOPS ou le sol lors du renversement de chariot a de fortes probabilités de mener à des séquelles neurologiques importantes. Malheureusement, les connaissances médicales actuelles ne permettent pas de fournir des équations précises qui démontreraient que les caristes peuvent tolérer des impacts latéraux à une vitesse moyenne de 18 km/h.

Que choisir entre la ceinture de sécurité et la porte complète ? Nous proposons de favoriser le port de la ceinture pour les raisons suivantes:

1. l'absence de ceinture diminue la probabilité que les caristes puissent se cramponner ou se caler pour limiter la vitesse d'impact du corps (tête incluse) au sol ou sur le FOPS;
2. l'utilisation de portes implique de fortes probabilités d'un impact de la tête sur le FOPS (mais certaines parties critiques du FOPS, qui ne sont pas identifiées, pourrait être protégées) et ou sur la structure supérieure, et ce, en renversement frontal ou même latéral (ces deux types d'impacts sont évités par le port « adéquat » de la ceinture);
3. nous considérons que les portes vont affecter la visibilité de la conduite beaucoup plus que le port de la ceinture. Une baisse de visibilité pourrait mener à une augmentation du nombre d'incidents d'un chariot heurtant un piéton;
4. les chariots sont normalement tous équipés d'une ceinture pelvienne, ce qui permet donc de mettre cette recommandation en application rapidement. Il en est autrement des portes complètes où il serait nécessaire de statuer sur ce qu'est une porte efficace (hauteur, espacement entre les sous-structures de la porte, résistance à l'impact, etc.) et de les installer dans tout le parc de s de la province. L'ajout de portes nécessiterait aussi une éventuelle révision de la certification du FOPS, car elles affecteraient fort probablement sa structure lors de l'installation; et
5. l'utilisation de portes complètes nous semble donner une fausse impression de sécurité au cariste.

Connaissant toutes ces données, voici nos réponses aux questions de cette étude.

6.1 Réponses aux questions

QUESTION 1: Est-ce que les portillons, les accoudoirs et les systèmes de retenue aux épaules utilisés seuls sont efficaces pour éviter l'expulsion dans toute situation de renversement?

Les tests effectués ont clairement démontré que les portillons, les accoudoirs et les systèmes de retenue aux épaules ne sont d'aucune utilité dans le cas de renversements quasi-statiques latéraux. Lors du renversement, le cariste suit la trajectoire du chariot et ne commence à être expulsé que lorsque le chariot heurte le sol. À ce point, le cariste est déjà tout près du sol. On ne peut donc pas parler d'efficacité dans cette situation. Dans le cas des renversements avec mouvements importants du chariot (en mouvement avant ou arrière avec vitesse importante i.e. >5 km/h), le mouvement du cariste est difficile à prévoir et les tests effectués n'ont pas couvert directement ce type de renversement. Toutefois, les tests réalisés avec sujets humains ont démontré que, dans un renversement quasi-statique limité à 75 degrés, certains sujets passaient par-dessus ou devant les systèmes de retenue pour ensuite être expulsés de la plate-forme. Il est donc fort probable qu'il existe certaines situations où les portillons, les accoudoirs et les systèmes de retenue aux épaules ne seront pas efficaces pour éviter l'expulsion partielle ou totale du cariste lors du renversement. À notre avis, une modélisation dynamique du renversement d'un cariste aidera à identifier certaines situations de renversement plus à risque, mais étant donné la complexité de tels modèles, toutes les situations ne pourront être identifiées.

AVIS 1

Bien que l'étude ait des limites, nous croyons qu'il existe un risque élevé d'utiliser uniquement les portillons, les accoudoirs ou les systèmes de type « siège à oreilles » pour éviter l'expulsion d'un cariste dans les situations de renversements où il existe un mouvement avant, arrière ou en vrille important du chariot élévateur. En considérant que les essais représentent la moins pire des situations, on peut conclure que seule la ceinture est efficace pour maintenir le cariste pour toute situation de renversement.

QUESTION 2: Est-ce que les portillons, les accoudoirs, les systèmes d'oreilles ainsi que la ceinture de sécurité pelvienne peuvent limiter la vitesse d'impact de la tête avec le sol ou les montants latéraux du FOPS à un niveau acceptable pour éviter une lésion grave ?

On peut répondre à cette question en comparant la vitesse maximale de la tête lors du renversement du mannequin jusqu'à l'horizontale. En effet, en renversement latéral quasi-statique, de la position verticale à la position horizontale, la tête du cariste ou du mannequin demeure sensiblement au même endroit jusqu'à ce que le chariot heurte le sol. À ce point, le corps poursuit son mouvement de chute vers le sol et la tête peut heurter le sol ou le FOPS si elle n'est pas suffisamment décélérée par l'action des bras (calage ou cramponnage) et du cou du cariste. Dans le cas du mannequin, sa tête a heurté le sol dans toutes les situations. La vitesse d'impact de la tête pour différents dispositifs de sécurité a été toujours aux alentours de 18 km/h.

Par conséquent, les résultats démontrent bien qu'aucun dispositif de retenue ne diminue la vitesse d'impact de la tête avec le sol ou les montants du FOPS. Dans la moins pire des situations (i.e. aucun dispositif de retenue), la tête heurte déjà le sol à 17 km/h. Cette vitesse est-elle problématique? Différentes études suggèrent qu'une vitesse d'impact en deçà de 16 km/h ne causerait pas de lésions majeures. En effet, « d'après la revue de littérature de Vercace, (1971) et l'étude de Got et al, (1978), citées par Johnson (1988), la valeur HIC limite de 1 000 tend à correspondre à un impact frontal de la tête sur une surface rigide à 10-12 mph (16-19 km/h). Johnson rajoute que selon le Dr Stalnaker, à une vitesse d'impact < 10 mph (16 km/h) [...], le potentiel de blessures est faible » (Duquette et Benoît, 1998). Comme ces valeurs sont issues d'études sur l'impact frontal, d'autres considèrent discutable ce seuil de 16 km/h. De plus, « l'échelle d'interprétation du HIC est du type passe ou échoue, ce qui constitue une faiblesse majeure. La valeur limite légale de 1 000 est même contestée par certains chercheurs (Ommaya, 1985). D'ailleurs, certaines données expérimentales et cliniques suggèrent que des dommages cérébraux menaçants pour la vie peuvent survenir pour des HIC < 1 000 et qu'à l'inverse, il se peut qu'il n'y ait aucune menace de vie pour des HIC > 1 000 (Alem, 1985) » (Duquette et Benoît, 1998). Toutefois si on s'entend sur les 16 km/h, dans notre cas, l'impact minimal de 17 km/h sans ceinture est au-delà de cette limite de sécurité, ce qui pourrait potentiellement causer des lésions graves.

AVIS 2

Aucun des dispositifs de retenue étudiés ne peut limiter la vitesse d'impact de la tête au sol dans un renversement quasi-statique latéral. En fait, ils n'ont aucun effet ou augmentent même légèrement la vitesse d'impact (2 km/h). L'utilisation d'aucun dispositif n'est pas plus sécuritaire, car la vitesse d'impact de la tête est déjà au-delà de ce qui est considéré comme dangereux. L'utilisation d'un dispositif de protection de la tête, tel un casque, est fortement recommandée. Reste à savoir quelles seront les caractéristiques de ce casque. Présentement aucune action n'a été entreprise à ce sujet.

Question 3: Est-ce que se caler ou se cramponner constituent des actions efficaces pour éviter l'expulsion ou limiter la vitesse d'impact de la tête avec le sol ou le FOPS ?

Les fabricants de chariots élévateurs recommandent de se caler ou de se cramponner lors du renversement pour éviter l'expulsion ou un choc de la tête sur le FOPS ou au sol. Ces actions permettent de produire une rigidité (2000 N/m) du membre supérieur qui contribue à diminuer la vitesse d'impact du cariste au sol. La présence d'une telle rigidité des membres supérieurs peut diminuer la vitesse d'impact de la tête lors du port de la ceinture. Si le cariste se cramponne en se couchant sur le volant, on peut penser qu'il pourrait réussir à augmenter la rigidité totale vers 4000 N/m, ce qui lui permettrait d'éviter l'expulsion et le contact de la tête au sol, dans un renversement quasi-statique latéral. D'ailleurs, lors des renversements limités à 75° effectués avec sujets humains, en se cramponnant et avec le port de la ceinture de sécurité, 3 des 4 sujets ont réussi à se maintenir à l'intérieur de la cabine sans que leur tête ne sorte complètement du cadre du chariot.

AVIS 3

Bien que les actions de se cramponner et de se caler puissent contribuer à réduire la vitesse d'impact de la tête ou l'expulsion, ces actions n'empêchent pas nécessairement le contact de la tête au sol, en particulier lors de renversements avec mouvement important du chariot. De plus, il nous apparaît irréaliste de croire que le cariste aura le temps nécessaire pour assurer un cramponnage ou un calage efficace lors d'un renversement en situation d'opération. Plusieurs caristes n'ont en effet qu'une main sur le volant pendant la conduite du chariot. Un dispositif de protection de la tête est donc toujours fortement recommandé. Nous sommes également d'avis que les recommandations des constructeurs doivent être maintenues, car elles permettent de maintenir les membres à l'intérieur de la cabine avant l'impact de la structure au sol. Cela permet d'éviter tout écrasement des membres supérieurs.

7. Conclusion

La présente étude avait pour but de répondre à trois questions:

- 1- Est-ce que les portillons, les accoudoirs et les systèmes de retenue aux épaules utilisés seuls sont efficaces pour éviter l'expulsion dans toute situation de renversement ?
- 2- Est-ce que les portillons, les accoudoirs, les systèmes d'oreilles ainsi que la ceinture de sécurité pelvienne peuvent limiter la vitesse d'impact de la tête avec le sol ou les montants latéraux du FOPS à un niveau acceptable pour éviter une lésion grave ?
- 3- Est-ce que se caler ou se cramponner constituent des actions efficaces pour éviter l'expulsion ou limiter la vitesse d'impact de la tête avec le sol ou le FOPS ?

Pour y parvenir, nous avons construit divers modèles, tant analytiques que numériques, et effectué des essais expérimentaux avec mannequin Hybrid III et sujets humains. Les résultats obtenus nous ont permis de répondre aux trois questions, sachant qu'un système est reconnu efficace:

1. S'il évite l'expulsion partielle ou totale du cariste du chariot; et
2. S'il protège la tête contre un impact au sol ou sur le FOPS,

et ce, pour tout type de renversement quasi statique ou dynamique. Cette dernière contrainte peut sembler restrictive mais tant que des statistiques sur les cas de renversement les plus communs ne sont pas disponibles, on doit considérer l'aspect sécurité pour toute situation de renversement.

Les analyses et tests effectués ont démontré que les portillons, les accoudoirs et les systèmes de retenue aux épaules sont, de toute évidence, peu utiles pour éviter les chocs de la tête au sol ou sur le FOPS. Ils peuvent contribuer à limiter l'expulsion du cariste lors du renversement mais il est difficile de statuer sur leur efficacité à 100% car même s'ils pouvaient être efficaces pour certaines cinématiques de renversement, ils peuvent ne pas l'être pour d'autres. Par exemple, le cariste n'entre pas en contact avec eux tant que le chariot n'a pas frappé le sol dans le cas d'un renversement quasi-statique latéral.

Les résultats et les analyses théoriques ont aussi permis de déterminer que se cramponner et se caler dans le siège peuvent contribuer à éviter l'expulsion et à diminuer la vitesse d'impact de la tête au sol. Le pourcentage de réduction de vitesse d'impact n'est toutefois pas suffisant pour s'assurer d'éviter des lésions importantes à la tête. Ces actions permettent par contre de conserver les membres à l'intérieur du chariot, évitant ainsi leur écrasement par le chariot.

À l'heure actuelle, seule la ceinture de sécurité et les portes complètes (pleines/grillagées) demeurent efficaces en tout temps pour maintenir le cariste à l'intérieur de l'habitacle du chariot élévateur lors du renversement. Nous recommandons cependant la ceinture de sécurité pour sa facilité d'utilisation et le fait qu'elle est déjà installée sur la plupart des chariots élévateurs. De plus, contrairement à ce que l'on pourrait penser, nous avons

démontré que la ceinture ne créait pas de coup de fouet augmentant significativement la vitesse de la tête du cariste pour proscrire son utilisation.

Les portes et la ceinture n'empêchent toutefois pas le choc de la tête avec le FOPS ou le sol. Il est donc indispensable de penser, à court terme, à un dispositif de sécurité au niveau de la tête si la ceinture ou la porte sont proposées comme solution de protection. Nous suggérons d'ailleurs d'étudier les casques à protection latérale déjà disponibles sur le marché avec, bien sûr, l'utilisation de la mentonnière pour éviter que le casque ne tombe avant l'impact de la tête au sol.

Bien que notre étude se soit limitée aux essais de renversements quasi-statiques, nous avons recueilli toutes les données nécessaires pour entreprendre une campagne d'essais dynamiques. Nous avons d'ailleurs validé un modèle de chariot et de son cariste sur MADYMO, pour le cas d'un renversement quasi-statique. Ce modèle pourra être utilisé subséquemment pour évaluer les conséquences sur le cariste de l'utilisation de divers dispositifs de sécurité pour des cas de renversements dynamiques, moyennant certaines adaptations du modèle.

Un modèle numérique de chariot développé sur la plateforme Visual Nastran 4D nous a finalement permis d'identifier les conditions générales pour lesquelles un chariot renverse en dynamique. Ce modèle permettra de fournir les données d'entrées essentielles à l'étude du renversement avec MADYMO et/ou à la réalisation de tests expérimentaux pour le renversement dynamique.

Que ce soit pour la ceinture ou les portes, une difficulté à prévoir est de statuer sur des normes de conception et d'installation de ces solutions. Cette question ne faisait pas partie de notre étude. Bien que le port de la ceinture ou l'ajout de portes, combiné au casque, puisse potentiellement répondre aux besoins immédiats des caristes en matière de sécurité, nous sommes convaincus qu'une étude plus fondamentale sur la conception des chariots devra être entreprise en vue de diminuer les risques de renversement à la source. À cet égard, la compagnie TOYOTA propose déjà un système de stabilisation SAS qui permet d'éviter tout type de renversements sur surface lisse, tant que le chariot est utilisé dans les limites prescrites par le manufacturier.

Une approche plus ciblée des divers besoins des caristes en fonction des différents secteurs de travail et des différentes tâches effectuées à travers l'industrie devra également être envisagée. Cette approche permettrait éventuellement d'adapter les solutions au niveau de la sécurité des chariots élévateurs en fonction du type d'activité d'une entreprise. Dans certains cas, l'utilisation de portes grillagées pourrait être obligatoire, par exemple. Dans d'autres cas, on pourrait plutôt recommander d'omettre volontairement le port de la ceinture de sécurité, conditionnellement à la tâche effectuée avec le chariot élévateur et à l'environnement.

8. Recommandations

Les recommandations suivantes découlent de l'étude que nous avons effectuée:

- **RECOMMANDATION 1 :** À moins d'une preuve évidente que la porte complète est plus favorable, le port de la ceinture de sécurité devrait être réglementé;
- **RECOMMANDATION 2 :** Une étude devrait débiter dans un avenir rapproché pour proposer un dispositif de protection de la tête efficace;
- **RECOMMANDATION 3 :** Une étude sur les spécifications d'une ceinture de sécurité ou d'une porte complète efficace devrait être effectuée pour clarifier toute réglementation associée au port de la ceinture ou à l'installation d'une porte complète ;
- **RECOMMANDATION 4 :** Sachant que d'autres systèmes de retenue seront éventuellement proposés, il est fortement recommandé de poursuivre les activités de modélisation afin d'évaluer si ces systèmes seront efficaces pour éviter l'expulsion et/ou la collision de la tête du cariste contre le sol ou contre toute structure du chariot, et ce, dans la majeure partie des situations de renversement, notamment les renversements dynamiques. De plus, nous suggérons de faire des essais dynamiques afin de conclure spécifiquement sur l'efficacité des dispositifs de sécurité dans une telle situation. Cette étape devra nécessairement être effectuée dans le cas du développement du modèle dynamique.
- **RECOMMANDATION 5 :** L'étude a permis de développer du nouveau matériel et de nouvelles connaissances qui devraient être acheminés vers le milieu de la formation sur la conduite des chariots dans un avenir rapproché. Ces nouvelles informations devront toutefois être retravaillées afin de les rendre plus faciles à recevoir de la part du milieu.

9. BIBLIOGRAPHIE

ALEM N.M., (1985) *Effects of seatwings and seatbelts on the response of forklift truck operator during lateral dynamic tipovers*, UMTRI-85-16,

BENSON J.B., MELVIN J.W., SNYDER R.G., (1983) *Evaluation of the Upgraded Heavy Equipment Operator's Safety Belt Restraint System, Final Report*, Ann Arbor, The University of Michigan Transportation Institute.

BOURRET P.-É., (2006) *Mesure de l'impédance mécanique du membre supérieur d'un cariste en situation de renversement latéral d'un chariot élévateur*, mémoire de maîtrise en sciences appliquées, génie mécanique, Université de Sherbrooke, Québec, Canada, 309 p.

CARLIN F.H., SANCES Jr., (2000) *Fork Lift Overturn and Head Injury*, Proceedings of the 22nd Annual EMBS International Conference, July 23-28.

DUQUETTE J., BENOÎT R., (1998) *Les renversements latéraux de chariot élévateur: bilan des études sur les systèmes de protection de l'opérateur et recommandations pour une nouvelle approche*. Document IRSST, ISBN 2-551-18863-6, ISSN 0820-8395.

ENTWISLE, H.F., MOFFATT, E.A., (1992) *Lift Truck Overturn Safety*, ASME 92-WA/SAF-1.

GÉNÉREUX R, GARON J, LEFEBVRE C, PRONVENÇAL F, DUHAMEL L, FRENETTE J, TREMBLAY L (2003) *Rapport annuel d'activité*, Commission de la santé et de la sécurité du travail.

GERALD C.F., WHEATLEY P.O., (1999) *Applied numerical analysis*, United States of America, 6^e édition, Addison Wesley Longman, 698 p.

GOU M., (1995) *Recherche et analyse des solutions pouvant diminuer les risques de blessures associées au renversement des chariots élévateurs*. Les Entreprises Track Test Inc.

GOU M., AUBIN C.-É., OLTEANU M., BEMOIT R., KOUTCHOUK M., (2003) *Modélisation d'un chariot élévateur et de son cariste pour améliorer la sécurité lors de renversements latéraux*. Études et recherches, Rapport R-322, Montréal, IRSST, 40 p.

IASS (Institute for Advanced Safety Studies), (1986a) *Dynamic Forklift Truck Tip-overs : a Preliminary Safety Analysis and Testing Program of Operator Restraint Systems*, Niles, IL, Institute for Advanced Safety Studies, préparé pour Allis-Chalmers, Industrial Truck Division.

IASS (Institute for Advanced Safety Studies), (1986b) *Effects of Operator Restraint on Measured head Impacts During Lateral Overturns of Forklift Trucks*, Niles, IL, Institute for Advanced Safety Studies, préparé pour Allis-Chalmers, Industrial Truck Division.

JOHNSON J., (1988) *Operator restraint development: reduction of operator injuries from lift truck tip over and loading dock incidents*, Hyster Company, Engineering test report n° B-85-33.

KING A.I., (1981) *Operator Restraint Test Program, Final Report*, Southfield, Michigan, Albert King hc, prepare pour The Industrial Truck Association.

MELVIN J.W., ALEM N.M., WINKLER C.B., (1982) *Operator Restraint Testing Program – Phase II*, UM-HSRI-82-6-1, Ann Arbor, Mich, Highway Safety Research Institute, préparé pour l'Industrial Truck Association.

TELLIER, C., (1995a) *Analyse sommaire des accidents graves et mortels provenant de la banque VREN de la CSST de 1974 à 1994*. IRSST. Document interne non publié.

TELLIER, C. (1995b) *Sommaire des accidents de chariots élévateurs répertoriés par la CSST de 1991 à 1994*. IRSST, document de travail non publié.

TRIODYNE consulting engineers and scientists (1994) *Seat belt for forklift trucks*, Triodyne Inc, bibliography series 924, parts I, II and III.

- a) Alem N.M. (1985). Effects of seatwings and seatbelts on the response of forklift truck operator during lateral dynamic tipovers. Final technical report. Ann Harbor, the University of Michigan transportation Institute.
- b) Benson J.B., Melvin, J.W., Snider R.G. (1983). Evaluation of the upgraded heavy equipment operator's safety belt restraint system. Final report. Ann Harbor, The University of Michigan Transportation Research Institute (UMTRI).
- c) Entwistle, F. et al. (1983) Operator Restraint for the lift truck. A compendium done for the Clark Equipment Company, Industrial Truck Division.
- d) IASS (Institute for Advanced Safety Studies, Niles. IL) (1986). Dynamic forklift truck tip-overs: a preliminary safety analysis and testing program of operator restraint systems. Prepared for Allis-Chalmer, Industrial Truck Division.
- e) IASS (Institute for Advanced Safety Studies, Niles. IL) (1986). Effects of operator restraint on measured head impacts during lateral overturns of forklift trucks. Prepare for Allis-Chalmer, Industrial Truck Division. « Rapport final IRSST » 38 14 janvier 2003 « Modélisation d'un chariot élévateur et de son cariste pour améliorer la sécurité lors de renversements latéraux »
- f) IASS (Institute for Advanced Safety Studies, Niles. IL) (1985). An examination of seat belt acceptance by forklift truck operators. Prepared for Allis-Chalmer, Industrial Truck Division. IASS (Institute for Advanced Safety Studies, Niles. IL)

- (1985). Maneuver analysis : a safety program for forklift truck operator protection. Prepared for Allis Chalmer, Industrial Truck Division.
- g) IASS (Institute for Advanced Safety Studies, Niles. IL) (1985). Preliminary report on tipover experiences of forklift truck operators. Prepared for Allis-Chalmer, Industrial Truck Division.
 - h) King, A.I. (1981). Operator restraint test program. Final report to the Industrial Truck Association. Southfield, MI, Albert I. King, Inc
 - i) Melvin J.W., Alem N.M. et Winkler C.B. (1982). Operator restraint test program – Phase II – Final report. University of Michigan, Highway Safety Research Institute.
 - j) Melvin J.W., Alem N.M. et Winkler C.B. (1982). Operator restraint test program – Phase II – Appendices – Final report. University of Michigan, Highway Safety Research Institute.
 - k) McCarthy R.L., Taylor R.K., Finnegan J.P. et Krumm-Scott S. (1982). Review of occupant restraint effectiveness and its application to lift trucks. FAA-82-4-4. Failure Analysis Associates, Palo Alto, CA

ANNEXE A : Modèle de renversement du chariot sous Visual Nastran 4D

Dans un premier temps, l'annexe A nous présente l'établissement des conditions de renversement d'un chariot élévateur à partir du modèle de chariot développé sous la plateforme de simulation numérique Visual Nastran 4D. Dans un deuxième temps, on y fait l'analyse de différents paramètres tels: manipulation de la charge, freinage, rigidité des pneus, sur la stabilité du chariot.

Conditions de renversement d'un chariot

Pour déterminer les conditions de renversement d'un chariot élévateur, il est nécessaire de valider préalablement notre modèle. Pour une validation idéale, il serait nécessaire de comparer, pour différentes manœuvres, les résultats obtenus de diverses simulations avec des données recueillies expérimentalement. Ce type d'expérience nécessiterait l'instrumentation d'un chariot 7FB de Toyota afin d'être à même de mesurer les paramètres d'accélération, de vitesse des roues, d'angle du volant, etc. Évidemment, de telles expériences sont très onéreuses et demandent beaucoup de temps. L'étude de Bruns et Höppner (2006) a déjà effectué divers essais de renversement avec le chariot 7FB. C'est à partir de certaines données recueillies de cet article qu'une partie de la validation du modèle a pu être effectuée. Cependant, aucune mesure de l'angle de braquage des roues de direction n'était publiée dans l'étude. Ces valeurs font pourtant partie des entrées de notre modèle nécessaire pour reproduire la manœuvre. Il n'est donc pas possible d'affirmer avec une certitude absolue que notre modèle est valide. Cependant, en estimant de manière réaliste les angles de braquage possibles pour simuler certaines manœuvres de renversement, il est possible de reproduire une bonne partie des données recueillies expérimentalement dans cette étude. Ces résultats similaires nous permettent donc de dire que le comportement dynamique de notre modèle se rapproche à toutes fins pratiques de celui d'un vrai chariot. À notre connaissance, c'est un des modèles les plus réalistes qui existe sur le marché.

La stratégie utilisée pour étudier le phénomène du chavirement consistait à effectuer des simulations comparatives. Un seul paramètre a donc été étudié à la fois. Cette méthodologie permettait d'isoler l'effet de chaque paramètre sur la stabilité lors d'une manœuvre dynamique. Dans cet ordre d'idées, nous avons commencé par identifier une manœuvre « typique » servant de manœuvre de référence. À cet effet, nous avons choisi un virage en « J », avec une vitesse de 21,6 km/h et un rayon de courbure nominale de 3 m. Un virage en « J » est défini comme une manœuvre où le véhicule se déplace d'abord en ligne droite à une certaine vitesse initiale, puis les roues de direction se braquent pour débiter le virage et demeurent braquées jusqu'à l'impact au sol s'il y a lieu. Quant à lui, le rayon de courbure « nominale » se définit comme le rayon de courbure qu'effectuerait le point situé au centre des roues frontales s'il n'y avait aucun glissement des pneus (figure 1). Autrement dit, il s'agit du rayon de courbure que l'on obtiendrait si le chariot tournait à très faible vitesse.

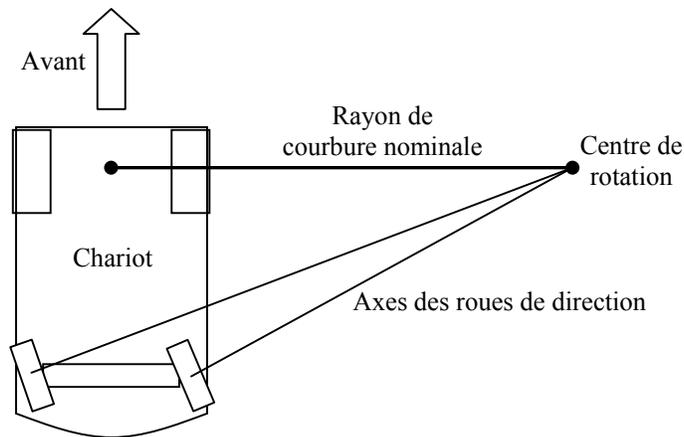


Figure 1 : Rayon de courbure nominale du chariot.

Il faut préciser que le chariot ne tourne pas avec le même rayon que le rayon de courbure nominale appliqué aux roues de direction. En réalité, les roues glissent un peu latéralement étant donné l'importance de l'inertie du châssis qui tend à faire continuer le chariot en ligne droite. Dans le cas d'un virage en « J » typique ($V_i=21,6$ km/h et $R=3$ m), la figure 2 montre la trajectoire que poursuit le centre de masse du chariot.

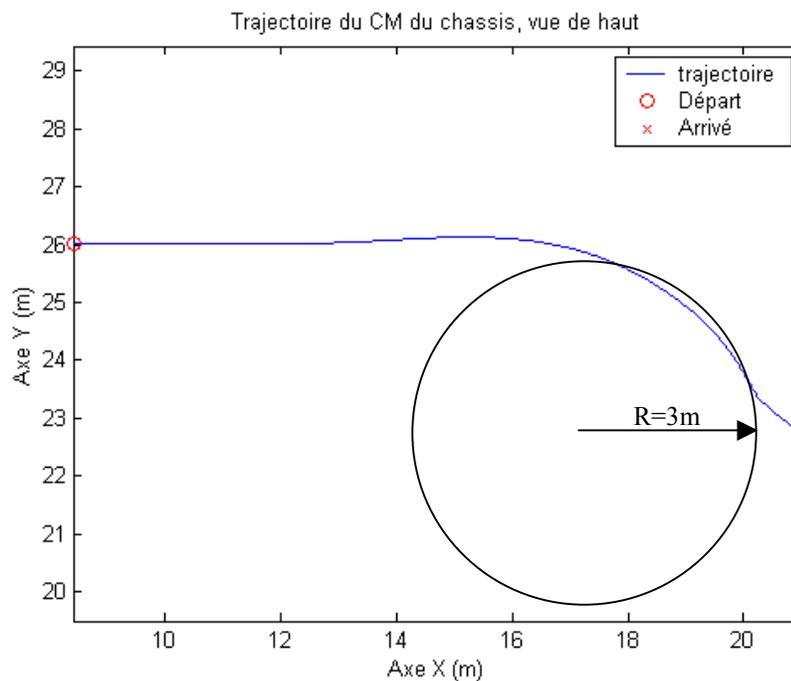


Figure 2 : Trajectoire du centre de masse du chariot vu de haut pour un virage en « J » typique.

Dans ce cas de virage en « J » typique, le chariot chavire avec facilité. La figure 3 permet de se faire une idée sur la façon dont le chariot chavire. La ligne représente la trajectoire que ferait le point central de l'essieu avant s'il n'avait pas de glissement latéral des roues. Autrement dit, cette ligne représente le rayon de courbure nominale.

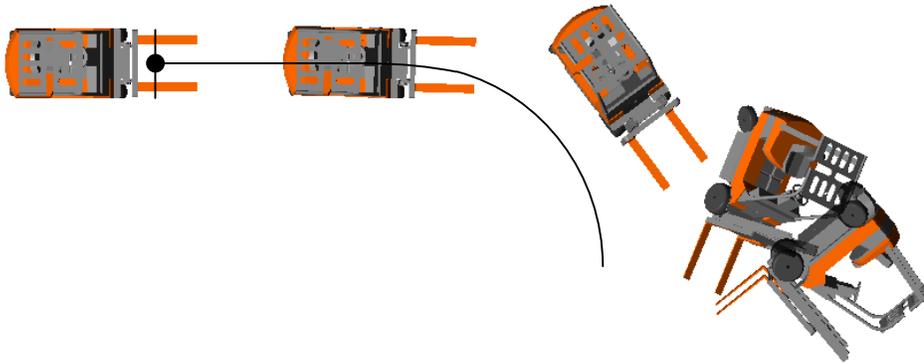


Figure 3 : Chavirement vu de dessus lors d'un virage en « J » typique, cliché à chaque 0,75 s.

Il est à noter qu'aucun couple n'a été appliqué aux roues lors des simulations de cette étude comparative. C'est plutôt une vitesse initiale qui a été attribuée au chariot. Grâce à son inertie, il continue de rouler sans restriction, c'est-à-dire sans l'application de couple de freinage ou de couple moteur.

Effet de la vitesse:

Puisque le virage en « J » typique provoque facilement un chavirement, nous avons diminué graduellement la vitesse en conservant le même niveau de braquage des roues de direction. Comme prévu, nous avons observé qu'à faible vitesse le chariot ne chavire plus. Mais lorsqu'une certaine vitesse « critique » est atteinte ou dépassée, le chariot chavire à tout coup. Nous avons ainsi remarqué que la vitesse maximale pour effectuer le virage en « J » typique sans que le chariot chavire est de 15,7 km/h. Cette vitesse critique sera utilisée plus tard pour comparaison.

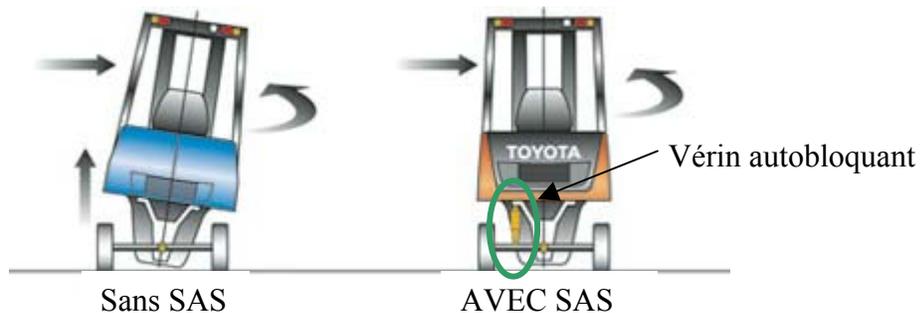
Effet de l'essieu oscillant:

Le deuxième paramètre étudié a été le blocage de l'essieu oscillant de l'axe arrière (voir figure 4a), car selon le modèle dynamique du chariot, ce système permettrait d'augmenter la vitesse critique de renversement de 15,7 km/h pour l'essieu débloqué à 29,7 km/h, pour l'essieu bloqué.

Le système de stabilité active Toyota SASTM apparaît donc comme un moyen efficace pour aider à contrer le renversement latéral de chariots élévateurs sur une surface uniforme, si on fait l'hypothèse que ce système bloque efficacement l'essieu arrière

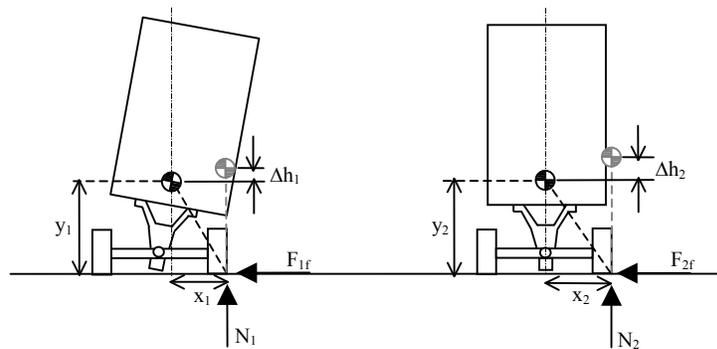
(TOYOTA tente de démontrer l'efficacité de son dispositif notamment par vidéo sur : www.toyotaforklift.com/about_us/product_focus/safety.aspx).

En fait, la fonction du système de blocage de l'essieu a pour but d'empêcher le déplacement latéral du centre de masse avant le début de renversement du chariot. Cette fonction permet d'augmenter la résistance au renversement du chariot. Afin de comprendre ce phénomène, il est nécessaire de développer un modèle dynamique simplifié du renversement en J.



Réf. www.toyotaforklift.com/about_us/product_focus/safety.aspx#

- a -



- b -

Figure 4 : Démonstration du système SAS de TOYOTA. a) Fonctionnement du système SAS de TOYOTA. b) DCL comparatif avec ou sans le système SAS.

Une vue arrière d'un chariot est illustrée à la figure 4. En faisant la somme des moments M par rapport au centre de masse du chariot, on obtient l'équation suivante :

$$\sum M_{cg} = F_f y - N x = \bar{I} \alpha \quad \text{éq. 1}$$

où F_f correspond à la force de frottement pneu/sol et N correspond à la normale mg . En supposant un modèle simplifié du frottement au sol, l'équation 1 devient :

$$N(\mu y - x) = \bar{I}\alpha \quad \text{éq.2}$$

où μ correspond au coefficient de frottement pneu/sol et \bar{I} correspond à l'inertie par rapport au centre de masse du chariot. Le chariot débutera donc un renversement si :

$$\mu y - x > 0 \quad \text{éq.3}$$

Donc, la condition pour éviter le renversement est :

$$\mu y - x \leq 0 \quad \text{éq.4}$$

Sachant que lors d'un virage à grande vitesse: ($y_1=0,48$ m, $x_1=0,37$ m) sans système SAS, ($y_2=0,5$ m et $x_2=0,5$ m) avec système SAS, la seule façon d'atteindre l'instabilité avec le système SAS, c'est avec un coefficient de frottement supérieur à 1. Dans le cas sans système SAS, dès que le niveau du coefficient de frottement atteint 0,8, la limite de la stabilité est atteinte. Pour les cas de renversements simulés avec Visual Nastran 4D, le coefficient de frottement atteint 0,82 pour le cas où le chariot renverse. Ce qui veut dire que sans système SAS, le chariot renversera et qu'avec le système SAS, le chariot ne renversera pas. Cela valide aussi le modèle de pneu développé dans ce rapport.

En plus du coefficient de frottement qui influence la stabilité du chariot, on sait que le renversement se produit si le centre de masse du chariot passe au-dessus du point de contact de la roue au sol. Or, lorsque l'essieu est bloqué, une quantité d'énergie supérieure est nécessaire pour atteindre ce point. Un travail supplémentaire de la force de frottement est donc nécessaire. Ceci se voit facilement lorsqu'on calcule le changement d'énergie potentiel du chariot en partant du sol jusqu'à son point de hauteur maximale pendant le renversement, i.e. :

$$E = mg\Delta h \quad \text{éq.5}$$

où E correspond à l'énergie pour amener le chariot jusqu'au point limite de la stabilité.

Après analyse des dimensions, on se rend compte que $\frac{\Delta h_1}{\Delta h_2} \approx 0,6$, ce qui veut dire qu'on a

besoin de 40% plus d'énergie pour faire chavirer le chariot lorsque celui-ci est équipé d'un système SAS. Cette analyse explique bien les résultats obtenus de TOYOTA de même que l'augmentation de vitesse jusqu'à tout près de 30 km/h (obtenue par simulation) pour faire chavirer le chariot.

Effet de reculer:

Une simulation d'un virage en « J » typique en marche arrière a été effectuée. Avec une vitesse initiale de recul de 21,6 km/h et un rayon de courbure nominale de 3 m (correspond à un virage en « J » typique), le chariot chavire (figure 5). Encore une fois, nous avons observé qu'à faible vitesse, le chariot ne chavire plus. La vitesse critique en marche arrière est plus élevée que celle vers l'avant, soit de 17,5 km/h contre 15,7 km/h. Le chariot présente donc une stabilité accrue lors d'un virage serré à marche arrière.

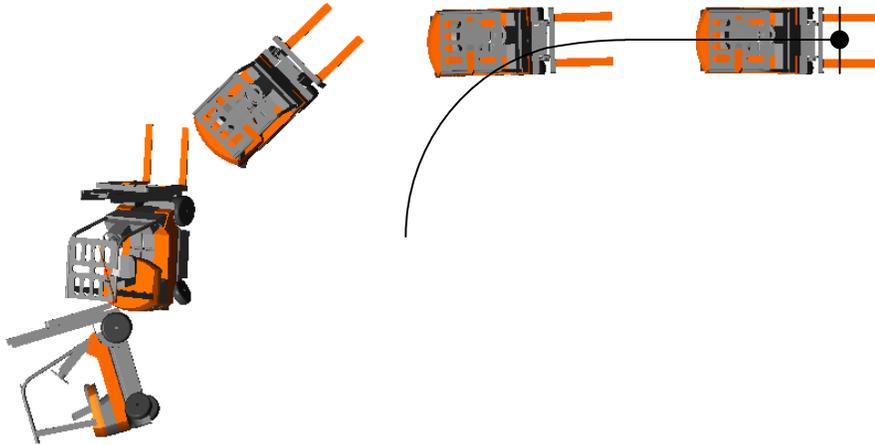


Figure 5 : Chavirement vu de dessus lors d'un virage en « J » typique du marche arrière, cliché à chaque 0,75 s.

Effet de l'angle de braquage:

Un autre paramètre qui a beaucoup d'influence sur le chavirement, c'est l'angle de braquage des roues de direction. La variable utilisée pour représenter ce braquage est le rayon de courbure nominale (figure 1). Plusieurs simulations ont été faites utilisant différentes combinaisons de vitesse et de rayon de courbure. D'abord, il a été observé qu'avec une vitesse de 21,6 km/h, si le rayon de courbure est inférieur à 7,75 m, le chariot chavire. Par contre, si le rayon de courbure est très petit (environ 0,6 m), le chariot ne chavire pas. Le chariot fait plutôt un tête-à-queue et, les roues arrière étant pratiquement perpendiculaires, il freine en se déplaçant en marche arrière (figure 6).

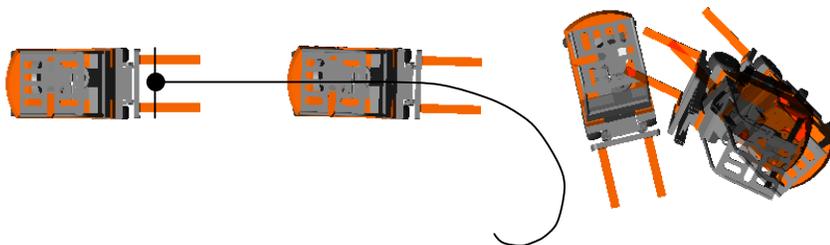


Figure 6 : Virage très serré à 21,6 km/h vu de dessus, cliché à chaque 0,75 s.

Une autre série de simulations a été effectuée dans le but d'observer l'effet sur la vitesse critique lorsque l'on diminue le rayon de courbure. Tel que prévu, la vitesse critique a diminué, passant de 15,7 km/h pour un rayon de 3 m (virage typique) à 14,2 km/h pour un rayon de 2 m. Dans le même ordre d'idées, l'effet sur la vitesse critique lors d'une augmentation du rayon de courbure a été étudié. Tel qu'anticipé, l'effet contraire à celui d'une diminution du rayon de courbure a été obtenu. Ainsi, la vitesse a passé de 15,7 km/h pour un rayon de 3 m à 19,6 km/h pour un rayon de 6 m.

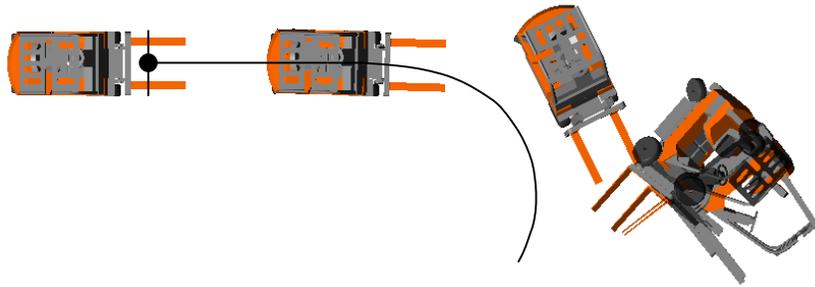


Figure 7 : Chavirement vu de dessus lors d'un virage en « J » avec un rayon de courbure nominal de 2 m, cliché à chaque 0,75 s.

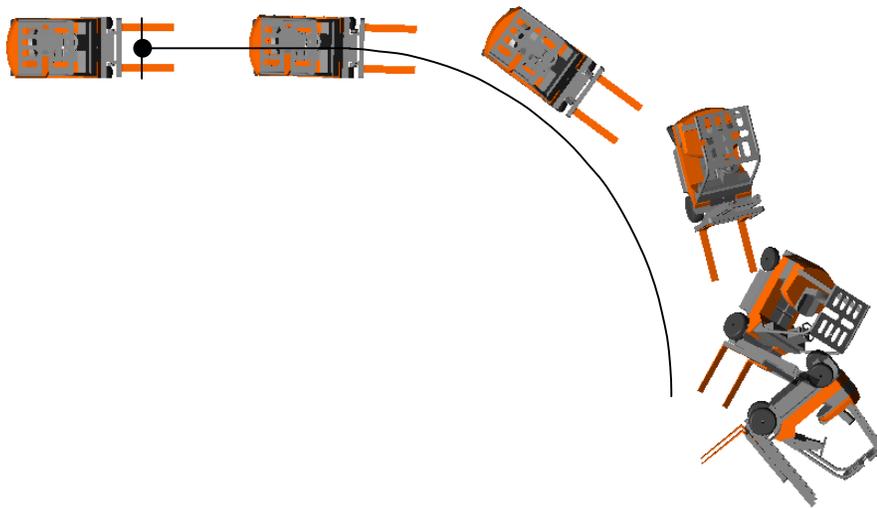


Figure 8 : Chavirement vu de dessus lors d'un virage en « J » avec un rayon de courbure nominal de 6 m, cliché à chaque 0,75 s.

Dans le but de bien visualiser les dernières observations, une importante série de simulations a été observée, testant toutes les combinaisons de vitesses initiales et de rayon de braquage possibles (figure 9) lors d'un virage en « J ». Chaque rond sur cette figure correspond à une combinaison vitesse/braquage et son ton indique si le chariot a renversé, a atteint la limite du renversement ou est resté stable lors de la manoeuvre. Un tel graphique permet d'analyser d'un seul coup d'œil la stabilité du chariot modélisé. On

remarque d'abord que si la vitesse est de 10 km/h ou moins, le chariot ne chavire pas et cela, peu importe le braquage imposé aux roues. On remarque aussi, lorsque le braquage est très important, que le chariot a moins tendance à renverser, comme nous l'avons précédemment remarqué (figure 6). Éventuellement, dans des activités futures, il serait possible de créer de tels graphiques avec un balayage vitesse/braquage beaucoup plus serré. Il serait aussi très intéressant d'analyser la portion négative de la vitesse initiale (c'est-à-dire en marche arrière). De plus, on pourrait observer l'influence sur ce graphique lorsque l'on bloque l'essieu oscillant de l'axe arrière par exemple.

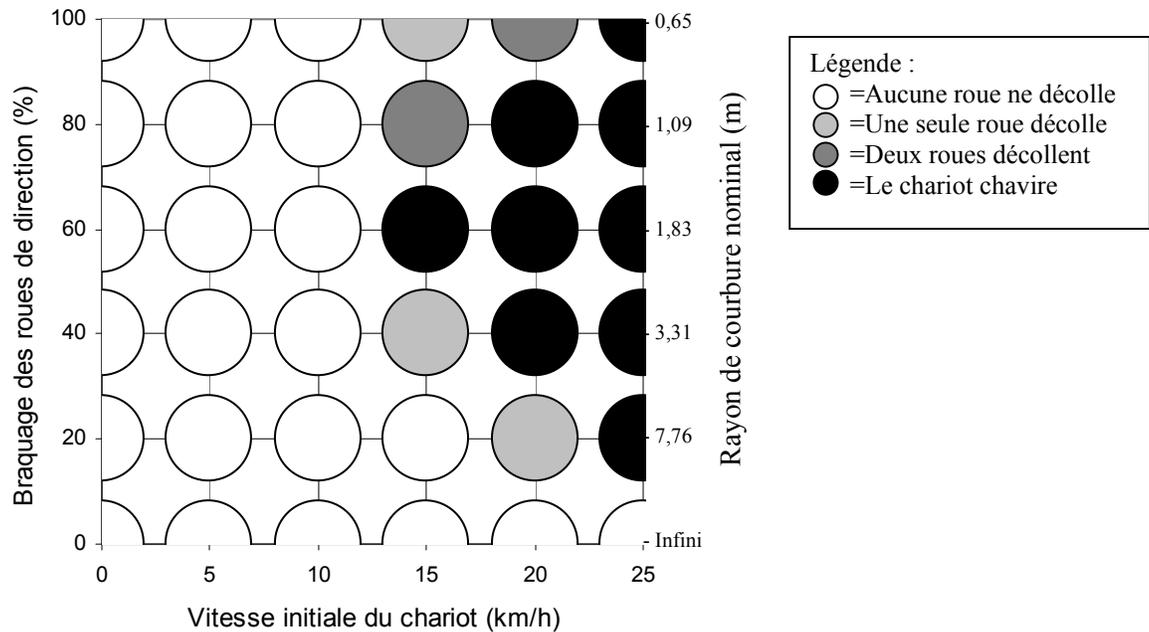


Figure 9 : Conditions pour obtenir un renversement lors d'un virage en « J »

Effet de la charge transportée:

Pour nous permettre d'observer l'effet qu'a la charge sur la stabilité en virage, nous avons ajouté à notre modèle une boîte de 500 kg attachée rigidement sur les fourches de l'élévateur. Deux situations ont été comparées (figure 10): une où la charge est basse (environ 0,2 m du sol) et une autre où la charge est haute (75% du maximum de l'élévateur, soit environ 2 m).



Figure 10 : Chariot avec la charge basse et haute

Les simulations démontrent que la charge transportée à bas niveau aide à stabiliser le chariot en virage. Certains caristes d'expérience ont déjà affirmé avoir fait la même observation. Ainsi, la vitesse critique passe de 15,7 km/h sans charge jusqu'à 20,0 km/h avec la charge basse pour notre virage « typique ». Cela veut donc dire qu'une charge basse augmente la stabilité du chariot. Par contre, lorsque la même charge est haute, l'effet est néfaste sur la stabilité en virage. La vitesse critique descend alors à 14,2 km/h. Les figures 11 et 12 montrent de quelle façon le chavirement s'effectue en présence d'une charge.

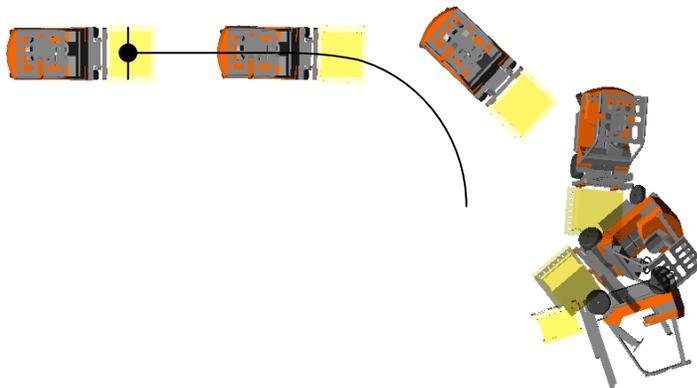


Figure 11 : Chavirement vu de dessus lors d'un virage en « J » typique avec une charge basse, cliché à chaque 0,75 s.

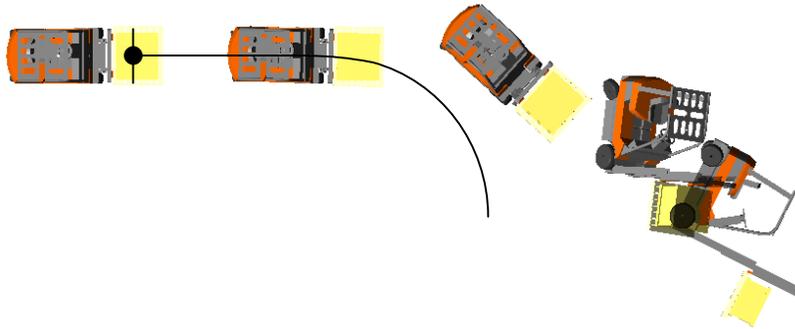


Figure 12 : Chavirement vu de dessus lors d'un virage en « J » typique avec une charge haute, cliché à chaque 0,75 s.

Effet du coefficient de frottement:

Sachant que le coefficient de frottement joue un rôle primaire dans le calcul des forces de frottement latérales des pneus et que ce sont ces forces trop élevées qui provoquent un chavirement lors d'un virage, il est très intéressant d'étudier l'impact de ce paramètre sur la stabilité en virage. Logiquement, il est prévu que le chariot chavire plus facilement si le coefficient de frottement est plus élevé, étant donné que les forces latérales atteignent des valeurs plus importantes. Il est aussi prévu que si le coefficient de frottement est trop faible, il devient impossible que le chariot chavire sur une surface plane.

Il est possible de calculer analytiquement quelle est la valeur des forces de frottement latérales rendant instable le chariot. Connaissant cette force latérale et la force de contact pneus/sol (estimée égale au poids du chariot), il est alors possible de calculer le coefficient de frottement minimal pour que le chariot puisse chavirer. À l'aide de la position du centre de masse, la position des points d'application des forces de frottement, le poids du chariot et l'angle de roulis où débute l'instabilité lors d'un renversement statique, il a été calculé que le chariot ne peut chavirer que si le coefficient de frottement est d'au moins 0,47 dans le cas où l'essieu oscille librement et d'au moins 0,61 si l'essieu est bloqué.

La figure 13 présente la simulation du virage en « J » typique ($V_i=21,6$ km/h et $R=3$ m) avec un coefficient de frottement réduit de 30% par rapport à la normale (la normale étant de 0,825). Ensuite, une série de simulations a permis d'évaluer l'effet de cette diminution du coefficient de frottement (pour les quatre roues) sur la vitesse critique lors d'un virage en « J ». Comme prévu, la vitesse critique a augmenté, passant de 15,7 km/h pour un coefficient de frottement de 0,825 à 17,8 km/h pour un coefficient de frottement de 0,58. Ainsi, ces valeurs permettent de croire que réduire l'adhérence des pneus permet d'augmenter la stabilité des chariots lors d'un virage serré.

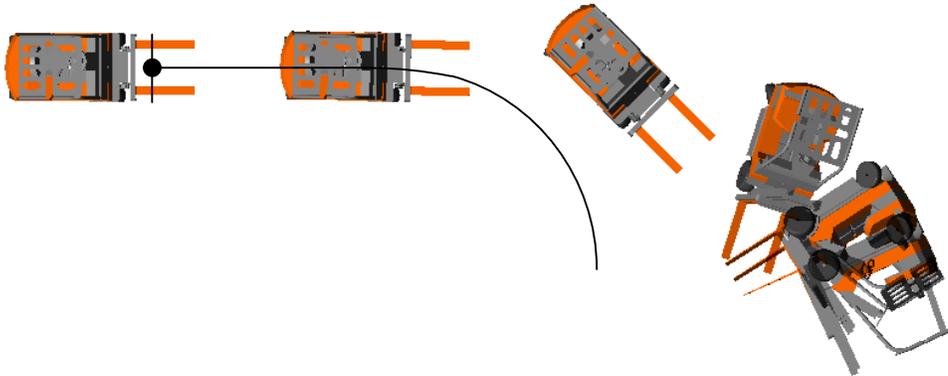


Figure 13 : Chavirement vu de dessus lors d'un virage en « J » typique avec un coefficient de frottement réduit de 30% pour les quatre roues, cliché à chaque 0,75 s.

Effet de la raideur latérale des pneus:

La raideur latérale des pneus joue un rôle primaire dans le calcul de la force latérale appliquée sur les pneus. En effet, cette propriété mécanique des pneus influence directement l'amplitude de la force latérale lorsque le chariot se déplace. Pour un même angle d'écart « α », une raideur latérale plus élevée entraîne une plus grande valeur de la force latérale, aidant le chariot à tourner avec un rayon de courbure plus près du rayon nominal.

Afin d'étudier l'influence de la raideur latérale des pneus, une raideur trois fois supérieure et une raideur trois fois inférieure à la raideur nominale ont été simulées. La raideur étant fonction de la force de contact « F_z », il n'est pas possible de mentionner la valeur exacte de ces raideurs. C'est pourquoi une référence relative (« trois fois plus » ou « trois fois moins ») à la valeur nominale a été utilisée. La figure 14 présente les courbes de performance pour les trois raideurs testées en simulation, lorsque la force de contact équivaut à 7000 N (représente environ la répartition statique du poids du chariot sur chaque roue).

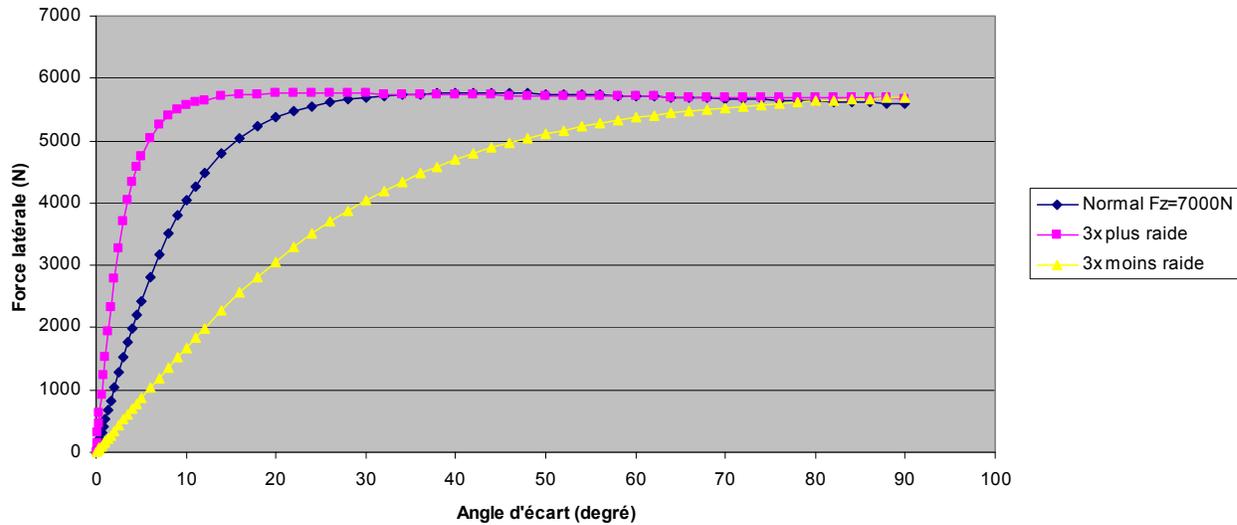


Figure 14 : Courbes de performance des pneus avant pour différentes raideurs testées, avec $F_z=7000$ N.

Avec une raideur latérale plus élevée, on observe que la force latérale augmente plus rapidement lorsque l'angle d'attaque augmente. On doit donc s'attendre à ce que le chariot chavire plus facilement lorsque la rigidité des pneus est plus élevée. Les simulations ont en effet démontré cette affirmation (figure 15). Avec une raideur trois fois plus élevée, la vitesse critique a diminué significativement, passant de 15,7 km/h à 13,5 km/h pour les pneus moins raides. Avec une raideur trois fois plus faible, la vitesse critique a augmenté de 5,7 km/h pour atteindre 21,4 km/h. On observe donc qu'avec une raideur latérale plus élevée, le chariot tourne avec un rayon de courbure plus petit, s'approchant plus du rayon de courbure nominal (figure 1), ce qui augmente les chances de chavirer. Cependant, avec une raideur moins élevée, les forces d'interaction latérales sont moins élevées. Ce qui augmente le rayon de courbure et favorise l'accomplissement d'un tête-à-queue du chariot. Deux phénomènes qui augmentent la stabilité du véhicule.

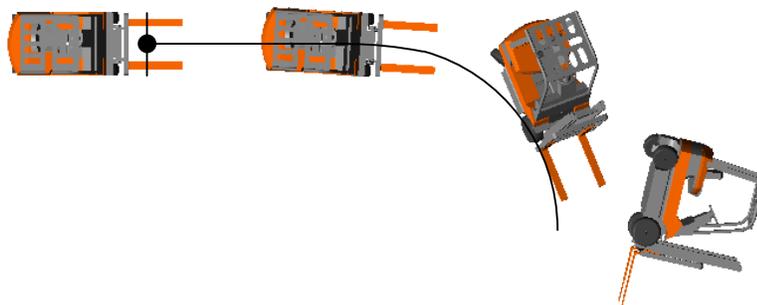


Figure 15 : Chavirement vu de dessus lors d'un virage en « J » typique avec des pneus trois fois plus rigide latéralement, cliqué à chaque 0,75 s.

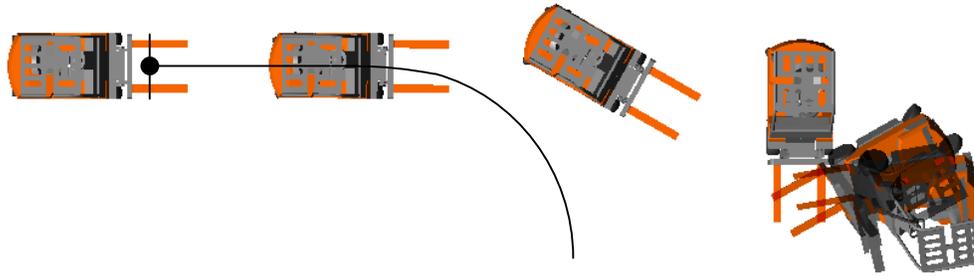


Figure 16 : Chavirement vu de dessus lors d'un virage en « J » typique avec des pneus trois fois moins rigides, cliché à chaque 0,75 s.

Discussion

Le tableau 1 et la figure 17 résument la majorité des observations faites lors des simulations effectuées durant cette étude. Un pourcentage d'influence positif signifie que le paramètre a un effet stabilisant sur le chariot lors d'un virage en « J ». Par contre, un pourcentage négatif indique que le paramètre favorise le chavirement du chariot.

Tableau 1 : Résumé démontrant les effets de chaque paramètre étudié

Cas	Vitesses critiques (km/h)	% d'influence*
Virage « J » typique, $\mu=0,825$ et $R=3$ m	15,7	étalon
Essieu oscillant arrière bloqué, $R=3$ m	29,7	+90%
Reculer, $R=3$ m	17,5	+ 11%
Petit rayon de courbure, $R=2$ m	14,2	-9%
Grand rayon de courbure, $R=6$ m	19,6	+25%
Charge de 500 kg, à 0,2 m du sol et $R=3$ m	20,0	+28%
Charge de 500 kg, à 2 m du sol et $R=3$ m	14,2	-9%
« μ » diminué de 30% aux 4 roues, $\mu=0,58$ et $R=3$ m	17,8	+13%
Raideur latérale des pneus, 3 fois plus faible	21,4	+37%
Raideur latérale des pneus, 3 fois plus élevée	13,5	-14%

*Équation : $100 \times (\text{Vitesse critique} - 15,7) / 15,7$

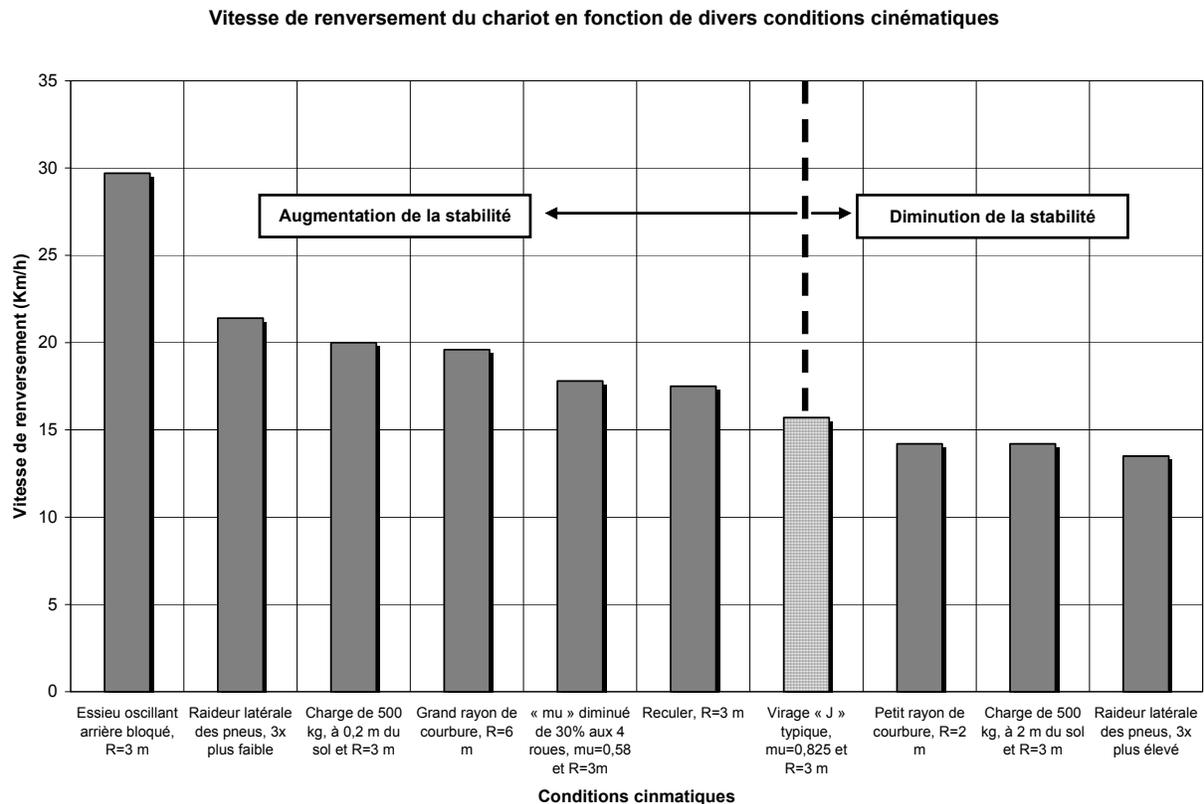


Figure 17 : Graphique résumé des effets des conditions cinématiques sur le renversement du chariot élévateur

D'abord, on remarque l'impact très important obtenu en bloquant l'essieu oscillant de l'axe arrière. La vitesse critique étant de 29,7 km/h, on s'aperçoit qu'il est très difficile de faire chavirer le chariot, étant donné que la vitesse limite pour ce genre de chariot est d'environ 20 km/h. Malgré nos nombreuses simulations, combinant différents rayons de courbure et différentes vitesses initiales (à l'intérieur de la plage de vitesse possible pour un chariot élévateur de ce gabarit), nous ne sommes jamais parvenus à faire chavirer le chariot lorsque l'essieu est bloqué. Il semble donc qu'en simulation, le système de stabilité active Toyota SASTM soit très performant pour réduire le risque de chavirement latéral des chariots élévateurs. Notez par contre que ce système de stabilité n'a pas été modélisé en détail, son action seulement ayant été simulée.

Par contre, il faut avoir à l'esprit qu'en réalité, le sol n'est jamais parfaitement plat et infiniment dur, comme c'est le cas dans notre modèle. La présence d'une irrégularité sur le sol ou d'une surface déformable peut augmenter considérablement la force de frottement latérale des roues et ainsi entraîner un chavirement inattendu. Malheureusement, il est impossible d'étudier l'effet de ces irrégularités et de la déformation du sol avec notre modèle actuel.

Un autre facteur qui n'a pas été étudié est la vitesse de braquage des roues de direction. Il est fort probable que ce facteur ait une influence sur les risques de chavirement en virage. Pour nos simulations, c'est le taux de braquage maximal que peut fournir le cariste qui a été utilisé, étant d'environ $67^\circ/\text{s}$. Le second facteur qui influence positivement la stabilité, c'est le transport d'une charge en position basse avec l'élévateur. Dans ce cas, l'augmentation de la stabilité est conjuguée avec une augmentation de la manœuvrabilité, dans le sens où le chariot glisse moins. Ainsi, le rayon de courbure qu'effectue le chariot s'approche davantage du rayon de courbure nominal. Bref, on constate qu'il est avantageux que le centre de masse du chariot soit plus vers l'avant et le bas.

Au cours d'éventuelles activités futures, un aspect qui pourrait être davantage approfondi (étant donné son grand potentiel) est l'analyse des graphiques qui présentent les zones de stabilité du chariot (figure 9). Il serait possible de créer de tels graphiques avec un balayage vitesse/braquage beaucoup plus serré, permettant une analyse plus précise. Il serait aussi très intéressant d'ajouter la portion négative de la vitesse initiale (c'est-à-dire la marche arrière). De plus, on pourrait observer l'influence sur ce graphique lorsque l'on bloque l'essieu oscillant arrière, par exemple. Il serait aussi envisageable de créer de tels graphiques pour d'autres chariots élévateurs. Ces graphiques pourraient aussi être utilisés lors de la formation des caristes, leur permettant de mieux connaître les limites de leur chariot.

Conclusion

En conclusion, cette annexe a d'abord présenté le fonctionnement global du modèle numérique que nous avons développé et a démontré qu'il reproduit suffisamment bien la dynamique du véritable chariot élévateur 7FB de Toyota pour porter des conclusions fiables. Ensuite, les résultats des nombreuses simulations ont mis en évidence l'effet de certains paramètres sur la stabilité du chariot en virage serré. Ainsi, nous avons observé que bloquer l'essieu oscillant, rouler en marche arrière, augmenter le rayon de courbure, transporter une charge basse, réduire le coefficient de frottement des roues et réduire la raideur latérale des pneus minimisent les risques de chavirer lors d'un virage en « J » entamé à grande vitesse. De plus, l'efficacité de notre modèle numérique nous permet de générer des vidéos de plusieurs manœuvres possibles, pouvant être utilisées pour la formation des caristes. Ces vidéos sont d'ailleurs incluses sur le cd fourni avec ce rapport. Finalement, notre modèle permet d'exporter les données cinématiques du chariot dans un fichier de données, ce qui pourrait éventuellement être utilisé comme valeurs d'entrée dans un modèle MADYMO pour étudier la réaction d'un modèle biomécanique d'un cariste.

BIBLIOGRAPHIE

BRUNS, R. et HÖPPNER, O. (Frazer-Nash Consultancy Limited), (2006) *Fork lift truck validation and trials*, Research Report 456, British Health & Safety Executive HSE, 122 p.

GOU, M., AUBIN, C.-É., OLTEANU, M., BENOIT, R. et KOUTCHOUK, M., (2003) *Modélisation d'un chariot élévateur et de son cariste pour améliorer la sécurité lors de renversement latéraux*, Rapport R-322, IRSST, pages 12 et 13.

PACEJKA, H. et BAKKER, E. (1991) *The Magic Formula tyre model*, Proc. 1st Int. Colloq on tyre models for vehicle dynamics analysis, pages 1-18.

JOHNSON J., (1988) *Operator restraint development: reduction of operator injuries from lift truck tip over and loading dock incidents*, Hyster Company, Engineering test report n° B-85-33.

IASS (Institute for Advanced Safety Studies), (1986) *Effects of Operator Restraint on Measured head Impacts During Lateral Overturns of Forklift Trucks*, Niles, IL, Institute for Advanced Safety Studies, préparé pour Allis-Chalmers, Industrial Truck Division.

ALEM N.M., (1985) *Effects of seatwings and seatbelts on the response of forklift truck operator during ltateral dynamic tipovers*, UMTRI-85-16.

ANNEXE B : Détail du montage de renversement quasi-statique de l'INRS

L'annexe B illustre la présentation du rapport interne déposé à l'INRS décrivant le montage utilisé pour les essais de renversement quasi-statiques en France.



INSTITUT NATIONAL DE RECHERCHE ET DE SÉCURITÉ

pour la prévention des accidents du travail et des maladies professionnelles

Document de Travail
IET - NP/06DT-061/JRe

Avril 2006

Préparation des expérimentations de renversement de cabine simplifiée de chariot élévateur: analyse des risques.

Jérôme REBELLE

SIÈGE SOCIAL

30, rue Olivier-Noyer
75680 PARIS CEDEX 14
01.40.44.30.00

CENTRE DE LORRAINE

avenue de Bourgogne - B.P. n° 27
54501 VANDOEUVRE CEDEX
03.83.50.20.00

INSTITUT NATIONAL DE RECHERCHE ET DE SÉCURITÉ

Centre de Lorraine

Département **Ingénierie des Equipements de Travail**

Avenue de Bourgogne

B.P. 27

54501 Vandoeuvre-Les-Nancy

Document de Travail
IET - NP/06DT-061/JRe

Avril 2006

Préparation des expérimentations de renversement de cabine simplifiée de chariot élévateur: analyse des risques.

Jérôme REBELLE

Diffusion interne :

L / HSCT (J. DELCOURT, P. VILLETORTE) - IET (GL, PLe, JRe, J. GAUTIER, Sct/NP)

Sommaire

	Pages
1. Introduction.....	74
2. Conditions d'utilisation.....	75
3. Montage et manutention.....	78
3.1 Le berceau.....	80
3.2 La cabine.....	81
3.3 Le système de lâcher.....	81
4. Contrôles à effectuer.....	82
5. Risques identifiés et solutions adoptées.....	83
5.1 Mesures prises concernant le banc de renversement.....	83
5.2 Mesures prises concernant la protection du sujet.....	94
5.3 Mesures prises concernant la zone des expérimentations et l'organisation des essais.....	86
5.4 Autres mesures.....	89
6. Conclusion.....	89
7. Références bibliographiques.....	89
Annexe B-I	
Schéma de principe du banc de renversement.....	90
Annexe B-II	
Force de traction du treuil mesurée dans 3 configurations pour relever la cabine.....	92
Annexe B-III	
Vitesses mesurées de rotation de la cabine.....	94
Annexe B-IV	
Zone des expérimentations.....	95
Annexe B-V	
Texte de l'information délivré à chaque sujet.....	96



1. Introduction

Dans le cadre de l'axe II du projet CEMAMO, le Laboratoire MSMP s'intéresse à l'amélioration de la sécurité passive ou active du conducteur de chariot automoteur afin d'éviter que celui-ci soit éjecté de sa cabine. Actuellement sur le marché, de nombreux systèmes de retenue du cariste existent mais aucun moyen objectif ne permet de juger leur efficacité.

Le Laboratoire MSMP a conçu un banc expérimental qui sera utilisé pour:

- le développement d'un protocole expérimental robuste permettant de tester les différents systèmes de retenue du cariste,
- la qualification de ces systèmes de retenue, qu'ils soient actifs ou passifs.

Le protocole expérimental proposé pourra, par la suite, servir de base à l'élaboration d'une norme européenne.

Le banc consiste en une cabine simplifiée de chariot élévateur (mobile) qui est montée sur un berceau (fixe par rapport au sol). Le mouvement de rotation de la cabine par rapport à son berceau permet de simuler un renversement latéral réaliste de chariot, sans tenir compte de la force centrifuge qui intervient normalement lors de la prise d'un virage. Le banc d'essai développé dans le cadre de cette étude est une version simplifiée (mouvement purement latéral) du banc pour l'étude de l'éjection du cariste, déjà utilisé au cours du projet CEMAMO. Ce banc avait été utilisé pour valider un modèle numérique de sujet humain [1] et a fait l'objet d'une analyse des risques [2].

Les expériences prévues avec ce banc seront réalisées avec des sujets humains recrutés à l'extérieur de l'INRS. Une analyse des risques a été menée et fait l'objet de ce rapport. Par ailleurs, un dossier a été déposé auprès du Comité Consultatif de Protection des personnes dans la Recherche Biomédicale [3] pour répondre aux exigences de la loi Huriet-Sérusclat et une déclaration confidentielle de l'identité des sujets est réalisée par minitel sur le serveur 36 14 MISASOL du Ministère chargé de la santé.

L'analyse des risques a porté sur la conduite et la réalisation des essais, mais surtout sur la protection des sujets et du personnel INRS participant aux expérimentations.

Les documents ci-dessous ont servi de base à l'analyse:

- Annexe 1 du livre 2 du code du travail pour les exigences liées à la conception et à la construction du banc d'essai.
- Norme NF EN 1050 « Sécurité des machines - Principes pour l'appréciation du risque ».
- Code du Travail – Livre 2 - Titre III – Chapitre III pour:
 - o les mesures d'organisation et conditions de mise en œuvre des équipements de travail,
 - o les prescriptions techniques applicables pour l'utilisation des équipements de travail.

2. Conditions d'utilisation

Le banc de renversement latéral (voir figure 1, figure 2 ainsi que le schéma de principe en Annexe I) a été développé par l'INRS. Il s'agit d'un banc d'essai utilisé au sein du laboratoire MSMP par des expérimentateurs formés à son utilisation ou ayant lu, au préalable, le présent document. Les essais se déroulent dans une zone limitée du hall d'essai, strictement dédiée à ce banc (voir photo Annexe IV).



Figure 1 : banc de renversement latéral.



Figure 2 : système de lâcher pour mise en mouvement du banc.

Le banc est destiné à l'élaboration d'un protocole expérimental afin de tester les systèmes de retenue du cariste. Plusieurs moyens de retenue du cariste peuvent être montés sur la cabine simplifiée de chariot élévateur : siège avec ceinture de sécurité, portillon de sécurité, siège avec système enveloppant au niveau du thorax, des épaules ou des hanches. Plusieurs angles limites de basculement sont envisageables: 60, 75 ou 90° (renversement complet) que l'on peut obtenir après le réglage de 2 butées de type amortisseur (voir figure 3). Ces dernières permettent un arrêt rapide de la cabine puisque leur course est de 75 mm. Des mesures sont prises pour limiter les conséquences du choc obtenu en fin de course, surtout dans la situation où un portillon ou une ceinture de sécurité est monté (voir § 5).

Les expérimentations consistent à provoquer un renversement latéral de la cabine (sur le côté gauche uniquement) par un système de lâcher de poids et d'étudier le comportement du sujet vis-à-vis du système de retenue. Au cours des essais, un certain nombre de mesures peuvent être effectuées: mesure de la vitesse de rotation de la cabine, de l'accélération de tête du sujet, des forces au niveau des pieds et du volant. Il est aussi prévu de faire de l'acquisition d'images vidéos. Ces données fourniront les éléments nécessaires à l'établissement d'un critère pertinent pour évaluer l'efficacité des moyens de retenue.

Les conditions d'utilisation du banc sont les suivantes :

- les angles limites de renversement du banc sont de 60, 75 ou 90°. Seules les 2 butées de type amortisseur (voir figure 3) achetées et montées sur le berceau du banc sont dimensionnées pour absorber l'énergie en fin de course de la cabine (temps de freinage : 0,1 sec – ralentissement : 27,4 m/s² - course : 75 mm - énergie totale par course : 570 Nm). La cabine, dont le poids a été estimé par calcul à environ 150 kg, est prévue pour être équipée de systèmes de retenue du commerce et accueillir un sujet d'un poids inférieur à 85 kg. Aucun autre équipement dont le poids aurait une incidence sur l'absorption du choc de fin de course n'est envisagé ;

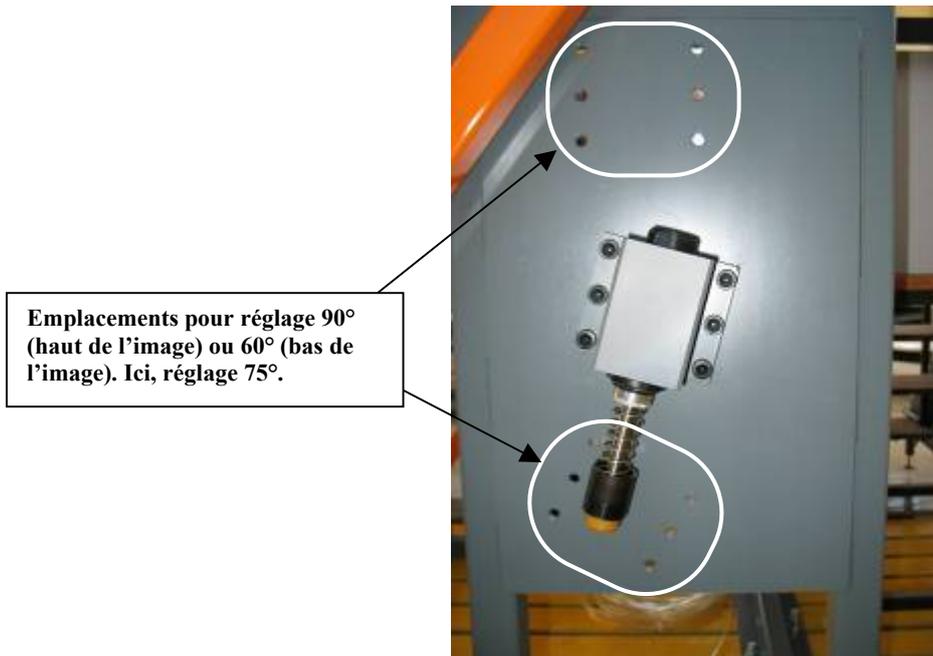


Figure 3 : butée de type amortisseur pour limiter l'angle de renversement de la cabine lors d'un renversement.

- le treuil 12 (voir schéma Annexe I) a une capacité de charge de 200 kg* ;
- lors des essais effectués avec sujet, des mesures de protection doivent être adoptées pour conserver son intégrité physique (voir la partie 5.2 pour les mesures prises concernant la protection du sujet). Des matelas en mousse sont installés sur la surface où doit chuter le sujet;
- la mise en mouvement (de rotation) de la cabine s'effectue par le biais d'un système de lâcher de masses (repère 8 sur schéma de l'Annexe I). La masse nominale à utiliser pour que la vitesse de rotation soit voisine d'un renversement réaliste de chariot élévateur est comprise entre 40 et 60 kg. Pour un lâcher effectué avec une masse de 50 kg, la vitesse de rotation mesurée sur la cabine est d'environ 40 deg/s au bout d'une seconde et atteint 170 deg/s au bout de 1,8 secondes, juste avant son arrêt (configuration d'un renversement à 90°) – Voir Annexe III pour plus de détails;
- lors d'un lâcher, il faut s'assurer que les masses sont déjà engagées dans le fourreau de protection avant de libérer le crochet de largage.

* Des mesures préliminaires ont été effectuées sur le treuil et il est possible de relever la cabine (après un renversement en position 75 ou 60°) et un sujet d'un poids strictement inférieur à 85 kg avec le treuil – Voir Annexe II. Lors d'un renversement de la cabine à 90°, il est plus sûr et plus simple de faire descendre le sujet de la cabine directement du côté des matelas.

3. Montage et manutention

Il n'y a pas de procédure spécifique rédigée pour le montage, démontage et le stockage du banc d'essai. Ce paragraphe précise tout de même les principales étapes de montage et les points sur lesquels il faut être attentif pour que le banc soit monté correctement. Le montage du banc s'effectue par l'assemblage des 3 parties principales qui composent le banc:

- le berceau,
- la cabine,
- le système de lâcher.

Les différentes opérations de montage décrites ci-après s'effectuent à l'aide du pont roulant du bâtiment 11. Les opérateurs sont équipés de chaussures de sécurité et de gants.

3.1 Le berceau

La première étape consiste à monter le berceau du banc sur une plate-forme rainurée. Le berceau (voir figure 4) est fixé par le biais de boulons (surdimensionnés pour reprendre les efforts d'arrachement qui interviennent lors d'un renversement de la cabine avec un sujet de 85 kg – voir § 5.1.a).

La mise en place de butées de fin de course (amortisseurs), sur chaque côté du berceau permet de définir l'angle limite de renversement de la cabine à 60, 75 ou 90° (voir figure 3).

Des équerres métalliques sont fixées à la base du berceau. Celles-ci viennent en regard des bras de la cabine équipés de butées caoutchouc (voir figure 5). Ces butées permettent de positionner la cabine dans sa configuration de départ, c'est-à-dire 0°.

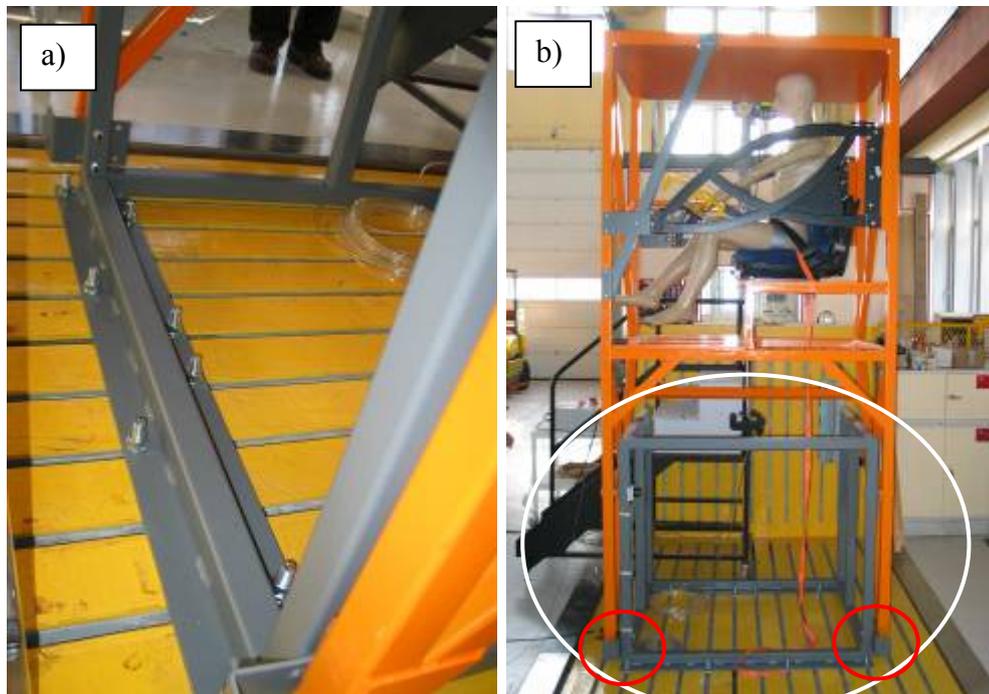


Figure 4 : berceau du banc d'essai. a) : fixation sur plate-forme rainurée. b) berceau et localisation des équerres (cercles rouges).

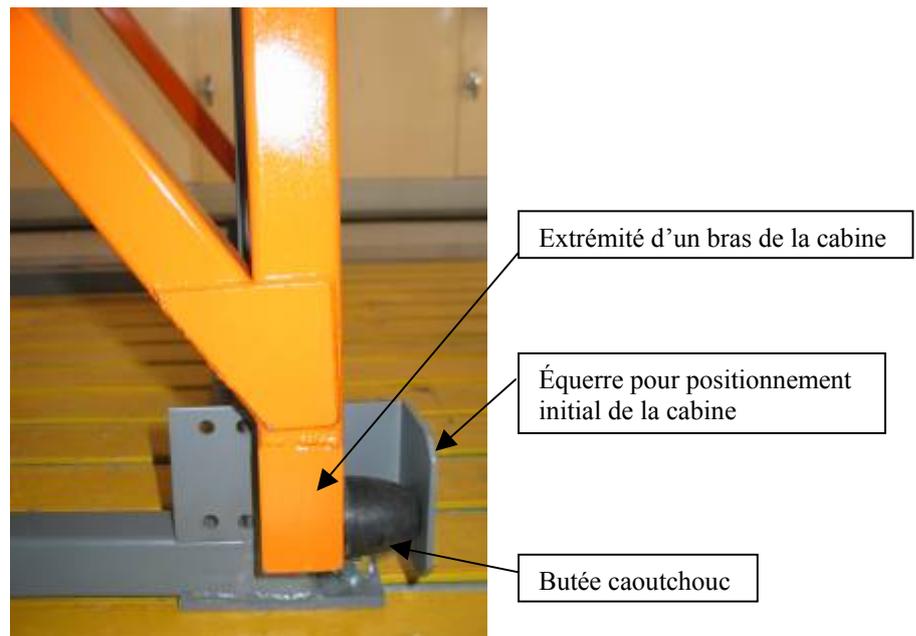


Figure 5 : équerre et butée caoutchouc pour positionnement horizontal initial de la cabine.

Un crochet de largage à déclenchement pneumatique (figure 6) est monté sur le berceau. Celui-ci permet de libérer la cabine dans des conditions sûres pour chaque essai. L'ouverture du crochet s'effectue depuis un pupitre de commande par envoi d'air comprimé, ce qui libère le linguet de blocage du crochet. Une corde, à demeure sur la cabine, fait la liaison entre le crochet et la cabine et permet d'immobiliser celle-ci avant chaque essai. Pour plus de détails concernant le pupitre de commande et le système de largage, se reporter au paragraphe 5.3.

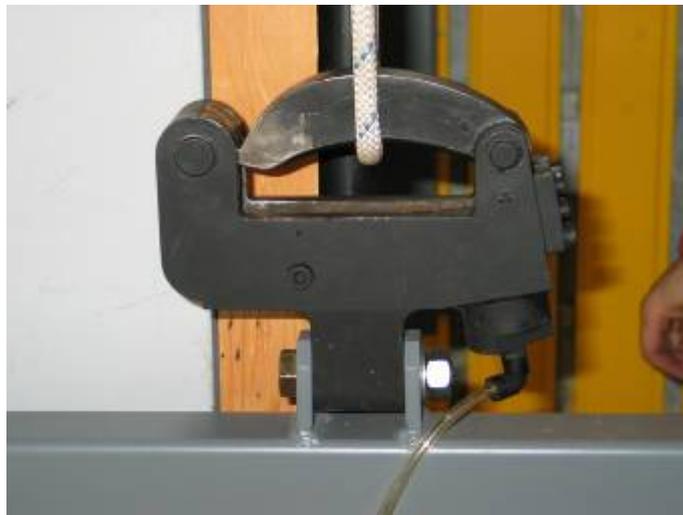


Figure6 : crochet de largage en position fermée.

3.2 La cabine

Une fois le berceau fixé, la cabine est montée sur ce dernier. La liaison entre ces deux parties est réalisée par le biais de 2 axes qui permettent donc la rotation de la cabine autour du berceau. Les axes sont bloqués à l'aide de petites vis de blocage, cf. figure 8, ce qui leur évite toute sortie possible de leur logement. Les axes (25 mm) ont été dimensionnés par rapport au poids de la cabine (150 kg) avec un sujet (100 kg).

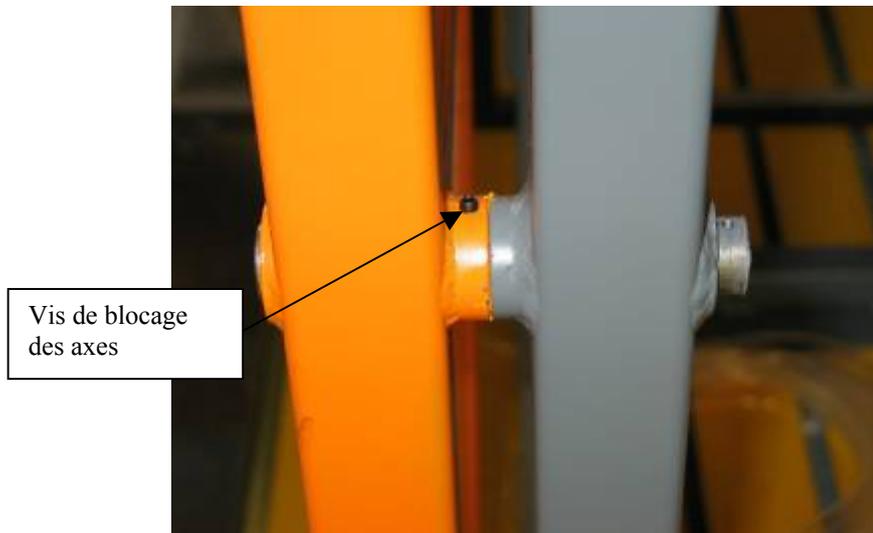


Figure 8 : axe de liaison entre la cabine et son berceau. Vis de blocage de l'axe (noire).

Pour relever la cabine après renversement, un treuil est installé au sommet d'une potence, elle-même fixée sur un bâti rainuré en béton (figure 9).

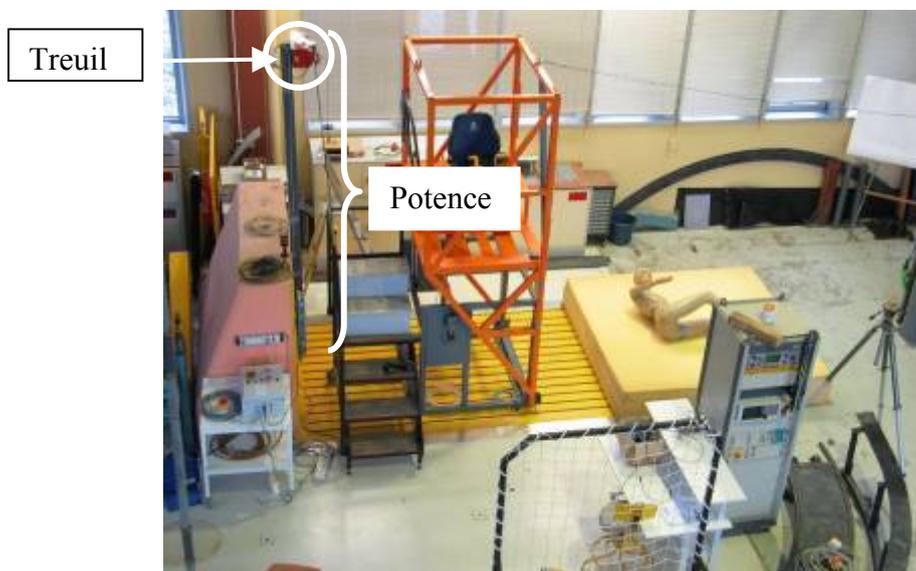


Figure 9: axe: a) Treuil. b) Anneau et manille sur le toit de la cabine pour accroche du crochet de treuil.

La capacité de charge du treuil (figure 9.a) est de 1962 N. L'effort de tension mesuré dans le câble du treuil dans la configuration la plus sévère vaut 1855 N. Sur le cadre supérieur de la cabine, un crochet équipé d'une manille (figure 9.b) permet de relever l'ensemble. Le treuil est équipé d'une butée de fin de course qui évite de dépasser la position horizontale de la cabine, ce qui déformerait les équerres (figure 5) prévues pour le calage de la position initiale.

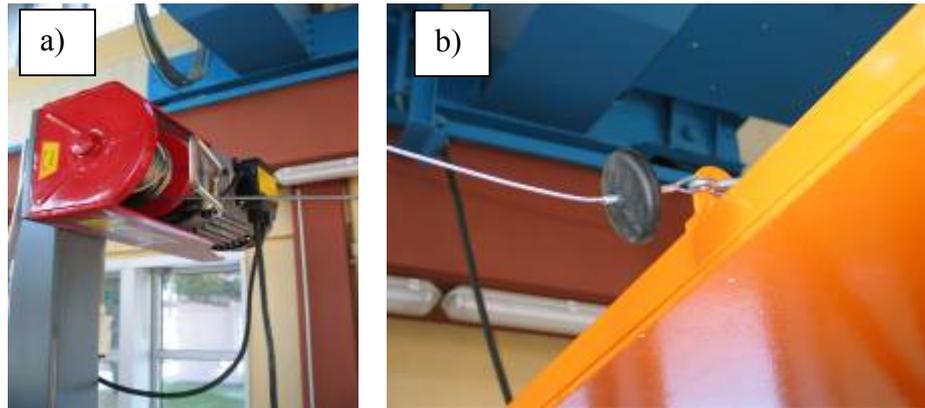


Figure 10: a) Treuil. b) Anneau et manille sur le toit de la cabine pour accroche du crochet de treuil.

3.3 Le système de lâcher

Le système de lâcher (figure 10) permet la mise en mouvement de la cabine. **Il est implanté à une distance de 4 mètres du berceau du banc afin de limiter les risques de choc entre le sujet et la potence** du système de lâcher. La potence est fixée solidement au sol (à l'aide de scellements chimiques). La poulie, le câble, la manille et la tige filetée avec ses masses sont ensuite installés. Un fourreau métallique soudé à une plaque est fixé au sol entre les montants, aux pieds de la potence, à l'aplomb des masses.

Un palan est installé au sommet de la potence du système de lâcher. Il permet de relever les masses après chaque essai lorsqu'elles sont tombées au fond du fourreau.



Figure 11: système de lâcher avec le palan utilisé pour relever les masses.

Au cours des essais, des opérations de démontage peuvent avoir lieu, par exemple pour changer la position des butées de limite d'angle de renversement (cf. figure 3). Ces opérations sont réalisées avec la cabine en position bloquée (c'est-à-dire avec la corde dans le crochet de largage, celui-ci est en position fermée, le pupitre de commande n'est pas alimenté) et le câble du système de lâcher n'est pas mis en tension (i.e. les masses sont remontées en haut du fourreau).

4. Contrôles à effectuer:

- Vérifier le serrage des vis boulons et écrous du banc:
 - o du berceau sur la plate-forme rainurée,
 - o de l'axe de liaison entre le berceau et la cabine (petites vis noires de blocage),
 - o des équerres et les butées caoutchouc permettant le réglage de la position initiale de la cabine,
 - o des butées amortisseurs pour le réglage de l'angle limite de renversement,
 - o de la potence sur le bâti en béton et du treuil sur la potence,
 - o de la fixation dans le sol de la potence du système de lâcher,
 - o de la fixation dans le sol du fourreau dans lequel chutent les masses,

- Vérifier le bon fonctionnement du boîtier de commande utilisé pour le largage de la cabine:
 - o pupitre de commande,
 - o crochet de largage,
 - o bon état de la corde entre le crochet de largage et la cabine,
 - o gyrophare,
 - o boutons poussoirs d'arrêt de la procédure de lancement,

- Vérifier le bon fonctionnement du treuil et du palan :
 - o le treuil et le palan doivent être vérifiés chaque année par un organisme compétent. Une vérification a été effectuée avant le démarrage des essais (une vérification périodique et annuelle est réalisée sous le suivi du service HSCT) ;

- Vérifier l'état des câbles et de leur accroche sur chacune des parties,

- Si des équipements supplémentaires sont montés sur la cabine, vérifier aussi que leur fixation est correctement effectuée (siège, portillon, volant simplifié, manette simplifiée, etc.),

- S'assurer que les structures sont intègres et qu'il n'y a pas de déformation d'une partie du berceau, de la cabine ou des potences.

5. Risques identifiés et solutions adoptées

5.1. Mesures prises concernant le banc de renversement

a. Mesures prises vis-à-vis des risques généraux

Lors du stockage du banc d'essai après son démontage, celui-ci est conservé dans un local sec. Pour le protéger, une peinture (qui n'est pas antirouille) a été appliquée sur toutes ses parties métalliques.

Les butées de fin de course ont été dimensionnées pour la cabine de 150 Kg et un mannequin ou un sujet d'une masse jusqu'à 100 Kg.

La liaison pivot, entre la cabine et son berceau, est bloquée dans le sens de la translation pour chaque axe par une vis. Ceci évite le risque de sortie des axes de leur logement et ainsi la chute accidentelle de la cabine sur le sol.

Les essais réalisés impliquent l'utilisation et l'implantation d'un certain nombre de capteurs sur le banc. Pour éviter tout risque de projection ou de chute de ce matériel, il sera collé, vissé ou fixé par des « circlips ».

Lors de l'utilisation d'un portillon de sécurité, pour éviter tout risque d'ouverture non souhaitée du portillon lors d'un basculement de la cabine avec son sujet, une élingue estrope et une manille sont mises en place entre le portillon et un montant de la cabine. Cela permet de bloquer les mouvements du portillon en cas de rupture de sa serrure.

Lors d'un lâcher, la chute des masses s'effectue dans un fourreau au fond duquel est installée une couche de mousse. Le risque de chute des masses sur les pieds est ainsi évité. La présence de la mousse au fond du fourreau amortit le choc sur le sol et atténue le bruit.

En dehors de toute période d'essais, le banc est consigné par une chaîne et un cadenas afin d'éviter le basculement de la cabine et l'utilisation du banc par un tiers. La clef du cadenas est conservée par le chef de conduite des essais. La prise de courant du palan, utilisé pour soutenir les masses, est débranchée.

Lors de la conception du banc, les ancrages et structures ont été dimensionnés pour éviter tout risque d'arrachement ou de rupture :

- l'ancrage du berceau sur la dalle rainurée résiste à plusieurs tonnes à l'arrachement ainsi qu'au cisaillement,
- chaque scellement chimique utilisé pour fixer la potence du système de lâcher ainsi que le fourreau dans la dalle en béton résiste à 500 kg à l'arrachement et 300 kg au cisaillement,
- l'ancrage de la potence 1 (schéma de l'Annexe I) fixée dans le sol résiste à plusieurs tonnes à l'arrachement ainsi qu'au cisaillement.

b. Mesures prises vis-à-vis du risque de choc avec un tiers

Un protocole spécifique pour le lancement de chaque essai a été établi. Il précise notamment que personne ne doit se trouver près du banc de renversement lorsqu'un renversement est imminent. Un périmètre de sécurité est mis en place (voir photo Annexe IV). Plus de détails dans le paragraphe 5.3.

5.2. Mesures prises concernant la protection du sujet

a. Mesures prises vis-à-vis des risques de chutes

Pour les expérimentations en question dans ce rapport, deux situations, sources de chute, peuvent se présenter:

1. l'accès à la cabine,
2. la chute lors du renversement de la cabine (souhaitée dans le cas de certains essais).

1 : l'accès du sujet à la cabine est aménagé par la mise en place d'une estrade sur le côté gauche du banc (côté opposé au sens de renversement, voir la figure 11).



Figure 12: estrade pour faciliter l'accès à la cabine.

2: des matelas de mousse sont disposés sur une large surface englobant la zone de réception du sujet (voir figure 12). Lors d'un renversement complet, l'espace laissé libre entre la cabine et le sol est de 80 cm. Une hauteur de 30 cm (pas moins) de mousse (densité 24/25 kg/m³) est suffisante pour amortir la chute du sujet. Cela laisse encore 50 cm d'espace libre entre la mousse et la structure de la cabine, pour le corps d'un sujet posé sur le côté. La même hauteur de mousse peut être conservée lors d'un essai de renversement à 60 ou 75°. Les matelas mousse utilisés pour ces expérimentations ont déjà été utilisés pour d'autres essais simulant l'éjection de caristes (Cf. rapport IET-NP/04DT-052/DF, juin 2004).

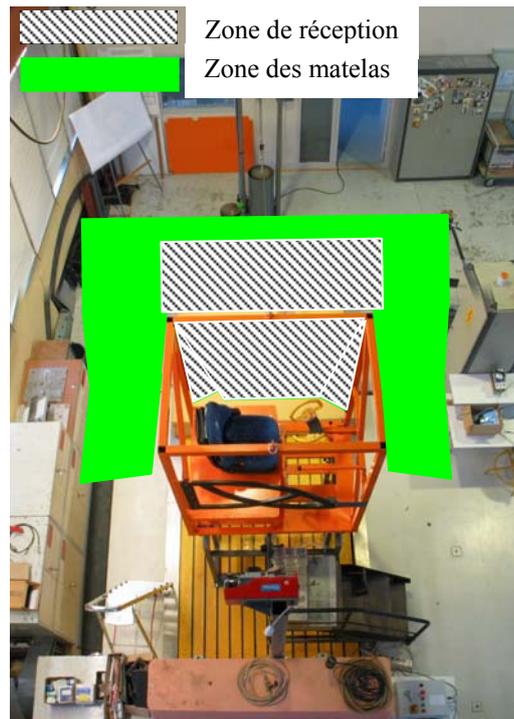


Figure 13: zone de réception (hachurée) envisagée et zone couverte par des matelas (vert).

b. Mesures prises vis-à-vis du risque de chocs avec un élément de la cabine, du moyen de retenue ou de l'environnement

Les possibilités de chocs se situent au niveau des montants de la cabine, sur le système de retenue (portillon, accoudoirs, système de maintien monté sur le siège au niveau des hanches, du thorax ou des épaules) ainsi qu'au niveau de la potence de largage (référence 1 sur le schéma de l'Annexe I). Les mesures prises pour limiter ces risques de chocs et leurs conséquences sont les suivantes:

- les structures de la cabine sont recouvertes d'une mousse protectrice aux endroits critiques (endroits qui seront déterminés au préalable lors de pré-tests, avec mannequin notamment),
- la potence qui soutient le système de largage est implantée à 4 mètres du berceau du banc, donc suffisamment loin pour éviter que le sujet ne heurte cette partie du banc. Néanmoins, la base de la potence et le fourreau sont recouverts d'une mousse protectrice jusqu'à une hauteur d'environ 50 cm,
- les contacts entre le système de retenue du cariste et le sujet sont inévitables dans le cadre de cette étude puisque c'est l'objet de la recherche. En conséquence, le sujet est protégé par plusieurs protections individuelles:
 - o un casque intégral pour protéger sa tête,
 - o une minerve pour protéger son cou,
 - o des coudières pour protéger ses coudes,
 - o un plastron ou un gilet de protection du type de ceux employés pour les sports extrêmes (moto cross, VTT de descente, hockey, ...) qui protège les cervicales,
 - o genouillères pour protéger ses genoux.

Particularité pour les essais avec le portillon de sécurité: il est prévu de doubler son système de fermeture en ajoutant une élingue estrope et une manille entre le montant de la cabine et le portillon, pour parer à toute ouverture due à un dysfonctionnement de la serrure du portillon.

Voir aussi le paragraphe 5.3 sur l'organisation des expérimentations et la mise en place de la procédure de lancement d'un essai.

c. Mesures pour la formation et l'information aux caristes recrutés

Quatre sujets sont recrutés à l'extérieur de l'INRS pour la durée des essais (1 à 2 semaines sont envisagées). Les sujets sont en bonne santé et plutôt familiers avec les chocs (cascadeurs, étudiant en UFR STAPS filière rugby, judo, ...). Leur état de santé est vérifié par un médecin de l'INRS. Chaque sujet reçoit des informations synthétiques sur la nature et la teneur des expérimentations ainsi que sur les mesures de sécurité prises pour **éviter tout problème ou accident** (voir Annexe V). Les sujets bénéficient d'une période de sensibilisation (renversements à 60°, puis 75° pour des vitesses de basculement plus faible qu'au cours des essais proprement dits) au banc d'essai pour se familiariser avec le basculement de la cabine et les différents tests envisagés. Il prend aussi connaissance des limites de la zone d'expérimentation et des consignes de sécurité.

Avant chaque essai, le responsable des expérimentations indique clairement et de manière concise les consignes à respecter pour réaliser l'essai.

5.3. Mesures prises concernant la zone des expérimentations et l'organisation des essais

a. Mesures prises vis-à-vis de la zone des expérimentations

La zone est clairement délimitée par des barrières qui limitent l'accès à la zone dangereuse, à savoir, la zone de chute et de renversement de la cabine. L'emplacement du banc et de la zone des expérimentations est installé dans un coin du bâtiment 11, ce qui condamne 2 côtés de cette zone. Seul un accès, à l'arrière du banc, est réservé à l'entrée des opérateurs et du sujet lorsqu'un essai est imminent.

Un premier opérateur à l'extérieur de la zone, s'occupe spécifiquement du système de lâcher et du palan permettant de remonter les masses ainsi que de l'accrochage du câble du treuil lors de l'opération de remontée de la cabine. Le second opérateur est le responsable des essais; il gère les essais, leur organisation et enchaînement, il s'occupe de l'acquisition des signaux issus des mesures ainsi que de la vérification du crochet de largage (pour voir si celui-ci est bien fermé avant que le sujet ne monte dans la cabine par exemple). Le troisième opérateur s'occupe du largage de la cabine (via le pupitre de commande) et de l'opération de relevage de celle-ci.

Voir l'Annexe IV qui précise la zone des expérimentations, le périmètre de sécurité mis en place, l'entrée à la zone des expérimentations ainsi que l'emplacement des postes des opérateurs.

b. Mesures prises vis-à-vis du risque de déclenchement intempestif d'un renversement de la cabine

Pour pallier le risque de déclenchement intempestif d'un renversement de la cabine, une procédure spécifique est établie utilisant un pupitre de commande spécialement développé pour ce type d'expérimentation (voir figures 13 et 14). Ce matériel a déjà été utilisé pour une autre étude dans le cadre du projet CEMAMO, voir rapports [1] et [2]. Le responsable des essais procède au largage de la cabine depuis ce pupitre. Le déclenchement d'un renversement s'effectue à l'aide du système de largage qui est piloté par une électrovanne. Pour expliciter la procédure, on considère que l'interrupteur général est déjà commuté sur la position I, et donc que le pupitre est bien sous tension. Le sujet est déjà installé dans la cabine.

Pour procéder au largage, le responsable des essais doit suivre les étapes suivantes :

- appuyer sur le bouton vert pour enclencher **un pré largage**. Ceci provoque la mise en marche d'un signal d'avertissement visuel (gyrophare) pendant 5 secondes,
- à la fin du signal d'avertissement, le bouton rouge, situé à droite du bouton vert, clignote,
- le responsable des essais a une durée limitée de 5 secondes pour procéder au largage (ouverture du crochet de largage) en appuyant sur ce bouton rouge qui clignote. Passé ce délai, l'électrovanne ne peut plus être commandée. Le responsable des essais est alors contraint de recommencer la procédure de largage.

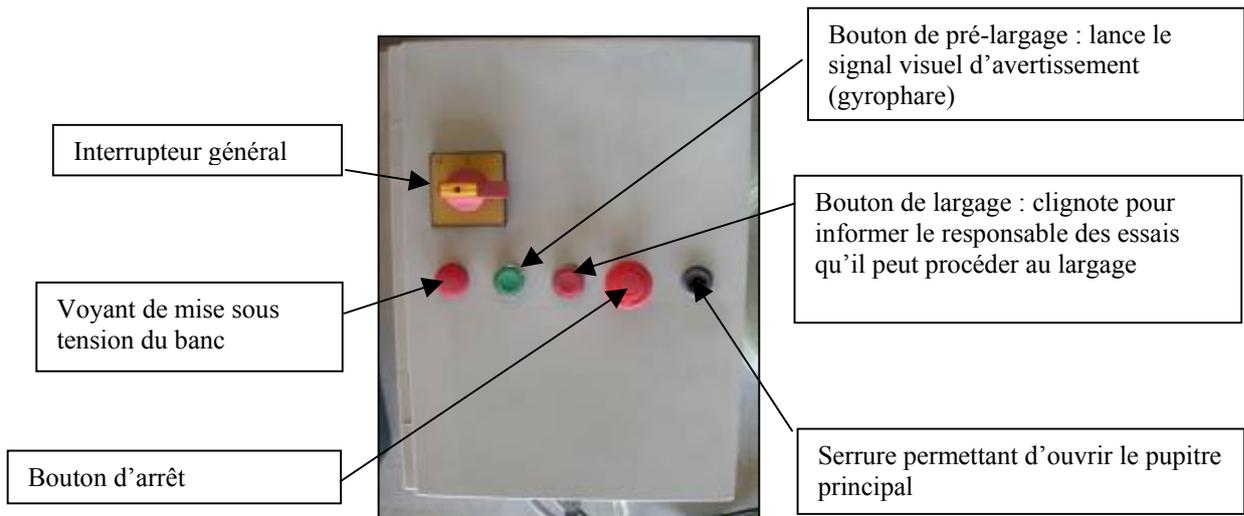


Figure 14: pupitre de commande pour l'ouverture du crochet de largage et déclenchement d'un renversement de la cabine.

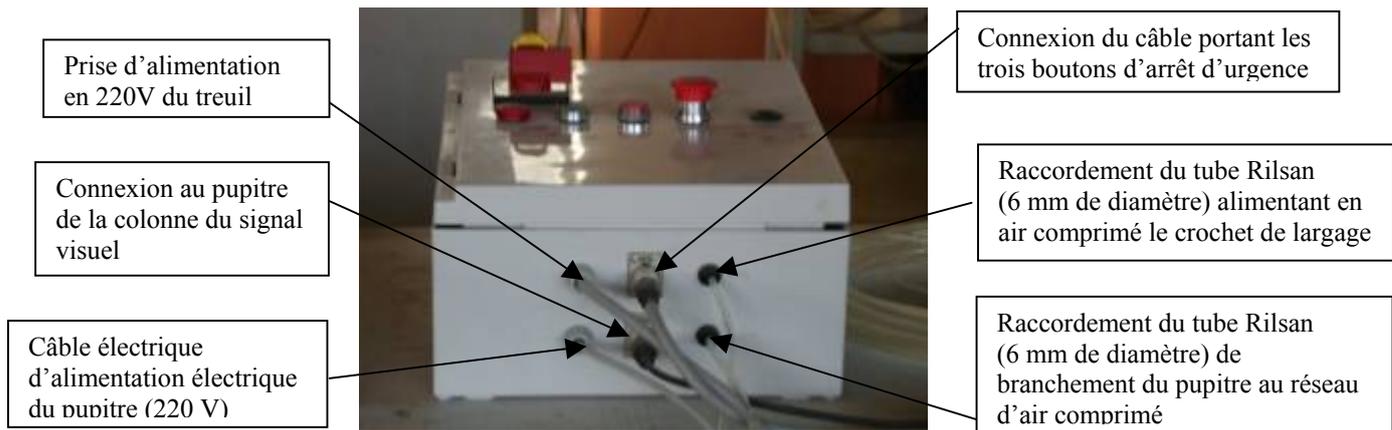


Figure 15: câblage extérieur du pupitre principal.

Deux boutons poussoirs d'arrêt d'urgence sont installés sur la zone des expérimentations. Le 1^{er} est situé près de la potence du système de lâcher et le 2^{ème} sera implanté au niveau du pupitre de commande.

Une fois que le renversement de la cabine est entamé, il n'y a pas de moyen ou de procédure d'arrêt. Un renversement dure en moyenne 2 secondes et il serait alors plus dangereux d'effectuer un arrêt d'urgence que d'attendre la fin du renversement.

c. Mesures prises vis-à-vis de l'organisation

En plus des mesures de prévention prises pour limiter les risques physiques, des mesures organisationnelles sont prévues pour que le déroulement d'un essai ne provoque pas de situation dangereuse. Pour chaque expérimentation, il est prévu une procédure spécifique de lancement d'un essai. Ici, on se place dans la situation où la cabine vient de se renverser (voir Annexe I pour les références aux différentes parties du banc):

- Le sujet sort de la zone des expérimentations (renversement à 90°) ou reste à l'intérieur de la cabine pour un renversement à 60 ou 75°,
- le câble du treuil 12 est déroulé et son crochet accroché à l'anneau 13 de la cabine (en fonction de l'angle limite de basculement, l'utilisation d'un escabeau peut être nécessaire pour cette opération, surtout pour les angles de 60° et 75°),
- la cabine est relevée à l'aide du treuil 12 en conservant les masses accrochées au bout du câble 6. Ceci permet de ramener en douceur la cabine jusqu'à sa position initiale (presque horizontale dans cette phase là). Une butée de fin de course a été installée sur le treuil pour éviter de dépasser la position horizontale de la cabine,
- la chaîne du palan 7 est déroulée et son crochet accroché aux masses,
- le palan 7 est utilisé pour relever les masses. La hauteur du fourreau est conçue de telle sorte à ce que les masses n'en sortent jamais indépendamment de la position de la cabine,
- le câble 6 n'étant plus en tension, la cabine est parfaitement horizontale car les butées caoutchouc viennent en contact avec les équerres,
- la boucle de la corde est introduite dans le crochet du système de largage,
- le linguet du crochet est refermé, ainsi, la cabine ne peut plus basculer,
- le crochet du treuil 12 est enlevé de l'anneau 13 de la cabine,
- le palan 7 est utilisé pour faire redescendre les masses. Le crochet du palan est enlevé,
- le câble 6 est alors en tension,
- le sujet peut monter dans la cabine en empruntant l'escalier situé à l'opposé du sens de chute,
- le responsable des expérimentations vérifie que personne n'est dans la zone des expérimentations,

La procédure de largage peut alors débuter.

Enfin, pour que les sujets aient un temps de repos suffisant et pour qu'ils n'enchaînent pas les essais les uns à la suite des autres, chaque sujet passera à tour de rôle. Nous avons prévu la participation de 4 sujets qui ne devront donc pas réaliser plus de 5 essais par heure.

5.4. Autres mesures

Il est interdit de fumer dans le hall d'essai. Un extincteur est, de toute façon, positionné à proximité de la zone des expérimentations.

6. Conclusion

Ce document synthétise les mesures de sécurité prises suite à l'analyse des risques concernant des essais de renversement d'une cabine simplifiée de chariot élévateur avec sujets.

Les principales mesures adoptées ont concerné les équipements de protection individuelle à prévoir pour le sujet, l'aménagement de la zone des expérimentations pour éviter le risque de heurt de personnes avec la cabine lors de son renversement ainsi que l'organisation et la gestion des essais.

7. Références bibliographiques

[1] David FEUTRY

Développement d'un modèle numérique de sujet humain pour prédire le comportement biodynamique d'un conducteur de chariot élévateur en situation de renversement latéral.
Document de Travail IET-NP/05DT-029/DF, mars 2005.

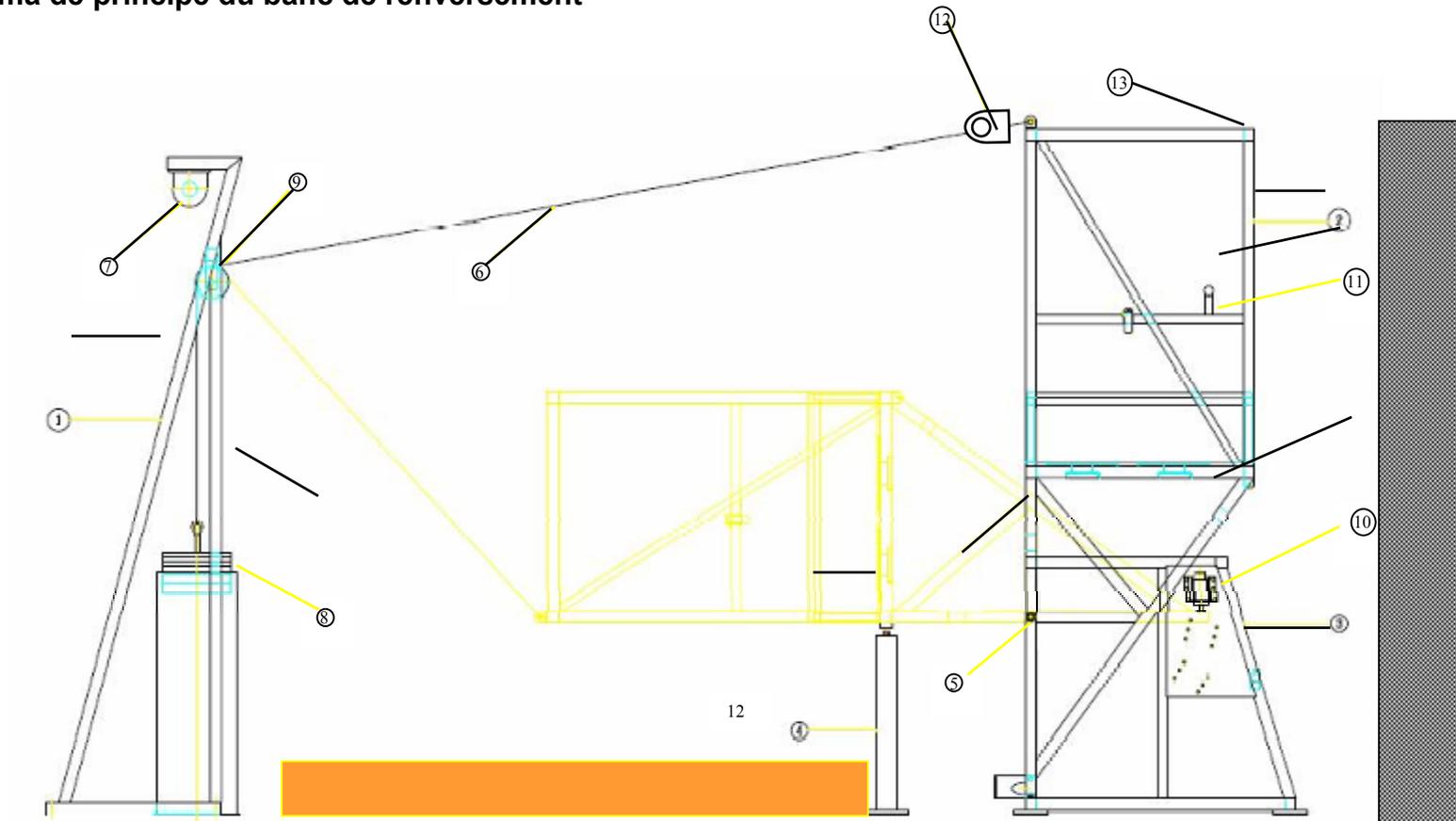
[2] David FEUTRY

Banc d'essais de simulation de renversement de chariot élévateur. Notice d'instructions.
Documentation technique.
Document de Travail IET-NP/04DT-052/DF, juin 2004.

[3] Dossier Comité Consultatif de Protection des Personnes dans la Recherche Biomédicale de Lorraine. Envoyé le 9 février 2006.

Annexe B-I

Schéma de principe du banc de renversement



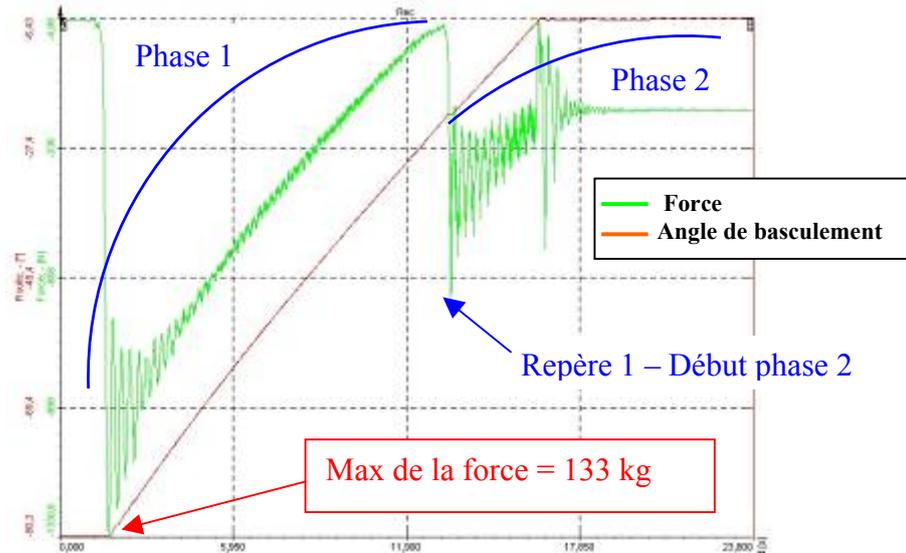
Matelas de réception du sujet

- 1 : potence pour maintien du système de lâcher
- 2 : cabine simplifiée de chariot élévateur pouvant pivoter autour de l'axe 5
- 3 : berceau, support de la cabine fixé dans le sol
- 4 : butée de fin de course utilisée dans certaines configurations (non envisagées dans les expérimentations en question dans ce rapport)
- 5 : liaison pivot autorisant le basculement de la cabine
- 6 : câble de liaison cabine-masses
- 7 : treuil pour la remontée des masses
- 8 : masses
- 9 : poulie
- 10 : butée de fin de course et de réglage d'angle limite (60, 75 ou 90°)
- 11 : poignée simplifiée simulant les commandes du groupe élévateur du chariot
- 12 : treuil pour la remontée de la cabine
- 13 : Anneau pour accrochage du crochet du treuil 12 utilisé lors des opérations de relevage de la cabine.

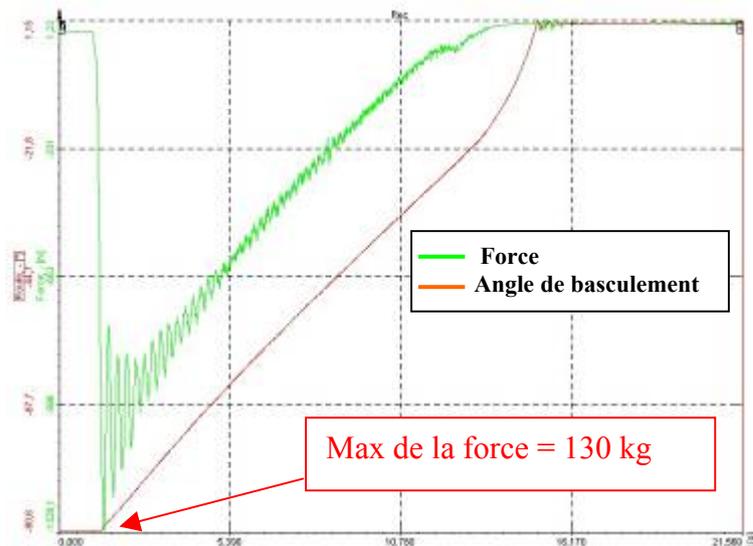
Annexe B-II

Force de traction du treuil mesurée dans 3 configurations pour relever la cabine

1 – On relève la cabine depuis sa position 90°, sans sujet, les masses (50 kg) restent accrochées à l'autre extrémité.



2 – On relève la cabine depuis sa position 90°, sans sujet, les masses (50 kg) ne sont plus accrochées à l'autre extrémité.



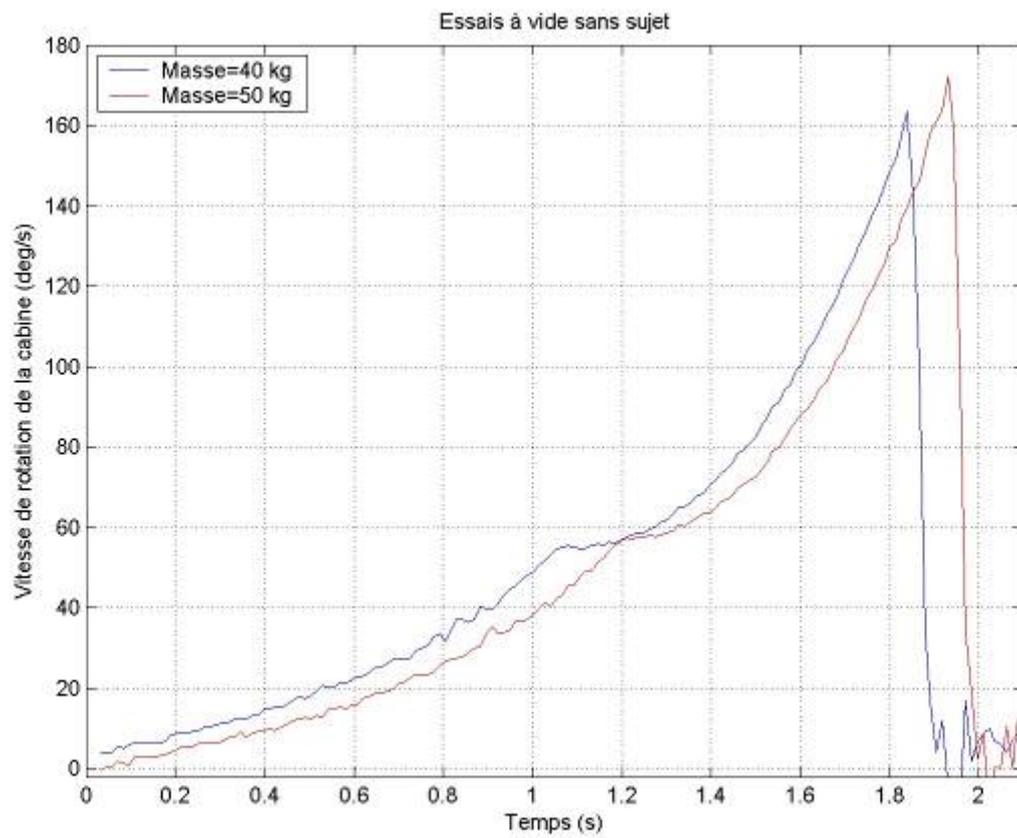
3 – On relève la cabine depuis sa position 75° , avec sujet de 83 kg, les masses (50 kg) ne sont plus accrochées à l'autre extrémité.



Quelle que soit la configuration choisie pour relever la cabine, le pic d'effort vu par le treuil intervient au cours de la phase 1, à savoir, lorsque seule la cabine est déplacée (sans les masses). Les masses n'interviennent que dans une phase 2, alors que le poids de la cabine vu par le treuil est presque nul (voir repère 1, figure 1).

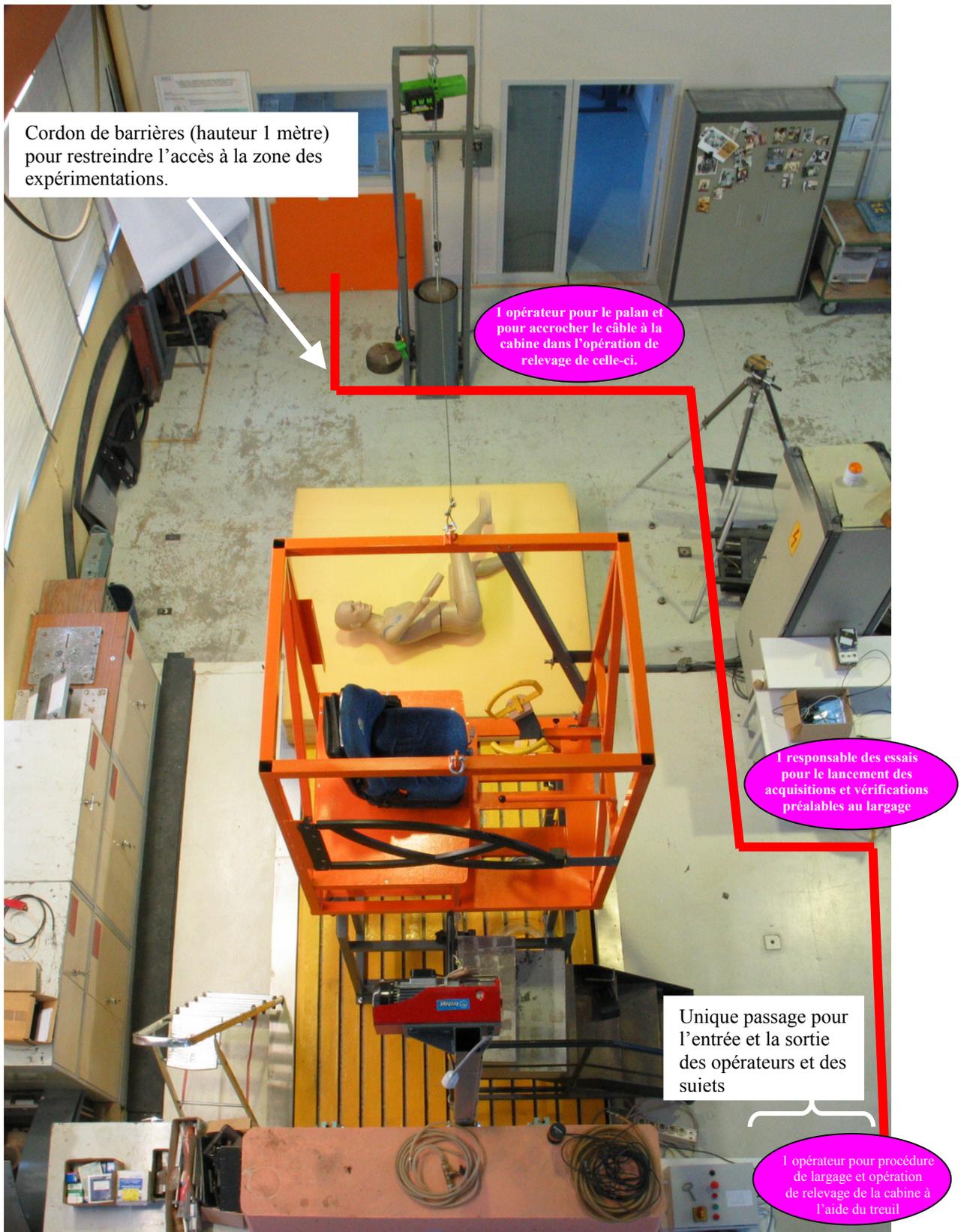
Conclusion :

On peut donc relever la cabine avec le sujet à l'intérieur de celle-ci avec ou sans les masses. L'avantage de conserver les masses lors de l'opération de relevage est que le retour s'effectue de manière plus douce, surtout dans la dernière phase (phase 2), lorsque la cabine revient presque à l'horizontale ; on évite ainsi des chocs et des vibrations pour le sujet resté dans la cabine.

Vitesses mesurées de rotation de la cabine

Annexe B-IV

Zone des expérimentations



Annexe B-V**Texte de l'information délivré à chaque sujet**

Lisez attentivement cette notice et posez toutes les questions qui vous sembleront utiles. Vous pourrez alors décider si vous voulez participer à cette recherche ou non.

ETUDE: " Protocole expérimental pour tester les systèmes de retenue du cariste. "

Nom du Promoteur : Institut National de Recherche et de Sécurité

Adresse du promoteur : Avenue de Bourgogne 54501 - Vandoeuvre Cedex

Le docteur **Gérard KREUTZ**, médecin investigateur, vous propose de participer à une étude qui a pour objectif d'améliorer les systèmes de retenue du cariste et de développer un test pour estimer leur efficacité.

Cette étude est sans bénéfice individuel direct.

Cette étude se déroulera de la façon suivante :

Les essais auront lieu dans le hall du bâtiment 11 de l'INRS à Vandoeuvre-les-Nancy pour une durée d'une semaine. Les horaires étant de 9h00 à 12h00 et de 13h30 à 17h00.

La zone d'essais où se déroulent les expérimentations a été balisée pour éviter que des personnes extérieures à l'organisation y pénètrent et risquent d'être heurtées par la cabine en mouvement.

Les essais que vous allez réaliser peuvent se décrire sommairement de la manière suivante:

Vous vous installez dans le siège de la cabine du banc de renversement. Vous adoptez des postures spécifiques simulant la conduite d'un chariot élévateur et suivez les instructions qui vous seront données. Selon la configuration de l'essai et le système de retenue monté sur la cabine (absence de système de retenue, siège avec ceinture, siège enveloppant, portillon de sécurité) vous pouvez: soit être éjecté de la cabine, soit être partiellement éjecté, ou soit maintenu à l'intérieur de la cabine. C'est l'objet de cette recherche.

Deux postures peuvent vous être demandées:

- maintenir normalement le volant avec vos 2 mains,
- tenir le volant avec votre main gauche et la manette de commande, à droite du volant, avec votre main droite.

Vous bénéficierez préalablement d'une période d'adaptation: essais préalables pour ressentir la nature de l'essai.

Plusieurs systèmes de retenue pourront être implantés:

- le siège avec ceinture de sécurité abdominale,
- le portillon de sécurité de cabine,
- le siège enveloppant au niveau des épaules ou du thorax ou des hanches.

Des essais combinant ces différents systèmes de retenue, ou sans système de retenue, sont prévus lors cette campagne d'essai.

Par un système de lâcher de poids, la cabine est mise en mouvement et bascule latéralement jusqu'à un angle de 60, 75 ou 90° (renversement latéral complet).

Les risques potentiels et inconforts liés à cette recherche sont:

- le risque de chute,
- le risque de pincement/écrasement,

- le risque de choc avec un élément de la structure de la cabine, du moyen de retenue ou de l'environnement,
- le risque de déclenchement intempestif d'un renversement de la cabine.

Des mesures de sécurité ont été prises pour que les risques cités ci-dessus soient évités ou limités. Ainsi, les montants de la cabine et la potence du système de lâcher sont rembourrés avec de la mousse aux endroits critiques, un matelas de 30 cm d'épaisseur permet de vous recevoir à la suite de la chute et des équipements spéciaux sont prévus pour vous protéger. Vous portez un casque, une minerve, un plastron de protection pour le thorax et des genouillères. Enfin, un escalier vous permet d'accéder jusqu'à la cabine simplifiée de chariot.

Le largage de la cabine respecte un protocole bien spécifique qui doit assurer que l'essai se déroule correctement et sans risque pour vous ni pour les autres opérateurs. Notamment, un largage ne peut s'effectuer que dans une fenêtre de temps bien spécifique (5 secondes). En prévenant oralement les opérateurs, vous pouvez, avant le début du largage, mettre fin au déclenchement de ce dernier.

Pour vous autoriser des temps de repos suffisants et afin d'éviter l'enchaînement d'essais les uns à la suite des autres, nous avons prévu la participation de 4 personnes. Cette mesure permet de limiter le nombre d'essais pour chacun. Ainsi, vous ne devrez donc pas réaliser plus de 5 essais par heure. Ceci implique qu'au maximum, chaque sujet ne devrait pas exécuter plus de 30 essais par jours (1 essai dure moins de 2 secondes).

Si vous acceptez de participer à cette étude, votre participation sera précédée d'un examen médical dont les résultats vous seront communiqués par le médecin de votre choix avant la signature du formulaire de consentement.

Le médecin investigateur vérifiera que vous êtes bien affilié(e) à un régime de sécurité sociale.

Vous pourrez à tout moment quitter cette étude sans conséquences pour vous.

Vous percevrez une indemnité en compensation des contraintes subies, selon le tarif horaire en vigueur à l'INRS (8,52 €).

Votre participation sera ensuite enregistrée sur le fichier national des personnes se prêtant à des recherches biomédicales sans bénéfice individuel direct. Vous aurez la possibilité de vérifier l'exactitude et de rectifier les données informatisées vous concernant dans ce fichier auprès du titulaire de l'autorisation de lieu de recherche ou du Ministère chargé de la santé. Ces données sont détruites au terme d'un délai défini dans le Code de Santé Publique (R.1124-7).

Conformément à la loi Huriet, un contrat d'assurance a été souscrit par l'INRS.

Le Comité Consultatif de Protection des Personnes dans la Recherche Biomédicale de Lorraine a émis un avis favorable à la réalisation de cette étude.

A l'issue de la recherche, vous serez informé des résultats globaux de la recherche. Vous ne pourrez participer à une autre recherche sans bénéfice individuel durant une période de 1 semaine après la fin de votre participation à cette recherche.

FORMULAIRE DE CONSENTEMENT

7. " Protocole expérimental pour tester les systèmes de retenue du cariste "

7.1 Etude promue par l'INRS à Vandoeuvre 54500

Les détails concernant cette étude sont fournis dans la lettre d'information spécifique qui vous a été remise.

Lisez la attentivement et posez toutes les questions qui vous sembleront utiles.

Si vous acceptez de participer à cette étude, veuillez compléter le formulaire ci-dessous.

Nom, prénom et adresse :

Je soussigné(e), M..... (*nom complet en lettres capitales*) déclare avoir pris connaissance du document d'information sur la recherche biomédicale, en être possesseur, et avoir compris le but et les modalités de cette étude.

J'ai bien compris qu'il s'agit d'une étude sans bénéfice individuel direct.

Si j'accepte de participer à cette étude, ma participation sera enregistrée sur le fichier national des personnes se prêtant à des recherches biomédicales sans bénéfice individuel direct. J'aurai la possibilité de vérifier, auprès du titulaire de l'autorisation de lieu de recherche (Docteur Gérard KREUTZ) ou du Ministère chargé de la santé, l'exactitude des données me concernant dans le fichier et la destruction de ces données au terme d'un délai défini dans le Code de Santé Publique (R.1124-7). Je ne pourrai participer à une autre recherche sans bénéfice individuel direct qu'après un délai de 1 semaine après la fin de votre participation à cette recherche.

J'ai été informé(e) que conformément à la réglementation sur les études cliniques, le Comité Consultatif de Protection des Personnes dans la Recherche Biomédicale de Lorraine a rendu un avis favorable pour la réalisation de cette étude.

J'ai également été informé(e) que conformément à la loi en vigueur, un contrat d'assurance a été souscrit par le promoteur de la recherche.

En conséquence, j'accepte de participer à cette recherche dans les conditions précisées dans le formulaire d'information. Je demeure libre de quitter l'étude à tout moment.

Date	Date
Signature du sujet	Signature de l'investigateur

Fait, en trois exemplaires, dont un sera conservé par l'investigateur, un autre remis au patient et un conservé

Préparation des expérimentations de renversement de cabine simplifiée de chariot élévateur : analyse des risques.

Jérôme REBELLE

Résumé

Dans le cadre de l'axe II du projet CEMAMO, un banc de renversement latéral a été développé. Ce banc de renversement est un outil pour l'élaboration d'un protocole expérimental permettant de tester les moyens de retenue du cariste du marché.

Pour que ces expériences se déroulent dans les meilleures conditions, une analyse des risques a été menée en collaboration avec le service HSCT.

Ce document présente les résultats de cette analyse et les mesures de sécurité qui ont été adoptées concernant le banc, l'emploi de sujets, la zone des expérimentations et l'organisation des essais.

Mots-clés : ANANLYSE / RISQUES / CHARIOT / RENVERSEMENT

ANNEXE C : Explications des phases du renversement

L'annexe C nous présente la description des phases du renversement d'un chariot élévateur que l'on retrouve dans Bourret, 2006.

Tableau C.1 Description des phases du renversement d'un chariot élévateur. (Bourret 2006)

Phases	Noms	Temps (s)	Descriptions
I	Initiation	0	État dans lequel le chariot se retrouve pour qu'un stimulus initial (en occurrence une vitesse de rotation initiale) engendre le processus de renversement latéral.
II	Instabilité	0,4 – 0,8	Instant où le centre de masse du chariot traverse l'axe vertical passant par le point de pivot du chariot.
III	Impact	0,8 – 1,6	Moment où le FOPS (« <i>falling objects protection system</i> ») entre en collision avec le sol.

ANNEXE D: Validation du modèle de renversement quasi-statique de MADYMO

L'annexe D nous présente la validation du modèle de renversement quasi-statique développé dans MADYMO.

Suite à l'évaluation du modèle MADYMO quasi-statique développé par l'École polytechnique de Montréal par les experts de MADYMO, il a été déterminé que le modèle présentait des lacunes spécifiquement au niveau de la modélisation de la ceinture de sécurité. Pour pallier à cette lacune, nous avons développé un tout nouveau modèle de ceinture par élément fini qui permettait de contrôler la friction et d'ajuster le niveau de serrage de la ceinture sur l'abdomen. Les paramètres d'amortissement et de friction de la ceinture et du siège ont été ajustés afin de représenter fidèlement les résultats expérimentaux.

Afin de valider le modèle de renversement quasi-statique de MADYMO, nous avons comparé, pour les conditions expérimentales #1-2-6 et 7 du Tableau 7, les vitesses obtenues au niveau de la tête pour les mêmes conditions expérimentales. Les vitesses ont été obtenues en incorporant dans le modèle MADYMO la courbe de renversement de la plate-forme présentée à la figure 1 du rapport principal et en mesurant dans MADYMO la vitesse maximale de la tête juste avant l'impact. Les résultats sont présentés aux figures suivantes.

Condition expérimentale #6, ceinture + accoudoirs:

Vitesse au niveau de la tête mesurée = $18,1 \pm 0,51$ km/h
Vitesse maximale au niveau de la tête simulée: 5,0 m/s : 18,0 km/h

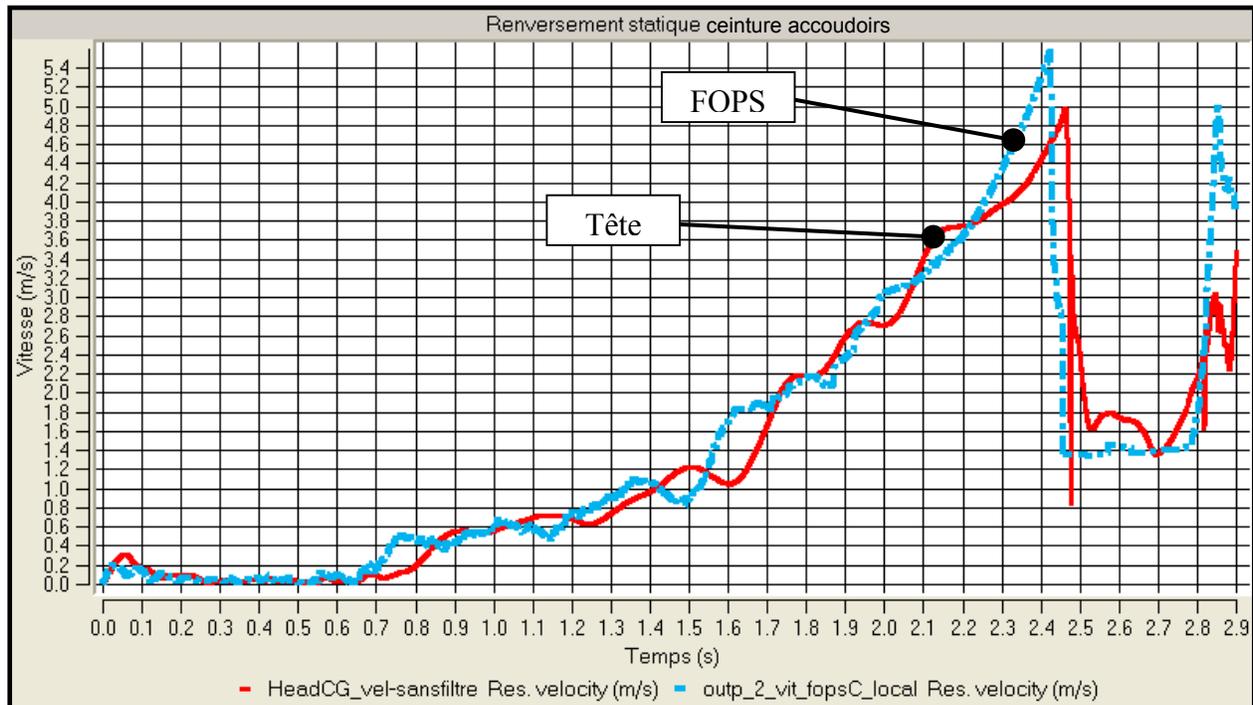


Figure 1 : Vitesse (m/s) pour un renversement quasi-statique simulé par MADYMO avec ceinture et accoudoirs (conditions expérimentales #6).

Les résultats de vitesse au niveau de la tête sont à l'intérieur de l'erreur de mesure expérimentale.

Condition expérimentale #2, ceinture + sans accoudoirs:

Vitesse au niveau de la tête mesurée = $20,13 \pm 0,33$ km/h
Vitesse maximale au niveau de la tête simulée: 4.8 m/s : 17.3 km/h

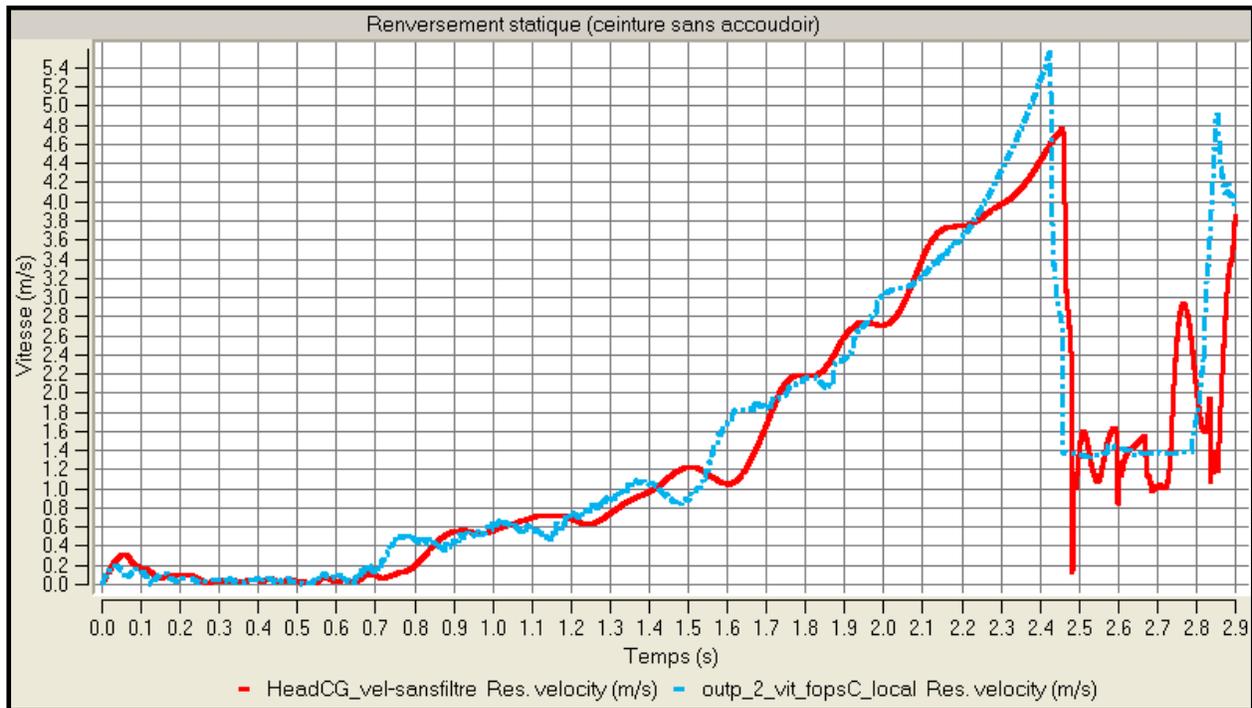


Figure 2: Vitesse (m/s) pour un renversement quasi-statique simulé par MADYMO avec ceinture et sans accoudoir (conditions expérimentales #2).

Les résultats de vitesse au niveau de la tête nous montrent 15 % d'erreur maximale et 13% d'erreur minimale. Même en ajustant la ceinture plus fermement sur l'abdomen, les résultats sont sensiblement les mêmes. Cet écart de plus de 10 % est probablement attribuable à la variabilité expérimentale de la plateforme d'essai. Cependant même avec 15% d'erreur, le comportement du cariste simulé est respectivement le même que celui mesuré expérimentalement.

Condition expérimentale #7, sans ceinture + accoudoirs:

Vitesse au niveau de la tête mesurée = $16,44 \pm 0,49$ km/h
Vitesse maximale au niveau de la tête: 4,9 m/s : 17.6 km/h

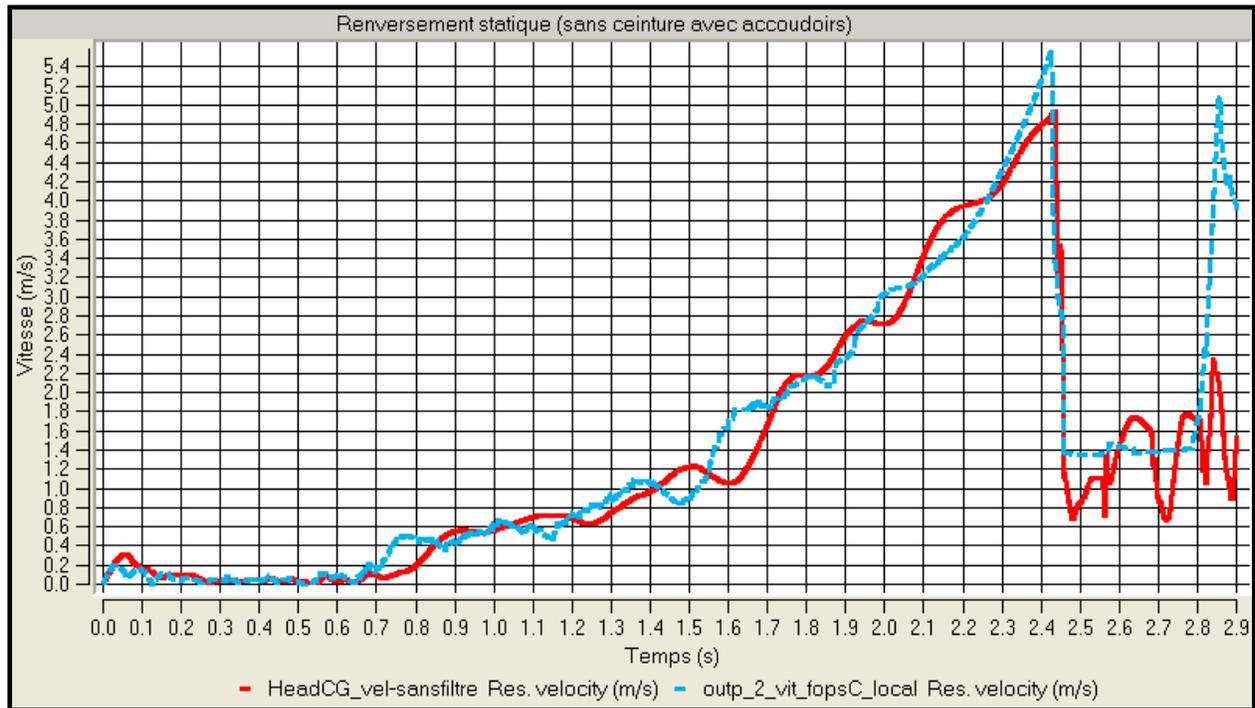


Figure 3 : Vitesse (m/s) pour un renversement quasi-statique simulé par MADYMO sans ceinture et avec accoudoirs (conditions expérimentales #7).

Les résultats de vitesse au niveau de la tête nous montrent moins de 10 % d'erreur maximale, ce qui représente des résultats acceptables selon les experts de MADYMO.

Condition expérimentale #1, sans ceinture + sans accoudoirs:

Vitesse au niveau de la tête mesurée = $17,23 \pm 1,55$ km/h
 Vitesse maximale au niveau de la tête : 4.9m/s : 17.6 km/h

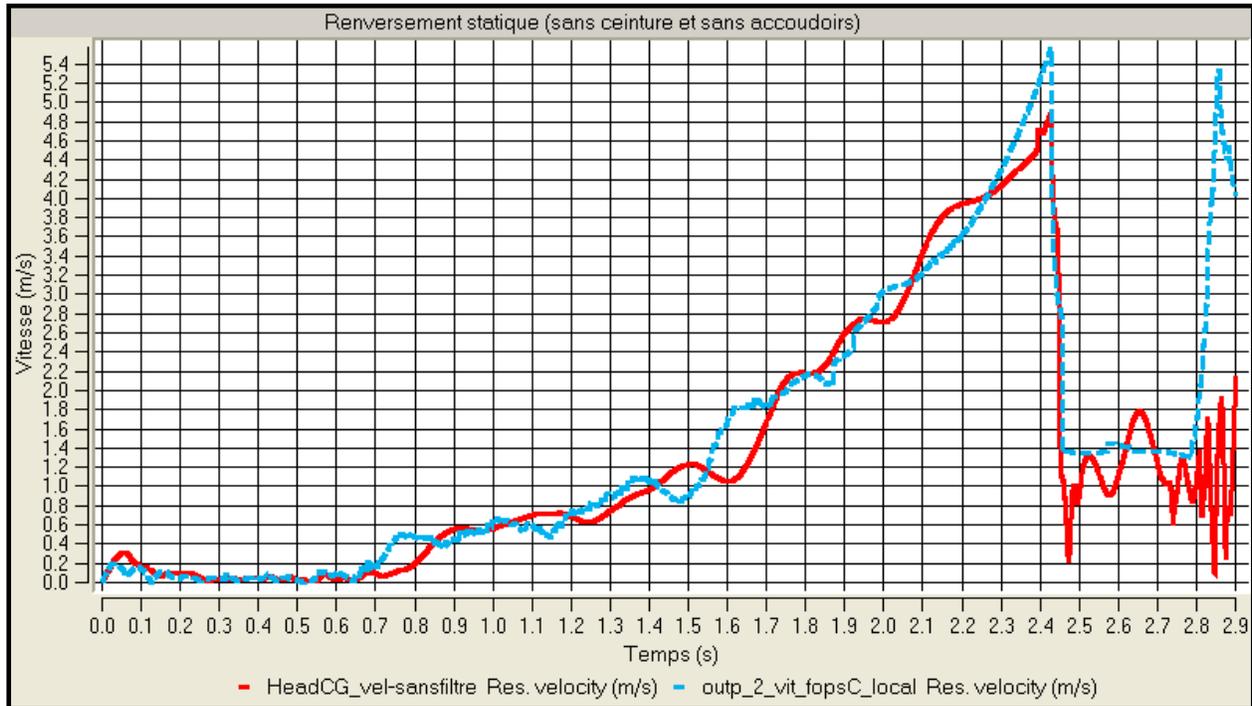


Figure 4 : Vitesse (m/s) pour un renversement quasi-statique simulé par MADYMO sans ceinture et sans accoudoir (conditions expérimentales #1).

Les résultats de vitesse au niveau de la tête sont à l'intérieur de l'erreur de mesure expérimentale.

ANNEXE E : Description du dispositif de préhension du mannequin Hybrid III

L'annexe E nous présente la conception du dispositif de préhension ajustable installé sur le mannequin hybrid III lors des essais de renversement quasi-statiques effectués en France.

Design of A Tunable Hand Biofidelity Enhancing Device for Hybrid III Dummies

M. Denninger ^a, N. Huppé ^a, M. Gou ^b, C.E. Aubin ^b, D. Rancourt ^a

^a Laboratoire Perseus, Université de Sherbrooke, Sherbrooke J1K 2R1, Canada, 819-821-8000-1346; 819-821-7163 (fax); marc.denninger@usherbrooke.ca, nicolas.huppé@usherbrooke.ca, denis.rancourt@usherbrooke.ca

^b Département de génie mécanique, École Polytechnique, Montréal H3C 3A7, Canada, 514-340-4711-4669; 514-340-5917; michel.gou@polymtl.ca, carl-éric.aubin@polymtl.ca.

Abstract

Background: Hybrid III dummies used for collision testing in automotive industry have passive hands that cannot produce any grasping force. In a biomechanical study dealing with lateral tilting of forklifts, a Hybrid III is used to grasp the steering wheel firmly, with the constraint that it must release it as soon as an adjustable and known extraction force is reached.

Method of approach: A new grasping device compatible with the Hybrid III dummy was designed to satisfy these conditions. In this paper, its geometrical model is developed. Extraction force, manually tuned by a compression spring, is analytically characterized and validated experimentally with a grasping device prototype on a uniaxial traction machine.

Results: The grasping device obtained has dimensions and masses similar to a dummy original hand. It is shown that the grasp force reaches required levels for forklift tilting tests if an adequate selection of compression spring is made.

Conclusions: A new grasping device is now available to enhance the biofidelity of hand Hybrid III dummies. The device mimics the human hand by reproducing practical grasping forces along with grasp compliance that is the range of human hands.

Keywords: Hybrid III, mechanical hand, grasping force, hand mechanical impedance, hand stiffness, biofidelity.

1. Introduction

It is well recognized that the biofidelity of a dummy varies significantly with its intended use [1]. Because dummies are most often used in high deceleration crash tests, the biofidelity of dummies is mainly associated with the fidelity of the inertial characteristics of body segments such as the head, the trunk, the limb etc. Use of dummies is also of interest in evaluating human body dynamics in low acceleration situations, as the expulsion of forklift drivers during lateral tilting of the forklift [2]. For such situations, however, inertial forces are not the only forces that can affect body segments kinematics. Hence, the biofidelity of dummy articulations and hands may become an issue because their mechanical impedance can significantly change the whole body dynamic response when, for instance, the hands interact with a physical environment such as a steering wheel.

Currently, dummy hands such as those found on the Hybrid III are quite limited in their biofidelity in this regard. They are made of passive material with an attempt to replicate the three dimensional shape and mass of a human hand. Although such characteristics might be sufficient for car crash tests, they are less relevant for low acceleration situations where hands are making contact with objects. Since our research group was planning to conduct experimental tests with dummies to investigate lateral tilting of forklifts, we undertook the design of a novel tunable Hand Biofidelity Enhancing Device (H-BEDI) to better simulate the biomechanical properties of forklift driver hands.

Two general biomechanical properties initially retained our attention. Firstly, the fact that forklift driver hands have limited grasping force and consequently, the possibility that drivers may lose contact with the steering wheel during tilting. Secondly, of equal importance is the fact that the hand also contributes to the apparent mechanical impedance of the upper limb at the steering wheel – hand contact point [3]. Depending on the physical situation under study, the limb mechanical impedance may greatly influence the whole body dynamics. In the forklift tilting applications, however, first order calculations indicated that the hand mechanical impedance may not be critical in the tilting phase of interest. Therefore, the design of the H-BEDI focused on the hand grasping property on a cylinder similar to a steering wheel.

More precisely, our goal was to design a Hybrid III biomechanical hand (the H-BEDI) which could simulate various maximum hand pulling forces while (1) enabling rotation of the cylinder into the hand, and (2) simulating the fact that when the hand loses contact with the steering wheel, it does so in a gradual manner. In addition to being mechanically simple and robust, the H-BEDI must remain within human hand dimensions and mass. Finally, it must be connected to existing Hybrid III hand fixtures (cf. Fig. 1).

This paper presents the design process used to define the H-BEDI system. An analytical model of the H-BEDI is first developed to help determine the geometrical characteristics of the hand. Experimental expulsion tests on one prototype are provided to demonstrate the capabilities of the

resulting design and the fact that the analytical model is representative of the hand pulling behaviour during a cylinder expulsion. The existence of a valid model is of interest because it provides us with a mean to simulate, for instance, the H-BEDI within Madymo (TNO, The Netherlands), or to predict the behaviour and geometry of alternative hand designs when required.

2. Design concept

The H-BEDI system developed is illustrated in Fig. 1. Because of mechanical simplicity and robustness constraints, we rapidly converged on a design concept inspired from subactuated mechanical hands. The performance and versatility of such hands have been well documented by others in the past [5]. For simplicity reasons, a two finger mechanical hand design was considered sufficient for our purposes. A schematic of the H-BEDI is shown in Fig. 2. The basic idea is to make use of a compression spring to adjust the finger contact force F_c on a cylinder. Because the hand mechanism is subactuated, the cylinder can be expelled from the fingers. By proper selection of spring compression properties, contact surface frottement properties and mechanism dimensions, one can prescribe a pulling force profile during cylinder expulsion. Because of the high number of parameters involved in the design of such hands, it is advisable to develop an analytical model of the expulsion force profile in order to determine the parameter values that best fit the biomechanical needs.

3. H-BEDI Analytical Model

The H-BEDI analytical model developed allows one to determine the force magnitude F_x required (Fig. 3) to pull a cylinder out of the fingers as a function of cylinder displacement (axial motion of the cylinder relative to the hand). Such a function provides the necessary information to characterize the mechanical impedance of the fingers in the axial direction, a particular feature of human hands.

Because of the symmetric nature of the H-BEDI design, a half portion of the hand needs to be modeled to determine the extraction force F_x . The extraction force profile depends both on the H-BEDI and cylinder geometry and the frottement properties of the cylinder-hand finger interface. The frottement at the interface is characterized by a cone of frottement whose angle is φ . The direction of the normal interface contact force F_c is defined by the angle θ . Hence, the extraction force F_x is given by:

$$F_x = 2F_c \cos(\theta - \varphi) \quad (1)$$

By definition, assuming a conservative mechanical system, the axial rigidity or stiffness of the fingers is given by:

$$K_x = \frac{\partial}{\partial x} F_x \quad (2)$$

The extraction force F_x can be obtained by figuring out the values of F_c and θ as a function of the geometrical parameters of the H-BEDI hand (Fig. 4). Because of the low accelerations (less than 10 m/s²) involved when the forklift is tilting and because of the small inertia of the hand components during extraction, a static approach was followed to develop the model.

To proceed, the normal contact F_c can be first expressed as a function of the spring compression force F_r by analyzing the equilibrium of one of the fingers. The axial force F_b on the connecting rod is easily obtained since the compression spring force is equally shared on the two connecting rods. Hence, it is given by:

$$\vec{F}_b = \frac{F_r}{2} (\vec{e}_x + \tan \theta_2 \vec{e}_y) \quad (3)$$

The normal contact force F_c on the cylinder is given by

$$\vec{F}_c = F_c (\cos(\theta - \varphi) \vec{e}_x + \sin(\theta - \varphi) \vec{e}_y) \quad (4)$$

and its magnitude is known. The remaining force on the finger pivot O_3 is unknown. However, by taking moments about pivot point O_3 , one obtains:

$$\overrightarrow{O_3 O_2} \times \vec{F}_b + \overrightarrow{O_3 H} \times \vec{F}_c = \vec{0}, \quad (5)$$

which, after simplification, becomes :

$$F_c = \frac{\frac{L_3}{2} (\cos \theta_3 \tan \theta_2 - \sin \theta_3)}{(x + R - d_0 + R \cos \theta) \sin(\theta - \varphi) - (-L_4 + R \sin \theta) \cos(\theta - \varphi)} F_r. \quad (6)$$

The spring compression force F_r is simply given by:

$$F_r = K_r (L_{ri} + d_i - d - L_{r0}), \quad (7)$$

where K_r is the spring stiffness, L_{r0} , its rest length, L_{ri} , its length at $x=0$, and d_i the distance when $x=0$.

The expression for the extraction force F_x being obtained, one must still determine the value of the H-BEDI configuration variables as a function of x . To that end, a sequential approach is followed where θ is obtained from x , then θ_3 is computed from θ , to further compute θ_2 and finally the distance d_i . The location of the steering wheel prescribes the contact point H location which travels along the two-segment surface of the finger, a flat surface of length L_d and a circular surface of radius R_d . The expressions for angles θ and θ_3 are not similar for these two surfaces and thus they are calculated separately.

Over the flat surface, triangle (CO₃H) provides the following relationships:

$$\begin{cases} -(x + R - d_0) + (e \cos \theta + L \sin \theta) - R \cos \theta = 0 \\ L_4 + (e \sin \theta - L \cos \theta) - R \sin \theta = 0 \end{cases} \quad (8)$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} x + R - d_0 + (R - e) \cos \theta = L \sin \theta \\ -L_4 + (R - e) \sin \theta = -L \cos \theta \end{cases}$$

The angle θ and the position L of point H are obtained by solving Eq. (8), leading to :

$$L_4 \sin \theta = (x + R - d_0) \cos \theta + R - e \quad (9a)$$

$$L = \frac{x + R - d_0 + (R - e) \cos \theta}{\sin \theta} \quad (9b)$$

for $\theta \in]0, \pi[$.

In practice, length L_4 is assumed larger than length $R - e$ to limit angle θ within 0 – 90 degrees when moving along the flat surface. The steering wheel leaves the flat surface portion when L equals L_d . Under this condition, using the second part of equations set (8), $\theta = \theta_{\max}$ satisfies the following relationship:

$$-L_4 + (R - e) \sin \theta_{\max} = -L_d \cos \theta_{\max} \quad (10)$$

The first portion of equations set (8) provides position $x = x_{\max}$ when the steering wheel moves out of the flat contact surface, i.e.:

$$x_{\max} = L \sin \theta_{\max} - (R - e) \cos \theta_{\max} + d_0 - R \quad (11)$$

Based on the finger geometry in contact with the steering wheel, one finds that

$$\theta_3 = \alpha + \theta - \frac{3\pi}{2} \quad (12)$$

Within the circular segment/surface, the norm of $\overrightarrow{O_3 C_d}$ is given by:

$$(e + R_d)^2 + L_d^2 = ((x + R - d_0) + (R + R_d) \cos \theta)^2 + (-L_4 + (R + R_d) \sin \theta)^2 \quad (13)$$

which provides an expression for θ versus x :

$$(x + R - d_0)\cos\theta - L_4 \sin\theta = \frac{(e + R_d)^2 + L_d^2 - (x + R - d_0)^2 - (R + R_d)^2}{2(R + R_d)}. \quad (14)$$

If one assumes that the steering wheel loses contact with the finger circular surface when finger tips make contact, both angle θ and distance x reach their maximum values at this point and those are respectively given by:

$$\theta_{\max} = \arcsin\left(\frac{R_d}{R + R_d}\right) - \pi \quad (15)$$

$$x_{\max} = \sqrt{(e + R_d)^2 + L_d^2 - (-L_4 + (R + R_d)\sin\theta_{\max})^2} - (R + R_d)\cos\theta_{\max} + d_0 - R. \quad (16)$$

By equating the y coordinates of the following two expressions defining vector $\overrightarrow{O_3C_d}$,

$$\begin{cases} \overrightarrow{O_3C_d} = (-L_d \cos(\theta_3 - \alpha) + (R_d + e)\sin(\theta_3 - \alpha))\overrightarrow{e_x} \\ \quad + (-L_d \sin(\theta_3 - \alpha) - (R_d + e)\cos(\theta_3 - \alpha))\overrightarrow{e_y} \\ \overrightarrow{O_3C_d} = (d + (R + R_d)\cos\theta)\overrightarrow{e_x} + (-L_4 + (R + R_d)\sin\theta)\overrightarrow{e_y} \end{cases} \quad (17)$$

one finds that

$$-L_d \sin(\theta_3 - \alpha) - (R_d + e)\cos(\theta_3 - \alpha) = -L_4 + (R + R_d)\sin\theta \quad (18)$$

Having expressions for both angles θ and θ_3 , characterization of angle θ_2 can be performed. Based on polygon $(O_0O_1O_2O_3)$, the following relationships can be verified:

$$\begin{cases} L_2 \cos\theta_2 + L_3 \cos\theta_3 - c = 0 \\ L_1 + L_2 \sin\theta_2 + L_3 \sin\theta_3 - L_4 = 0 \end{cases} \quad (19)$$

Assuming $\theta_2 \in]-\pi/2, \pi/2[$, the second portion of Eq. (19) leads to:

$$\theta_2 = \arcsin\left(\frac{L_4 - L_1 - L_3 \sin\theta_3}{L_2}\right) \quad (20)$$

and length d becomes:

$$d = L_2 \cos\theta_2 + L_3 \sin\theta_3. \quad (21)$$

4. Experimental investigation

The geometric parameters defining the H-BEDI have been selected such as to grasp a steering wheel with a diameter between 25 mm and 32 mm with a maximum extraction force of 150 N, while staying within anthropometric hand dimensions of a 95th percentile dummy. After a number of iterations, an acceptable set of parameters was found and their values are listed in Table 1.

TABLE 1 Set of parameters used for the H-BEDI prototype.

L_1	L_2	L_3	L_4	A	L_d	R_d	e	d_0
1.57"	1.75"	1.00"	0.7"	90°	1.00"	0.15"	0.2"	0.25"

In order to validate the H-BEDI static model, a number of traction/compression tests were conducted on an Instron traction machine (Model TTD, Fig. 5). The spring compression curve was first characterized by compressing the spring over a 25 mm range, within a rest length of 48.5 mm to a 20 mm minimum length. The resulting curve is shown in Fig. 6 and it is used to compute the extraction force F_x based on the static model. A parabola was fitted to the data points with an r^2 of .9995. Then, five extraction tests were performed with the H-BEDI for different spring compressions (32.35 mm, 36.35 mm, 40.35 mm, 44.35 mm and 48.35 mm) at a traction speed of 25.4 mm/min. (Tests at different speeds were performed and gave similar results). The tests were performed with a lubricated and smooth steel cylinder of 12.73 mm radius, rigidly connected to the traction machine and grasped by the H-BEDI aluminium fingers. The extraction is easily conducted by slowly moving the cylinder out of the H-BEDI fingers.

The first traction test ($L_{ri}=48.35$ mm) was used to determine the frottement coefficient at the cylinder – finger interface (i.e. steel – aluminium) by fitting the predicted static model curve to the experimental data. The frottement coefficient was found to be 0.22. Replacing its value along with the fitted spring compression curve in the static models leads to predictions of extraction force profiles for the other four spring compression configurations. The resulting curves are shown in Fig. 7. The junction of the flat/circular finger surfaces is represented by a dashed line.

5. Discussion

The experimental extraction tests performed validated the static model presented in this paper. Although the model predictions are not perfect, from a practical standpoint the model is sufficiently accurate to predict the extraction force profile trends for given H-BEDI parameter values. Variations can be attributed in part to frottement neglected in all pivots and the limited accuracy of the spring compression curve. Unfortunately, we have not yet been able to validate the H-BEDI behaviour with experimental data showing the extraction force profile of a human hand. This is the objective of a future study.

From a practical standpoint, when the H-BEDI is used along with a Hybrid III dummy, one must first perform a traction test with the cylinder that will be used in the experiments in order to estimate the frottement coefficient at the contact point with the fingers. Use of the static model then provides a number of calibration curves to set the proper spring compression for obtaining a

given extraction force F_x magnitude and profile (Fig. 8). These curves can be divided in two portions, the first one being when the cylinder is contacting the linear/flat surface of the fingers while the second portion is when the contact is made with the circular surface. Of course, the change in contact surfaces leads to a discontinuity in the extraction force because the surface curvature radius quickly changes from an infinity value to a finite value. In the future, the contact surfaces geometry could be changed to obtain a better continuity. The maximum extraction force is obtained in the first portion of the profile, and the corresponding cylinder displacement varies with spring compression (cf. Fig. 9). In the second portion, the extraction force decreases down to zero when the cylinder is not making contact with the fingers anymore.

As discussed in the introduction, one particular feature of the human hand is its mechanical impedance. Although, to our knowledge, the mechanical impedance profile during extraction has not been investigated yet, it was computed here for the H-BEDI system for future reference purposes, based on Eq. (2). Assuming a conservative system (i.e. frottement coefficient is zero), resulting curves for different spring compressions are shown in Figure 10. Of course, the first portion has a stable grasp with “extraction” stiffness in the range of 1 900 to 4 500 N/m (cf. Fig. 11). What is noticeable is that the shorter the initial spring compression is, the higher the initial stiffness is. The link between first and second portions is partly unstable due to the change of contact surface. Negative stiffness is representative of the decrease of the extraction force. Considering the potential energy of the H-BEDI system (cf. Fig. 12), the grasping device tends to get the cylinder back to its initial position unless the cylinder displacement exceeds 21.5 mm, corresponding to the maximum of potential energy.

6. Conclusion

This paper has shown a procedure to design the H-BEDI system. Results show that the system is capable of tuning the grasping force in a practical manner, in the range of values expected from a human hand. The system also demonstrated significant stiffness to better represent the human hand biomechanics. Stiffness properties in other directions could be implemented by choosing to connect the H-BEDI to the dummy through an elastomeric coupling properly designed.

References

- [1] Matthew R. Maltese, 2002, “Side impact dummy biofidelity”, National Highway Traffic Safety Administration, PDF document, pp.18-19
- [2] Michel Gou, Carl-Éric Aubin, Maria Olteanu, René Benoît, Marina Koutchouk, 2003, “Modélisation d’un chariot élévateur et de son cariste pour améliorer la sécurité de renversements latéraux”, IRSST, Études et recherches / Rapport R-322, 40p.
- [3] Denis Rancourt, Neville Hogan, 2001, “Stability in force-production tasks”, *Journal of Motion Behaviour*, Vol. 33, No. 3, pp. 193—204
- [4] Stanley H. Backaitis, Harold J. Mertz, 1994, “Hybrid III: The first Human-Like Crash Test Dummy”, *SAE international PT-44*, pp. 9—22
- [5] Thierry Laliberté, Lionel Birglen and Clément M. Gosselin, 2002, “Underactuation in robotic grasping hands”, *Japanese Journal of Machine Intelligence and Robotic Control*, Special Issue on Underactuated Robots, Vol. 4, No. 3, pp. 77—87

FIGURE CAPTIONS

Figure 1 Integration of the H-BEDI to the Hybrid III [4].

Figure 2 H-BEDI system schematic for two phases of cylinder expulsion.

Figure 3 H-BEDI system description with main internal and external forces.

Figure 4 Kinematic diagram of the H-BEDI system.

Figure 5 Experimental setup for traction tests on the INSTRON machine.

Figure 6 Compression curve of H-BEDI system spring.

Figure 7 Traction curves for different spring initial compression lengths. Comparison between experimental tests (dotted lines) and simulated tests (solid lines).

Figure 8 Set of simulated traction curves for different spring initial compression lengths (i.e. from 32 mm to 48 mm by steps of 1 mm).

Figure 9 Curves of H-BEDI spring compression versus cylinder displacement.

Figure 10 Curves of axial rigidity for different initial spring compression lengths (i.e. from 32.5 mm to 48.5 mm by steps of 1 mm) of a frottementless H-BEDI system. Vertical line represents location of linear – circular contact surfaces.

Figure 11 Initial axial stiffness versus initial spring compression length.

Figure 12 Curves of H-BEDI potential energy for different initial spring compression lengths (from 32.5 mm to 48.5 mm by steps of 1 mm) of a frottementless H-BEDI system.

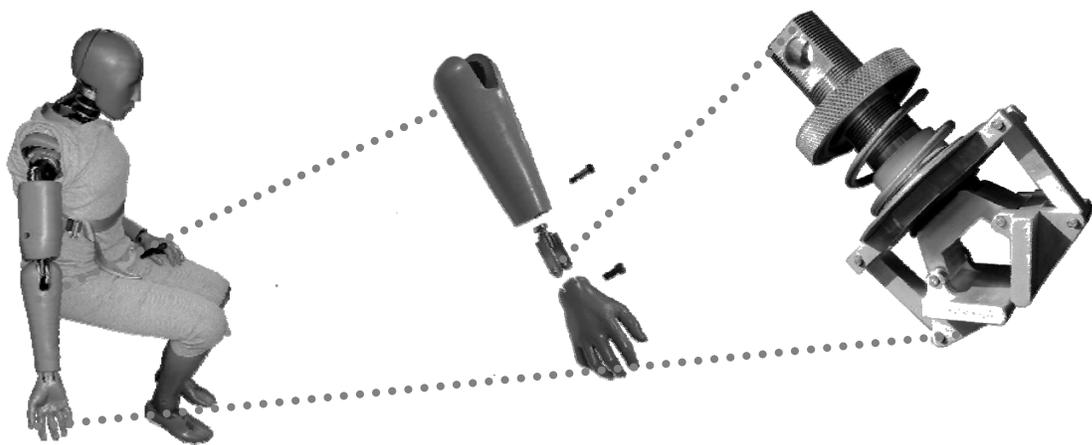


Figure 1 Integration of the H-BEDI to the Hybrid III [4].

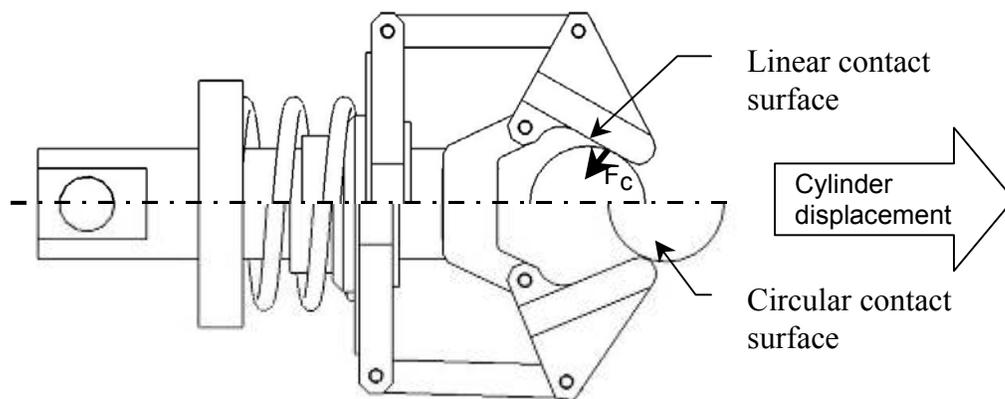


Figure 2 H-BEDI system schematic for two phases of cylinder expulsion.

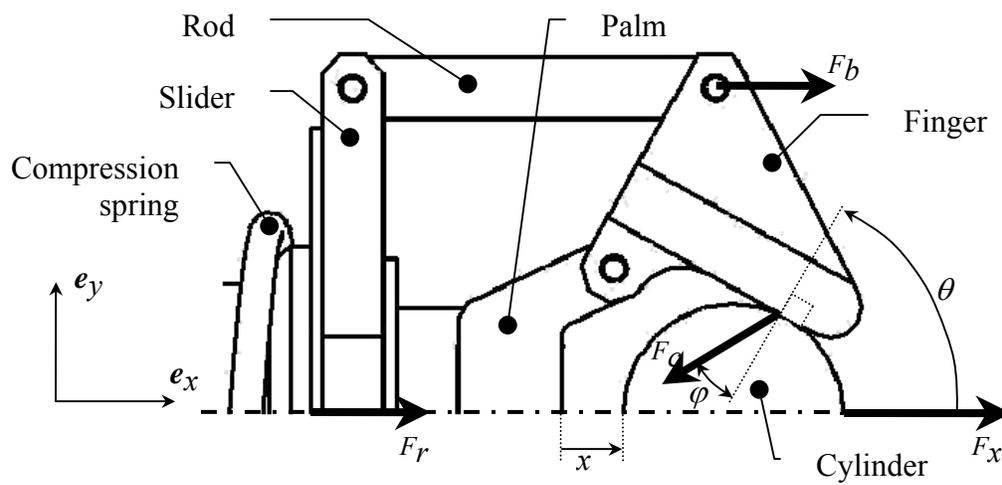


Figure 3 H-BEDI system description with main internal and external forces.

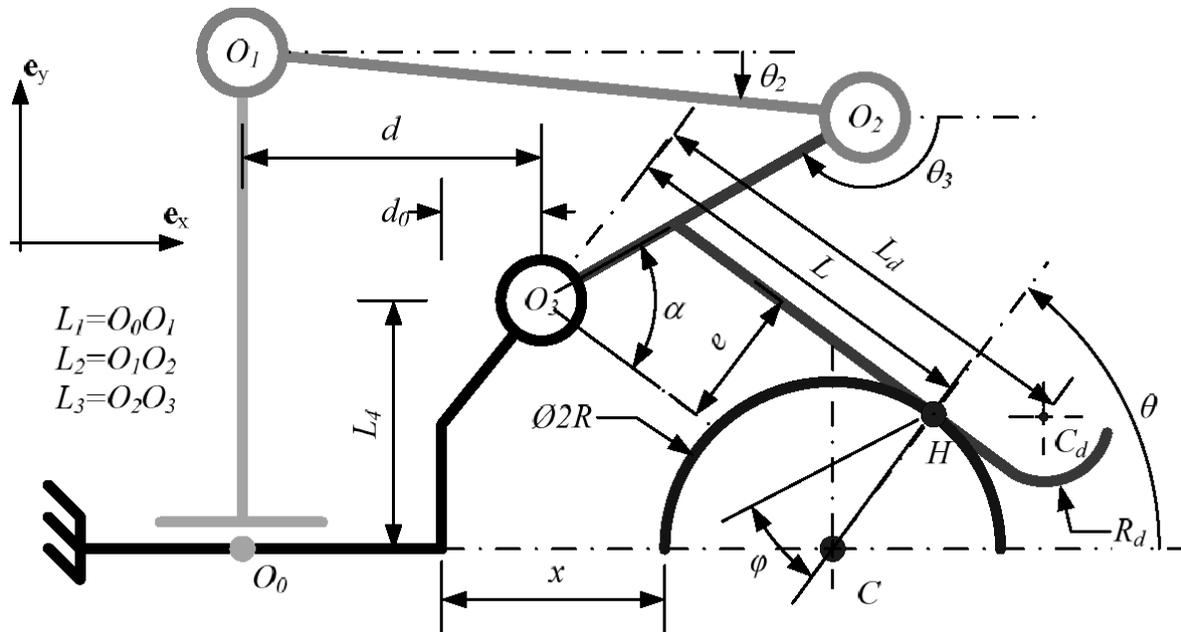


Figure 4 Kinematic diagram of the H-BEDI system.



Figure 5 Experimental setup for traction tests on the INSTRON machine.

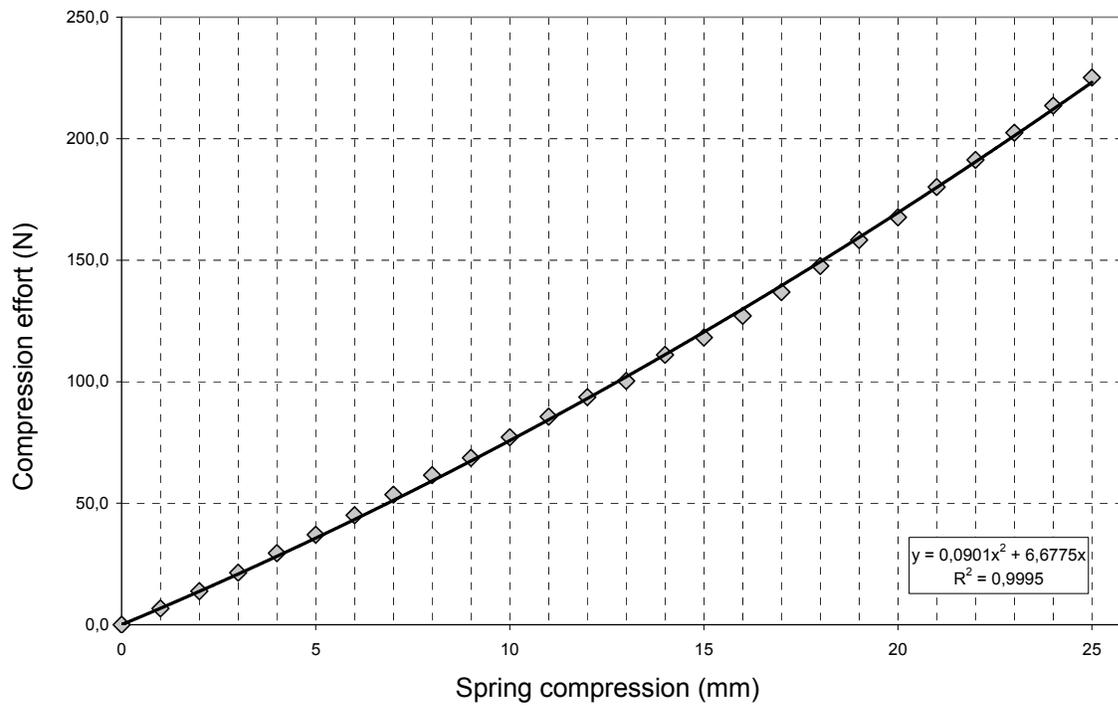


Figure 6 Compression curve of H-BEDI system spring.

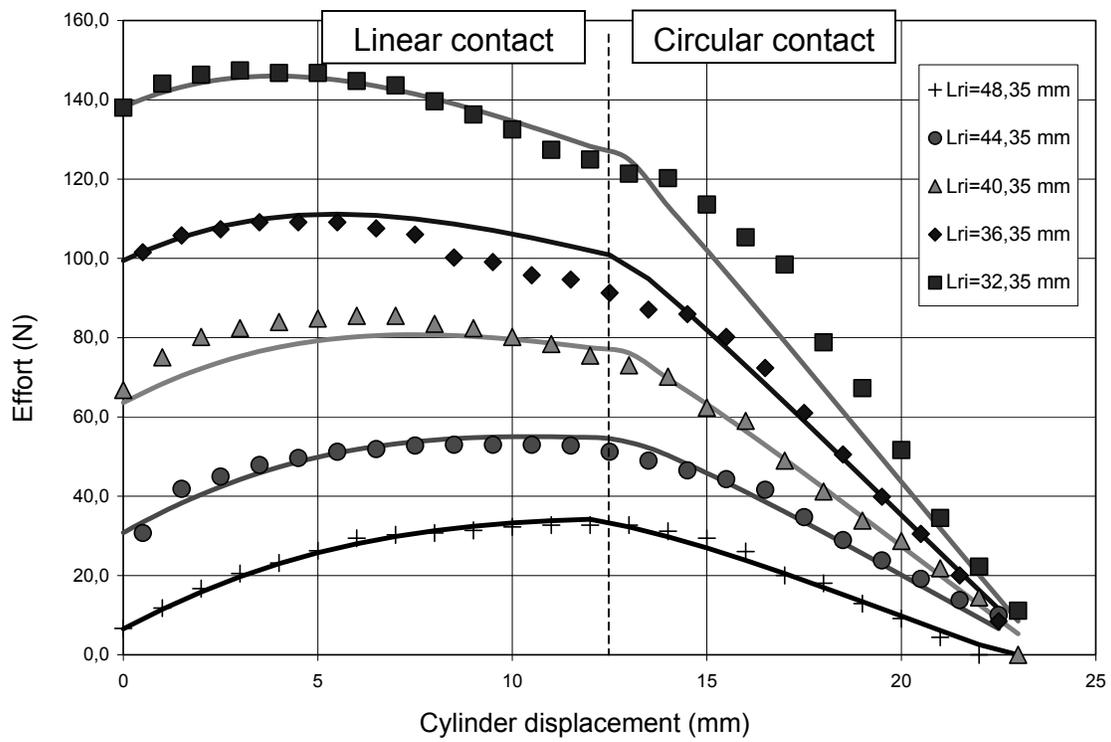


Figure 7 Traction curves for different spring initial compression lengths. Comparison between experimental tests (dotted lines) and simulated tests (solid lines).

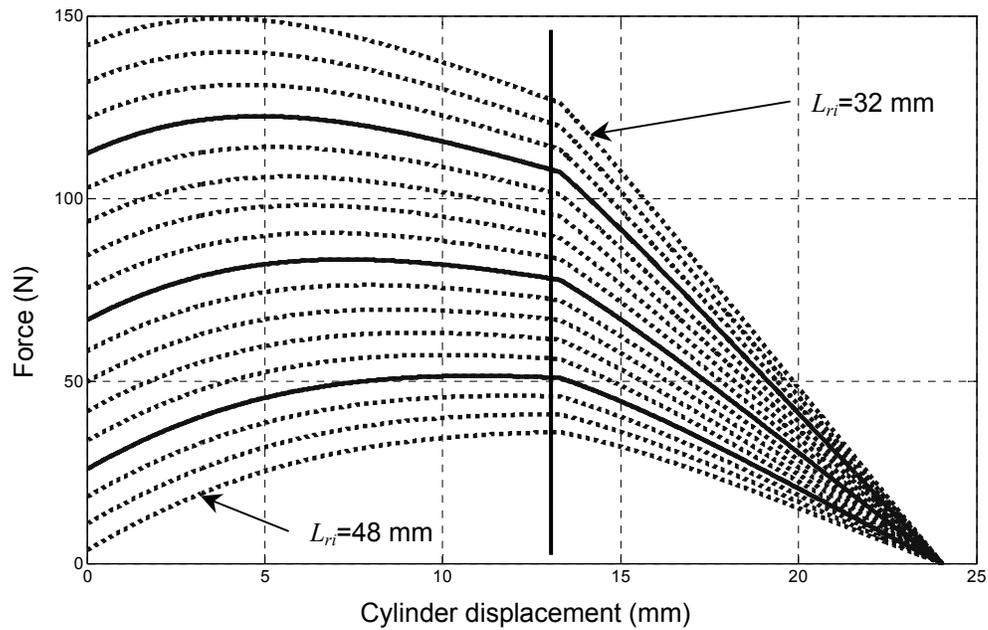


Figure 8 Set of simulated traction curves for different spring initial compression lengths (i.e. from 32 mm to 48 mm by steps of 1 mm).

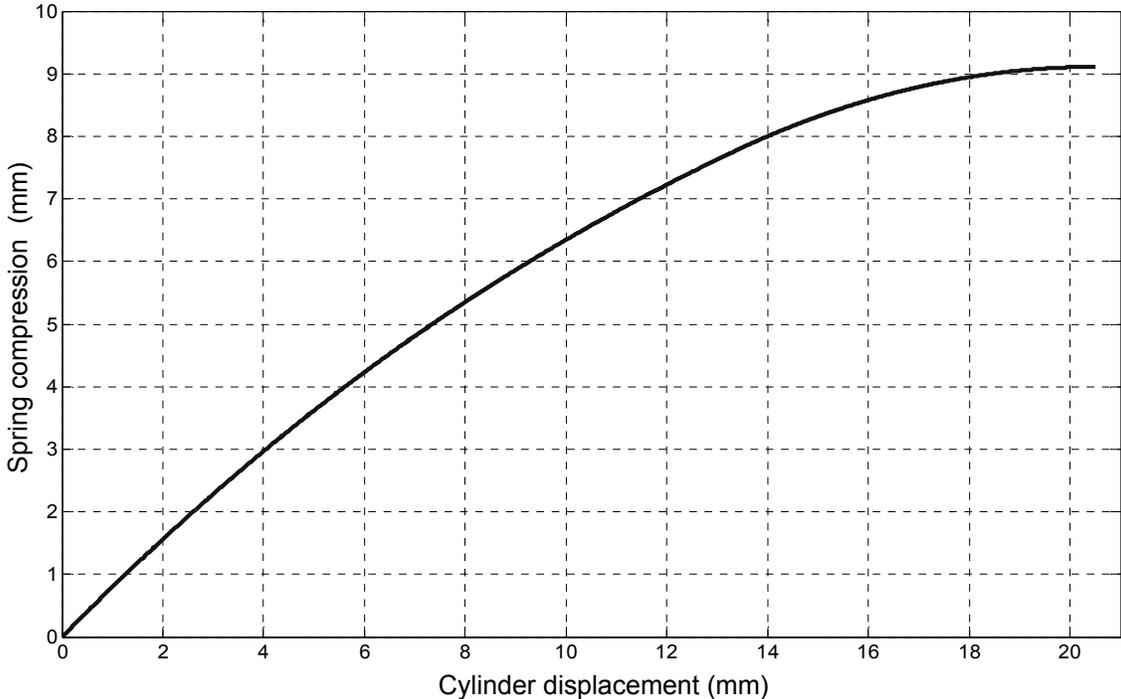


Figure 9 Curves of H-BEDI spring compression versus cylinder displacement.

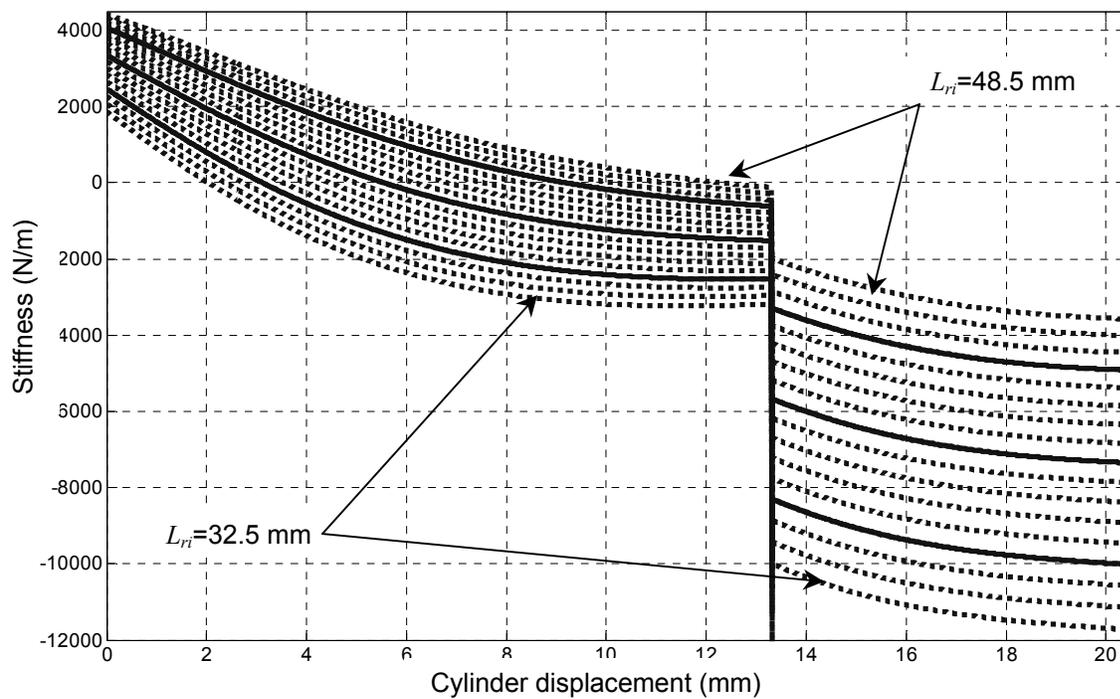


Figure 10 Curves of axial rigidity for different initial spring compression lengths (i.e. from 32.5 mm to 48.5 mm by steps of 1 mm) of a frottementless H-BEDI system. Vertical line represents location of linear – circular contact surfaces.

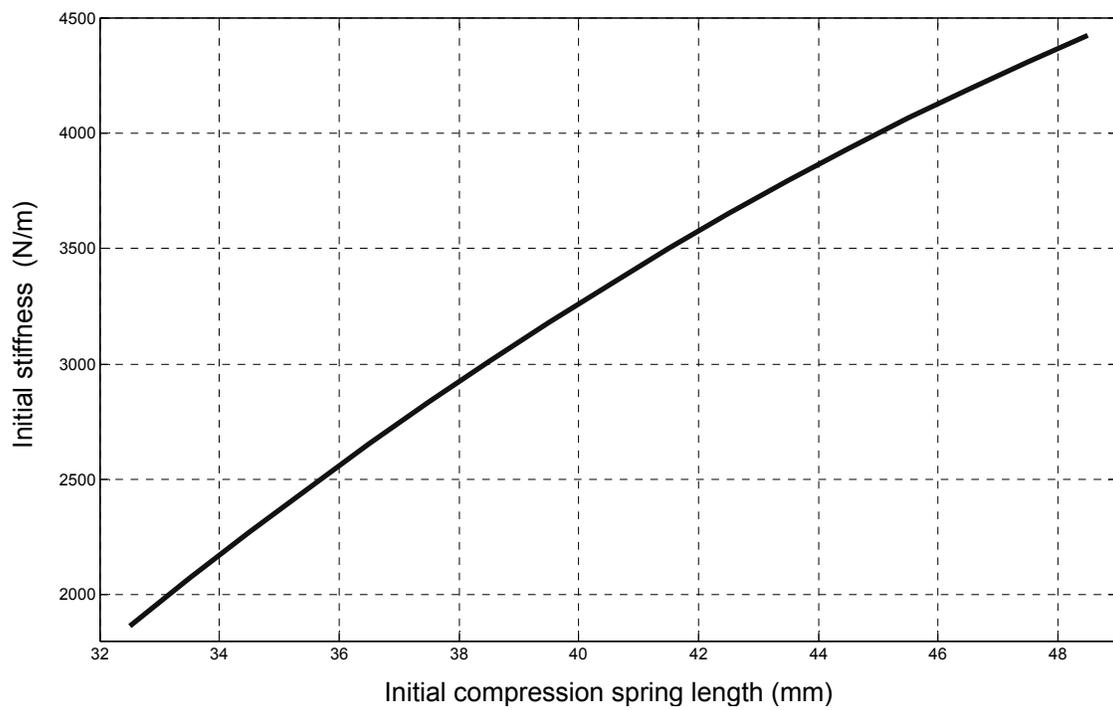


Figure 11 Initial axial stiffness versus initial spring compression length.

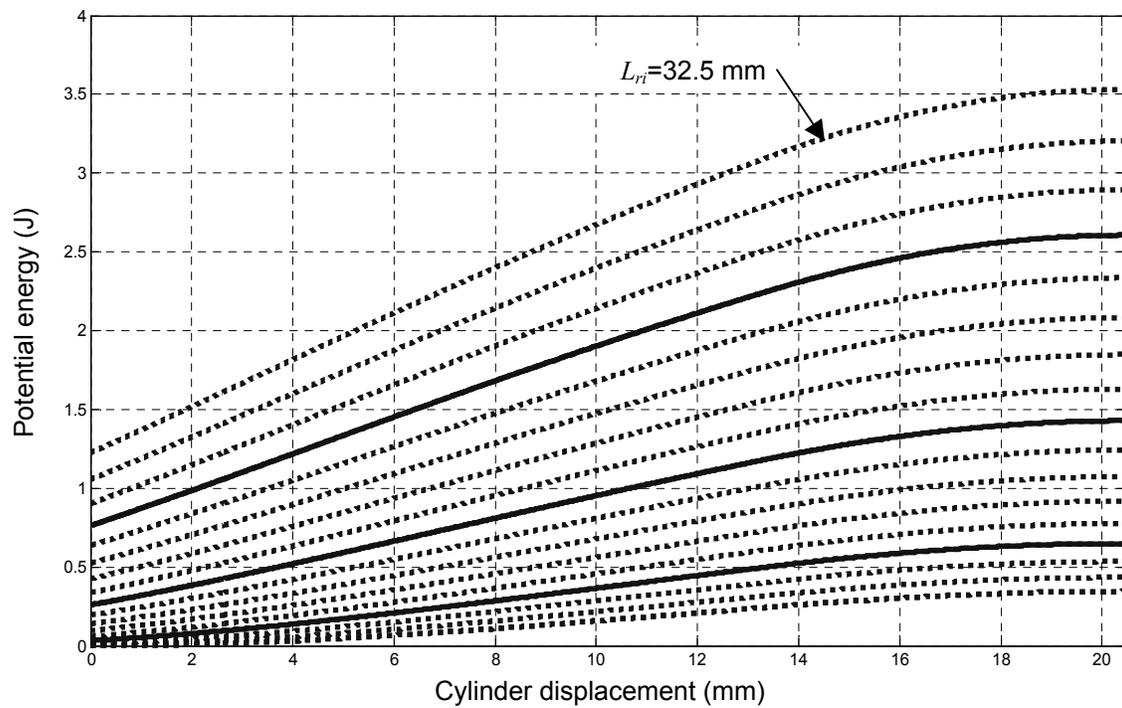


Figure 12 Curves of H-BEDI potential energy for different initial spring compression lengths (from 32.5 mm to 48.5 mm by steps of 1 mm) of a frottementless H-BEDI system.

ANNEXE F: Échelle d'interprétation du AIS

L'échelle d'interprétation du AIS est la suivante:

AIS 1 : mineur

AIS 2 : modéré

AIS 3 : sérieux, non menaçant pour la vie

AIS 4 : sévère, menaçant pour la vie, survie probable

AIS 5 : critique, survie incertaine

AIS 6 : maximum, virtuellement insurvivable

Réf. Complète:

AIS 90, the Abbreviated Injury Scale 1990 Revision, Association for the Advancement of Automotive Medicine, des Plaines, IL, 1990”