

Comparaison de la rigidité d'un nouveau type de benne par rapport à ceux existant

Szulga Fabrice⁽¹⁾, *Vaissaud Yoko*⁽²⁾, *Deltomme Marc*⁽³⁾, *Coulaud Jean-Baptiste*⁽¹⁾

CeREF Technique⁽¹⁾, *Fors Technique*⁽²⁾, *Delto-Pull*⁽³⁾

szulgaf@ceref.be , yoko.vaissaud@henallux.be , coulaudjb@ceref.be, marc.deltomme@delto-pull.be

Résumé

La chute d'une semi-remorque basculante (appelée benne par la suite) est un accident courant dans le milieu de la construction à cause de nombreux facteurs tels que la non-horizontalité du camion, un sol trop meuble ou un déséquilibre de la charge dans la benne. D'une façon générale, si le chargement d'une benne est fortement asymétrique, son déchargement engendrera le déplacement du centre de gravité en dehors de l'ensemble convexe de ses points d'appuis et donc son basculement. Ce basculement peut engendrer de graves dégâts matériels et humains. La recherche se concentre sur le développement de bennes à grand cubage pour le transport de matériaux en vrac. Dans ce projet plusieurs problématiques de recherche sont abordées. Cet article se focalise sur la problématique de la rigidité de la benne lors de son déchargement ainsi que sur sa durée de vie.

Nous traitons cette problématique en deux parties. La première est la conception de la géométrie de la benne. Le but étant d'avoir une structure suffisamment rigide pour supporter la torsion engendrée par un chargement asymétrique lors du déchargement. La seconde est la validation de cette géométrie par le calcul éléments finis. Il sera montré que la benne supporte des chargements asymétriques sans se fissurer. Sa durée de vie sera déterminée en la comparant à différentes bennes ayant ou n'ayant pas été fissurées. Ces fissures surviennent par fatigue due au cycle de charge/décharge des bennes. Les résultats obtenus seront confirmés par des tests en environnement réel pour la benne conçue.

Mots-clés : benne, calcul de structures, éléments finis, résistance des matériaux, fatigue.

1 Introduction

Les contraintes mécaniques auxquelles les bennes sont soumises, entre autres à cause du poids, du chargement, du déchargement et des vibrations, sont très importantes. Ces contraintes mécaniques provoquent, par un phénomène de fatigue des matériaux, des fissures. Jusqu'en 2018, la masse maximale autorisée par le code de la route wallon pour les véhicules était limitée à 44 tonnes (abrégiées t par la suite). Le 1^{er} mai 2018, le gouvernement Wallon a validé un arrêté fixant la masse maximale autorisée à 50 t pour les véhicules articulés se composant d'un véhicule à trois essieux et d'une remorque à trois essieux. C'est dans ce cadre législatif que s'inscrit la recherche. En effet, en augmentant la masse maximale autorisée, la charge utile transportée par la benne augmente aussi. La recherche ne vise pas à analyser le châssis de la semi-remorque comme ce qui a pu être fait par R. A. Rahman, M. N. Tami et O. Kurdi (2008) mais plutôt à optimiser la benne en termes de masse tout en lui assurant une durée de vie adéquate. Certains travaux comme celui de N.N Kumar, B. Jithendra, M.A. Kumar (2013) traitent déjà de ce problème pour des bennes de plus petites tailles en utilisant un maillage volumique. Ici, les dimensions caractéristiques étant différentes, une méthode de maillage par éléments coques a été choisie.

L'étude se penche sur les différents points permettant d'améliorer la résistance des bennes dû à l'augmentation de la charge utile maximale. Les deux principaux facteurs sont la géométrie de la benne et les matériaux qui la composent.

1.1 Les différents aciers de construction

Différents types d'acier peuvent être utilisés dans le cadre de la construction d'une benne. Nous nous sommes intéressés à deux types d'acier qui sont prépondérants dans la construction des bennes actuellement : les aciers anti-abrasion et les aciers de construction de type S.

1.1.1 Acier anti-abrasion

Les matériaux sont chargés dans la benne à l'aide de tractopelles. Les matériaux tombent d'une certaine hauteur et viennent se heurter contre les parois et le fond de la benne. Cela cause des chocs et des déformations. De plus, le déchargement des matériaux se fait grâce à la gravité. La partie avant de la benne se lève (Figure 1) et permet aux matériaux de se déverser. Ce mode de déchargement engendre des frottements importants et donc de l'usure sur les différentes tôles de carrosserie. Il est donc nécessaire, pour obtenir une durée de vie de l'équipement satisfaisante, d'utiliser de l'acier anti-abrasion pour les éléments de carrosserie. En effet, les aciers anti-abrasion présentent une grande résistance à l'usure et une grande dureté. Dans notre cas, l'acier utilisé est l'Hardox 450, un acier de grain fin, traité thermiquement pour avoir un meilleur compromis entre la résistance et la malléabilité. Il a été choisi pour les éléments de carrosserie du fait de sa bonne résilience.

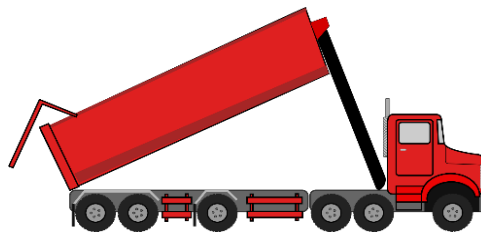


Figure 1: Benne levée (image créée par l'auteur à partir d'une image libre de droit)

1.1.2 Acier de type S

Les aciers de type S sont destinés à la construction soudée, à l'usinage ainsi qu'au pliage. Le type S couvre des aciers non alliés d'usage général de base. Le type S355 a une limite élastique de 355 MPa. La qualité J2 possède un meilleur grade de résistance au choc (résilience) parmi les aciers de la même nuance. Un avantage du S355 par rapport à l'Hardox est son prix. En effet, il est trois fois moins cher que ce dernier. Cet acier est utilisé dans la fabrication du reste de la benne.

Le tableau 1 permet de comparer les aciers anti-abrasion ainsi que les aciers de type S en fonction de leurs caractéristiques mécaniques ainsi que de leur composition.

	Limite élastique	Rupture	Résilience Charpy	Dureté	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	B	CEV
Unité	MPa	MPa	kJ/mm ²	HB	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%
S355 J2	>355	470-630	27 (-20°C)	150	0.2	0,55	1,6	0,025	0,03					0.52
Hardox 450	1200	1412	45 (-40°C)	450	0.19	0,7	1,6	0,025	0,01	0,25	0,25	0,25	0,004	0.41

Tableau 1 : Caractéristiques mécaniques de différents aciers

1.2 Les géométries de bennes existantes

On retrouve dans l'industrie essentiellement deux types différents de géométrie pour les bennes. La première est la géométrie rectangulaire, la deuxième est la géométrie semi-circulaire. On retrouve ces deux types de géométrie chez la majorité des bennes circulant en Wallonie (Schmitz, Krone, Humbair, SDC, Meiller, Schwarztmuller, Vincent, Benalu).

1.2.1 Géométrie rectangulaire

La géométrie rectangulaire est majoritairement utilisée pour la carrosserie de bennes en aluminium. Cette géométrie permet d'assembler facilement entre eux les profilés d'aluminium composant la caisse. Le principal problème lié à cette géométrie est l'accumulation de matériaux dans les coins de la tôle de fond. Ce type de bennes présente généralement plusieurs renforts obliques latéraux sur toute sa longueur permettant de prévenir l'éventrement de cette dernière.

1.2.2 Géométrie semi-cylindrique

Les bennes semi-cylindriques ont un centre de gravité plus bas que les bennes rectangulaires. En effet, cette géométrie permet à la carrosserie de rentrer entre les poutres du châssis. Elles sont majoritairement faites en acier. Leur volume utile est inférieur à celui des bennes rectangulaires. A l'instar de ces dernières, elles nécessitent aussi des renforts latéraux sur leur longueur pour prévenir le risque d'éventrement lors du transport de matériaux.

2 Conception mécanique

On peut diviser les éléments de la conception mécanique en deux catégories : les éléments de carrosserie et les éléments de renfort. Les éléments de carrosserie sont majoritairement faits de tôle en acier anti-abrasion. Les éléments de renfort sont majoritairement faits en acier de type S. Dans la partie conception mécanique, nous avons essayé de tirer parti des avantages des deux géométries présentées ci-dessus en proposant un nouveau type de géométrie. Les études menées dans la partie 3.3 et d'autres, internes au projet, qui ne sont pas mentionnées ici, ont également servi de support pour le placement des renforts et la géométrie globale de la caisse.

La conception mécanique doit aussi tenir compte du fait qu'un phénomène de torsion, décrit plus loin, peut intervenir lors du déchargement de la benne. Dans le pire des cas, ce phénomène peut faire basculer la benne. Dans un cas d'utilisation normale, la benne va subir de la fatigue due à cette torsion principalement au niveau de deux éléments, la face avant et les paliers de l'axe de rotation de la benne.

2.1 Eléments de carrosserie

Les éléments de carrosserie regroupent tous les éléments permettant de contenir les matériaux transportés à l'intérieur de la benne.

2.1.1 La tôle de fond

La tôle de fond est placée dans le fond de la benne. Elle fait partie intégrante de la structure recevant les matériaux lors du chargement et du déchargement. La tôle de fond est faite en acier anti-abrasion.

Plusieurs problématiques liées à la géométrie de la tôle de fond sont à prendre en compte. Lors du chargement, la tôle doit être suffisamment épaisse et avoir une dureté assez grande pour pouvoir supporter les chocs. Cependant elle ne peut pas être trop épaisse dans un souci d'optimisation de masse utile transportée.

Le deuxième problème survient lors du déchargement. Certains industriels ont pour vocation de transporter des terres polluées ou du sable issu de carrières. Pour ces types de chargement, le coefficient de frottement statique avec l'acier peut être assez grand pour que, lors du déchargement, les matériaux restent collés sur la tôle de fond. Ce cas pose un problème car, si les matériaux restent collés à l'avant de la benne lors du déchargement, cela peut entraîner un déséquilibre et faire basculer la benne. La recherche ainsi que l'expérience des partenaires ont montré que, plus le centre de poussée des forces est proche de la partie montante de la tôle de fond, plus les matériaux transportés ont tendance à se tasser dans cette partie de la tôle de fond. Cela entraîne le problème de déchargement susmentionné. La solution choisie est hybride. La tôle de fond est donc plate en son centre mais présente des côtés

fortement arrondis. De cette façon, le centre de poussée des forces est le plus proche possible du centre de la tôle de fond et le gain de volume est maximal.

2.1.2 Les côtés

Les côtés font aussi partie intégrante de la structure de la benne qui est en contact avec le chargement. Ils sont faits en acier anti-abrasion pour les mêmes raisons que la tôle de fond.

Ils ont été conçus en cherchant à avoir le maximum de volume utile, ainsi ils présentent des plis particuliers (Figure 2). Avec ce pliage la benne a un volume utile comparable à celui des bennes de type rectangulaire mais ne nécessite pas de renforts sur sa longueur. Cela permet d'augmenter la charge utile de façon considérable en réduisant la masse à vide de la benne.

2.1.3 L'ensemble carrosserie

L'ensemble de la carrosserie (Figure 2) diffère des géométries classiques vu en 1.2. En effet, elle n'est ni rectangulaire, ni semi-cylindrique. Elle est composée de trois parties : la tôle de fond et les deux côtés. On note six cordons de soudures sur la carrosserie représentés en rouge sur la Figure 2. La volonté, en concevant cette carrosserie, était de la rendre la plus rigide possible pour pallier les problèmes de torsion lors de la phase de déchargement. Pour cela, la tôle de fond (en vert sur la Figure 2) et les côtés forment un profilé de chaque côté dans la partie basse de la benne.

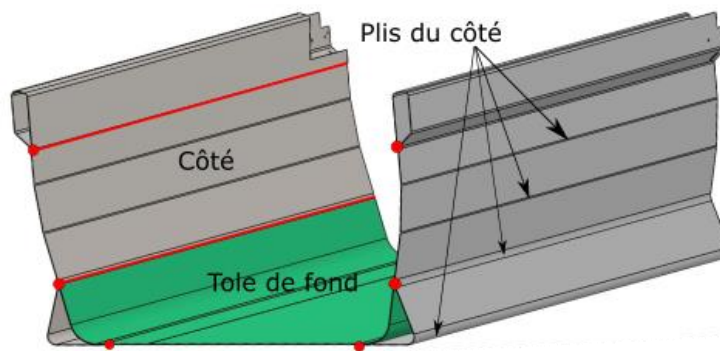


Figure 2 : Ensemble de la carrosserie

2.2 Renforts

Il y a, dans la benne, trois principaux types de renforts : les renforts se situant sous la benne, les renforts à l'arrière de la benne et les renforts à l'avant de la benne. Nous nous intéresserons principalement aux renforts situés à l'avant de la benne car ce sont eux qui sont principalement sollicités dans la résistance à la torsion de la benne.

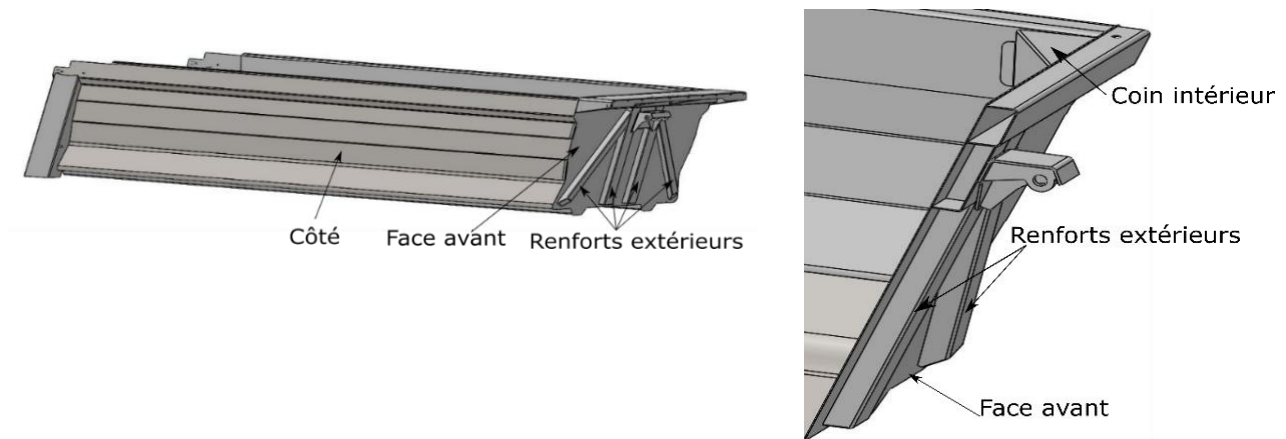


Figure 3 : Vue globale de la benne et vue en coupe de la face avant

Sur la Figure 3, **Erreur ! Source du renvoi introuvable.** on peut voir la tôle de face qui sert à fermer la partie avant de la benne mais qui est aussi utilisée comme point de fixation pour le vérin. Cette tôle de face est à la fois renforcée du côté extérieur de la benne par des tôles pliées en U mais aussi du côté intérieur par des coins qui permettent de garantir une meilleure répartition des contraintes liées à la torsion de la benne.

3 Validation par calculs éléments finis

La vérification de la structure proposée s'est faite en deux étapes. Tout d'abord un calcul par éléments finis reprenant les différents chargements critiques que la benne pourrait avoir à supporter lors de son utilisation pour garantir qu'elle ne basculera pas. Puis une deuxième phase de calcul consistant à valider le modèle de benne proposé par comparaison avec des modèles existants. Les calculs de basculement de la benne ne sont pas présentés dans cet article par soucis de concision.

3.1 Hypothèses et méthode de calcul

3.1.1 Hypothèses de calcul

On se contente d'étudier la structure de la benne. Le calcul ne tient pas compte du châssis sur lequel est posée la benne.

Comme mentionné dans le paragraphe 2, le matériau utilisé pour les éléments de carrosserie est l'Hardox 450 tandis ce que pour les renforts c'est le S355J2 qui est utilisé. Les caractéristiques mécaniques de ces matériaux sont reprises dans le Tableau 2 ci-dessous.

Matériaux	Hardox 450	S355 J2
Module de Young	210 GPa	
Coefficient de poisson	0,28	
Limite élastique	1200 MPa	400 MPa
Dureté	450 HB	160 HB
Allongement	9%	20 %

Tableau 2 : Caractéristiques mécaniques des matériaux utilisées pour la simulation

Il y a 3 points d'appuis sur la benne. Le support du vérin à l'avant ainsi que les deux supports de l'axe de rotation à l'arrière de la benne voir Figure 4 : Modélisation de la benne. La liaison entre le support

de l'axe de rotation et son axe de chaque côté est modélisée par une liaison pivot suivant l'axe z. La liaison entre le vérin et le support du vérin est modélisée par une liaison appui plan de normale z.

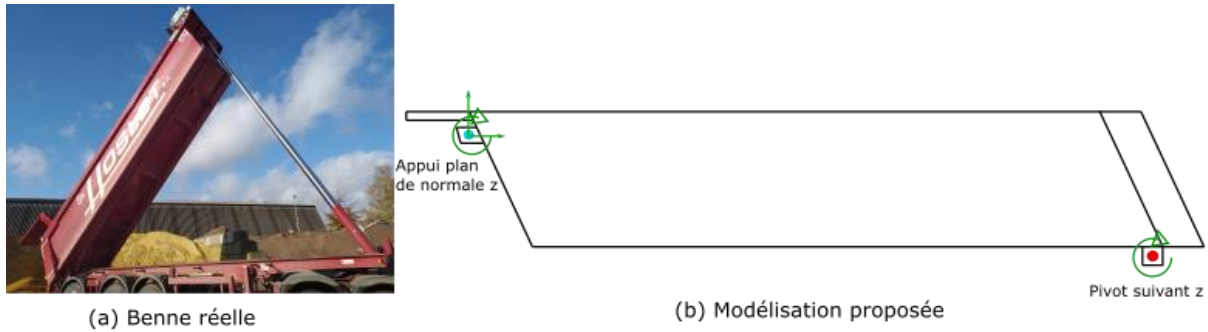


Figure 4 : Modélisation de la benne

3.1.2 Méthode de calcul

Les calculs sont réalisés avec le logiciel de calcul par éléments finis ABAQUS. Comme les dimensions totales de la benne sont très importantes devant celles de l'épaisseur de la tôle, la structure est modélisée par des éléments de type coques en prenant en considération la non-linéarité géométrique de celle-ci. Cela permet de réduire considérablement le temps de calcul.

Les calculs de fatigue sont menés en statique en prenant en compte comme chargement les forces maximales du cas de figure le plus défavorable. De cette façon, les résultats de durée de vie obtenus seront conservatifs par rapport au cas réel. Les zones critiques sont obtenues grâce à ce calcul et sont ensuite analysées. La contrainte maximale de chaque zone critique est relevée grâce au calcul éléments finis. Le cycle de fatigue modélisé est le cycle de déchargement de la benne lorsque le chargement est asymétrique et génère de la torsion. Cette hypothèse est conservative au niveau du résultat car elle représente le pire cas, qui ne se produit pas à chaque déchargement.

La courbe $\frac{\Delta \epsilon}{2} = f(2N)$, déterminée en 3.2, permettra de trouver la durée de vie théorique en fatigue de la structure en tenant compte de la contrainte maximale trouvée dans la zone critique lors du calcul.

3.2 Estimation des paramètres de fatigue pour l'Hardox 450 et le S355

Cette partie a pour but d'estimer, de façon théorique, les paramètres de fatigue pour l'Hardox 450. Cela permettra de tracer la courbe $\frac{\Delta \epsilon}{2} = f(2N)$ pour, par la suite, calculer la durée de vie des structures.

Le tracé de cette courbe s'appuie principalement sur deux modèles :

- Le modèle de Basquin (1910) donne l'amplitude de la déformation élastique $\Delta \epsilon_e$ en fonction du nombre de cycles N . Il intègre la contrainte de rupture du matériau en traction monotone σ_f et la constante b de ce modèle :

$$\frac{\Delta \epsilon_e}{2} = \frac{\sigma_f}{E} (2N)^b$$

- Le modèle de Manson-Coffin, Manson (1953) et Coffin et Schenectady (1954), donne l'amplitude de la déformation plastique $\Delta \epsilon_p$ en fonction du nombre de cycles N . Il intègre la ductilité en fatigue ϵ_f et la constante c .

$$\frac{\Delta \epsilon_p}{2} = \epsilon_f (2N)^c$$

Cela permet d'établir l'équation dite de Manson-Coffin-Basquin. Elle consiste à sommer les amplitudes de déformations plastiques et élastiques :

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\Delta \varepsilon_p}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma_f}{E} (2N)^b + \varepsilon_f (2N)^c$$

Carvalho, Silva, Jesus, et Fernandes (2015) identifient ces paramètres pour l'acier S355 et le S690. Ils ne sont pas référencés pour l'Hardox 450. Ils sont estimés en utilisant les hypothèses suivantes :

- Le modèle de Carvalho *et al.* (2015) du S355 est repris.
- Les hypothèses utilisées pour tracer la courbe de fatigue du Hardox 450 sont :
 - o La durée de vie dans la fatigue plastique ($N < 10^3$) est plus courte que celle du S690. L'exposant c est plus grand que celui du S690 (cf. Carvalho *et al.* (2015))
 - o Les courbes de fatigue se croisent autour de $10^3 \sim 10^4$ cycles
 - o La durée de vie est plus longue que celle du S690 à partir de $N > 10^5$. Le coefficient d'élasticité ε_f est plus grand que celui du S690 d'après Ulewicz, Mazur, Otakar et Bokuvka (2013)
 - o L'élongation maximale est de 9 %

Les paramètres ainsi obtenus sont présentés dans le tableau 3, et l'aspect des trois courbes $\frac{\Delta \sigma}{2} = f(2N)$ est présenté à la Figure 5.

S690 Carvalho et al.(2015)		S355 Carvalho et al.(2015)		Hardox 450 (estimation)	
Plastique	Elastique	Plastique	Elastique	Plastique	Elastique
$\varepsilon_f: 0,74$	$\frac{\sigma_f}{E}: 0,0067$	$\varepsilon_f: 0,74$	$\frac{\sigma_f}{E}: 0,0048$	$\varepsilon_f: 0,74$	$\frac{\sigma_f}{E}: \mathbf{0,009}$
$c : 0,809$	$b : 0,087$	$c : 0,664$	$b : 0,090$	$c : \mathbf{0,9}$	$b : 0,085$

Tableau 3 : Paramètres de fatigue des matériaux

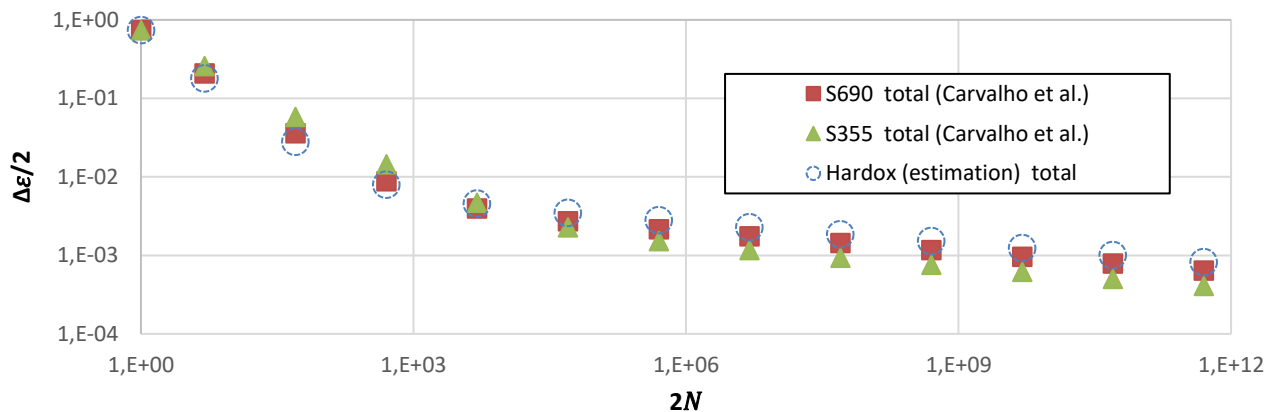


Figure 5 : Estimation de la durée de vie des aciers

3.3 Calcul de résistance à la fatigue (durée de vie)

Dans ce paragraphe, deux modèles de bennes existantes sont étudiés afin de déterminer leur durée de vie. Cela a permis d'aiguiller la conception de la nouvelle géométrie. Cette dernière est ensuite analysée pour déterminer sa durée de vie.

3.3.1 Hypothèses de chargement

Le chargement est asymétrique. Cela permet de simuler un cas réel engendrant de la torsion lors du déchargement de la benne. Cette dernière est divisée en deux parties, la gauche et la droite. A gauche une charge de 22 t est appliquée correspondant à 66,6% du chargement total tandis qu'à droite on applique le reste de la charge.

3.3.2 Calcul sur deux cas de fissuration réels

Le premier modèle étudié est une benne 44 t semi-cylindrique pesant 2,9 t qui s'est fissurée au coin supérieur gauche de la face avant. L'épaisseur de la tôle en Hardox 450 à cet endroit est de 3 mm. Après propagation de la fissure dans la zone pliée, l'utilisateur a soudé une plaque pour couvrir cette fissure. Il est donc difficile d'observer la fissure initiale. Cependant, une analyse par calcul éléments finis nous donne l'idée de la cause de cette fissure. On observe une contrainte élevée pour l'Hardox 450 (711 MPa) sur la simulation à l'endroit de fissuration **Erreur ! Source du renvoi introuvable.** D'après la loi de Hooke on a :

$$\varepsilon = \sigma/E = 711 * 10^6 / 210 * 10^9 = 0,0034$$

D'après la Figure 5, on obtient une durée de vie de 10^4 cycles soit, en comptant 5 déchargements par jour à valeur de 5 jours par semaine en considérant 48 semaines travaillées par an, une durée de vie de 8 ans et quart avant fissuration.

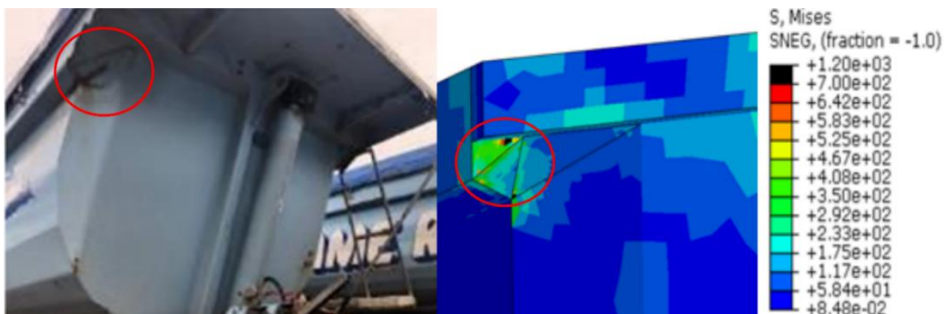


Figure 6 : Premier modèle de benne étudié

Le deuxième modèle, pesant 3,1 t, Figure 7, ne présente pas de fissure après une durée d'utilisation équivalente. Cela s'explique par un renfort placé à l'intérieur de la benne, entre le côté et la face avant. Ce renfort contribue à répartir la charge ainsi que la concentration de contraintes au niveau des bords de découpe de la tôle. La contrainte trouvée par calcul éléments finis est de 209 MPa.

D'après la loi de Hooke on obtient :

$$\varepsilon = \sigma/E = 209 * 10^6 / 210 * 10^9 = 9.9 * 10^{-4}$$

D'après la Figure 5, sous ce cas de charge, la tôle de face ne devrait pas fissurer par fatigue.

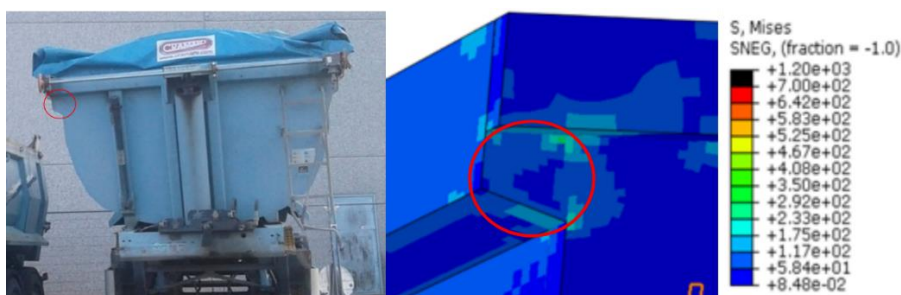


Figure 7 : Deuxième modèle de benne étudié

3.3.3 Calcul du modèle 50 t

Les calculs de la partie 3.3.2 ont montré qu'un renfort entre le côté et la tôle de face est nécessaire pour augmenter la durée de vie de la benne. Cette partie a pour but de vérifier que la face avant peut être faite en S355J2 plutôt qu'en Hardox 450. Les épaisseurs de tôles sont respectivement de 4 mm et de 3 mm.

La Figure 8 met en évidence les performances des matériaux potentiellement utilisés pour la future construction de la benne de 50 t. Les couples acier-épaisseurs permettent d'obtenir des contraintes plus faibles que les deux modèles de benne 44 t vu précédemment.

Sur la Figure 8, les zones critiques renforcées par une plaque sont marquées par les ellipses jaunes.

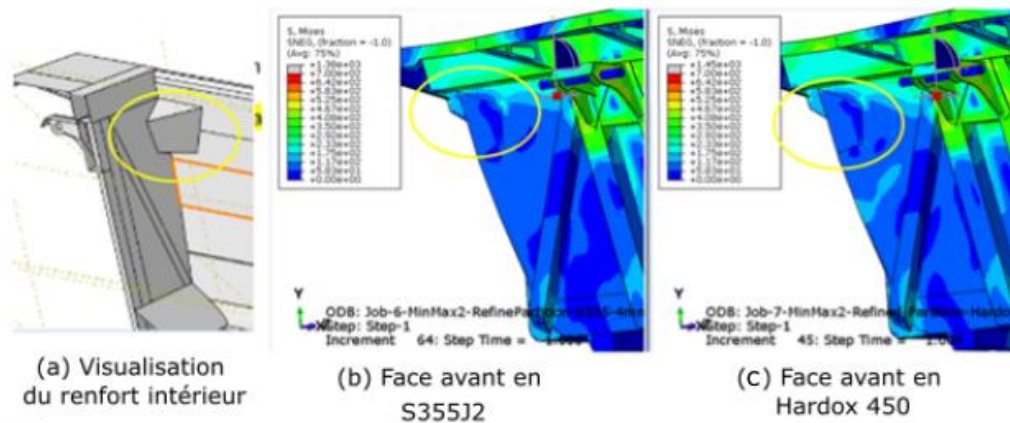


Figure 8 : Etude numérique de la benne de 50t pour les deux matériaux (Hardox 450 et S355)

3.3.4 Résultat des calculs, analyse de sécurité

Le Tableau 4 montre les résultats pour les trois modèles étudiés.

Structure	44 t avec fissure	44 t sans fissure	50 t S355J2	50 t Hardox 450
Masse	2,9 t	3,1 t	3,8 t	3,8 t
Renfort	Non	Oui	Oui	Oui
Acier pour la face avant	Hardox 450	Hardox 450	S355J2	Hardox 450
Épaisseur de la tôle	3 mm	3 mm	4 mm	3 mm
Contrainte dans la zone critique	712 MPa	209 MPa	91 MPa	157 MPa
Coef. Sécurité pour la limite élastique	0.7	0.21	0.25	0.16
Durée de vie estimée en nombre de cycles	10 ⁴	>10 ⁷	>10 ⁷	>10 ⁷

Tableau 4 : Résultat des calculs

Cela permet de confirmer que la fissure du premier modèle est provoquée par une déformation élevée sur la carrosserie à cause de l'absence de renforts au niveau de la face avant.

De plus, la géométrie actuelle est la seule présentant des profilés sur sa partie inférieure. Cela réduit grandement le phénomène de torsion sur la longueur de la benne et contribue donc à réduire les contraintes sur la face avant.

Cette étude nous montre aussi que le modèle de benne 50 t a une meilleure résistance et une plus grande durée de vie pour une charge utile transportable plus grande. En effet, le poids des trois modèles est sensiblement égal tandis que la masse maximale du convoi est 6 t plus importante pour le modèle 50 t que pour le modèle 44 t.

4 Conclusion

Cette étude a montré que la géométrie de la benne 50 t est plus résistante que les deux bennes 44 t étudiées pour une masse d'acier équivalente. De plus, comme la masse des bennes est équivalente mais que leur charge utile diffère de plusieurs tonnes, la benne 50 t permet de transporter une charge utile plus importante.

La nouvelle géométrie de cette benne permet, de surcroît, de s'affranchir de plusieurs renforts sur les côtés ce qui permet de garder une masse compétitive par rapport aux différentes bennes 44 t.

Il est difficile de mener une campagne de corrélation essais calcul pour ce genre de structures. En effet, cela implique d'avoir à disposition plusieurs bennes ayant fissurées et dont la date de première observation de la fissure est connue. Pour obtenir des conclusions plus fiables, il faudrait mener une campagne d'essais dans laquelle plusieurs structures sont testées en fatigue à l'aide de vérins rapides pour créer les sollicitations. Cependant, cela entraîne la ruine des structures testées et donc une grande perte financière.

5 Perspectives

A la date de rédaction de cet article, plusieurs de ces bennes sont en circulation en Région Wallonne. Une campagne de mesures visant à quantifier la déformation des côtés de la benne à l'aide de jauges de contraintes ainsi que de caméras a été menée. Elle n'est pas mentionnée dans cet article et n'a pas fait l'objet d'un article séparé, mais les observations faites confirment les comportements prévus par les simulations.

Des vérifications régulières sont menées par le fabricant des bennes pour contrôler le bon état des zones sensibles à la fatigue engendrée par le phénomène de torsion lors du déchargement.

Une autre campagne de mesures doit encore être menée sur ces bennes. Elle visera à vérifier les concentrations de contraintes au niveau des zones problématiques lors du déchargement de la benne. Cette campagne se fera à l'aide de jauges de contraintes placées sur les zones où les concentrations de contraintes apparaissent dans la simulation.

Remerciements

Cette étude est soutenue par les subsides de la Région Wallonne sous la convention n°8098. Les auteurs de l'étude sont des chercheurs du CeREF Technique et du Fors Technique avec la participation du porteur de projet Delto-Pull. Nous remercions les relecteurs pour leurs commentaires constructifs qui ont permis d'améliorer le manuscrit original de cet article. Nous remercions aussi Logistics In Wallonia et Synhera qui ont aidé à la création et au suivi de ce projet.

Références bibliographiques

- R. A. Rahman, M. N. Tamin, O. Kurdi (2008), *Stress analysis of heavy-duty truck chassis as a preliminary data for its fatigue life prediction using FEM*. Faculty of mechanical engineering, Universiti teknologu Malaysia
- N.N. Kumar, B. Jithendra, M. A. Kumar, (2013). *Optimization of weight and stress reduction of dump for automotive vehicles*. IJERT Vol.2 issue 10.
- Carvalho, D., Silva A. L. L., Jesus, P.A.M.P., Fernandes, A.A., (2015). *Fatigue behaviour of structural steels. Comparison of strain-life and fatigue crack propagation data*. Universidade de Trás-os-Montes e Alto Douro, UTAD, Vila Real, Portugal. Mecânica experimental, vol 25, pgs 67-78
- Ulewicz, R., Mazur, M., Otakar, Bokuvka, O., (2013), *Structure and mechanical properties of fine-grained steels*, Institute of Production Engineering, Czestochowa University of Technology, Periodica Polytechnica Transportation Engineering, 41(2), pp. 111-115.
- Manson, S. (1953). *Behaviour of materials under conditions of thermal stresses*. ZTN 2933, NACA.
- Coffin, L. et Schenectady, N. (1954). *A study of the effects of cyclic thermal stresses on a ductile metal*. Transactions of the ASME, 76(931- 950).
- Basquin, O. H. (1910). *The exponential law of endurance test*. Proceedings of the American Society for Testing and Materials. 10 : 625–630.