



DIRECTION DES SERVICES À L'APPUI DES OPÉRATIONS
RAPPORT DU LABORATOIRE D'INGÉNIERIE

LP188/2013

Analyse de la simulation dynamique et des forces de
déraillement

Montreal, Maine & Atlantic Railway Train, MMA-002

Date de l'événement: 06-juillet-2013

À NOTER :

DROIT D'AUTEUR DE LA COURONNE. LE PRÉSENT RAPPORT EST DIFFUSÉ UNIQUEMENT À DES FINS DE SÉCURITÉ ET IL PEUT ÊTRE MODIFIÉ AVANT OU APRÈS LA DIFFUSION DU RAPPORT FINAL DU BST. LA REPRODUCTION DU PRÉSENT DOCUMENT, EN TOUT OU EN PARTIE, PEUT UNIQUEMENT ÊTRE AUTORISÉE À LA SUITE D'UNE DEMANDE AU BST. LA DIFFUSION À L'EXTÉRIEUR DU BST DOIT ÊTRE ÉVALUÉE PAR LE BUREAU DE L'ACCÈS À L'INFORMATION ET PROTECTION DES RENSEIGNEMENTS PERSONNELS

NUMÉRO DE L'ÉVÉNEMENT	CLASSIFICATION DE L'ÉVÉNEMENT	NOMBRE DE PAGES	NOMBRE D'ANNEXES	LA PUBLICATION HORS DU BST REQUIERT LA RÉVISION DU (DE LA) COORDONNATEUR(TRICE) DE L'ACCÈS À L'INFORMATION.	OUI	NON
R13D0054	2	42	3		<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

PRÉPARÉ PAR

Original en anglais

D. Chen, Ph.D. (Ingénieur spécialiste principal, dynamiques des vols)

APPROUVÉ PAR

Original en anglais

M.E. Givins, ing. (Gestionnaire, Enregistreurs et performance des véhicules)

DIFFUSÉ PAR

Original en anglais

L. Donati, Ph.D. (Directeur, Services à l'appui des opérations)

DIFFUSÉ LE

09 avril 2014

RÉVISION

Table des matières:

1.0	INTRODUCTION	1
1.1	Description de l'événement	1
1.2	Contexte	1
1.3	Services techniques demandés	2
2.0	FORCE CENTRIFUGE ET VITESSE DE RENVERSEMENT DANS LA COURBE OÙ SE TROUVE LE PDD	3
2.1	Vitesse d'équilibre et dévers	3
2.2	Forces latérales dans la courbe	4
2.3	Vitesses de renversement dans la courbe où se trouve le PDD	6
30	SIMULATION DE LA FORCE EN-TRAIN	6
3.1	Modèle dynamique du train et paramètres	6
3.2	Équations d'équilibre dynamique et solution	7
3.3	Attelages et appareils de choc et de traction	9
3.4	Systèmes de frein à air	9
3.5	Résistance à l'avancement	10
3.6	Résistances en courbe et en pente	10
3.7	Conditions spéciales	11
3.8	Force latérale transformée et rapport L/V	11
4.0	SIMULATION DYNAMIQUE VÉHICULE-VOIE AU MOYEN DU LOGICIEL VAMPIRE	13
4.1	Irrégularités de la géométrie de la voie	13
4.2	Modèle dynamique véhicule-voie	14
4.3	Conception des cas de simulation	17
5.0	ANALYSE	18
5.1	Vitesses de renversement	18
5.2	Forces latérales induites par la force centrifuge	19
5.3	Force en-train simulée	19
5.4	Forces latérales induites par les forces en-train	21
5.5	Combinaison de la force centrifuge et de la force en-train	22
5.6	Résultats de la simulation Vampire	23
6.0	CONCLUSIONS	26
7.0	DOCUMENTS DE RÉFÉRENCE	27

Liste des tableaux:

Tableau 1: Force latérale équivalente et moment de roulis dans le modèle de wagon	16
Tableau 2: Cas de simulation et paramètres	17
Tableau 3: Vitesses calculées de renversement sous l'effet de la force centrifuge	18
Tableau 4: Forces latérales et de décharge induites par la force centrifuge	19
Tableau 5: Force de compression en-train et forces latérales transformées simulées	20
Tableau 6: Combinaison des forces latérales et de décharge	23
Tableau 7: Indicateurs de déraillement simulés à proximité du PDD	24

Liste des figures:

Figure 1: Vue aérienne du site du déraillement	29
Figure 2: Profil du tonnage du train	29

Figure 3: Force centrifuge et condition de renversement dans la courbe	30
Figure 4: Forces longitudinales dans un exemple de modèle de véhicule.....	30
Figure 5: Modèle d'attelage et d'appareil de choc et de traction.....	31
Figure 6: Pentas et courbes dans la zone couverte par la simulation.....	31
Figure 7: Pentas dans la zone couverte par la simulation et à proximité du PDD.....	32
Figure 8: Distribution simulée des forces en-train au moment du déraillement.....	32
Figure 9: Schéma des forces appliquées à un wagon aligné.....	33
Figure 10: Schéma des forces appliquées à un wagon dans une configuration en portefeuille	33
Figure 11: Enregistrement graphique de la géométrie de la voie le 21 août 2012.....	34
Figure 12: Section de voie avec courbe, aiguillage et défauts causés par des joints de rail affaissés.....	34
Figure 13: Décomposition de la force en-train dans le modèle de véhicule Vampire.....	35
Figure 14: Rapports L/V de roue dans le cas 1: MeasuredTrack_9DegF100V65.....	35
Figure 15: Pourcentage de charge des roues dans le cas 1: MeasuredTrack_9DegF100V65.....	36
Figure 16: Rapports L/V de roue dans le cas 2: MeasuredTrack_1p26DegF100V65.....	36
Figure 17: Pourcentage de charge des roues dans le cas 2: MeasuredTrack_1p26DegF100V65.....	37
Figure 18: Rapports L/V de roue dans le cas 3: MeasuredTrack_NoForceV65.....	37
Figure 19: Pourcentage de charge des roues dans le cas 3: MeasuredTrack_NoForceV65	38
Figure 20: Rapports L/V de roue dans le cas 4: MeasuredTrack_9DegF100V30.....	38
Figure 21: Pourcentage de charge des roues dans le cas 4: MeasuredTrack_9DegF100V30.....	39
Figure 22: Rapports L/V de roue dans le cas 5: IdealCurve_9DegF100V65	39
Figure 23: Pourcentage de charge des roues dans le cas 5: IdealCurve_9DegF100V65..	40
Figure 24: Rapports L/V de roue dans le cas 6: IdealCurve_1p26DegF100V65	40
Figure 25: Pourcentage de charge des roues dans le cas 6: IdealCurve_1p26DegF100V65	41
Figure 26: Rapports L/V de roue dans le cas 8: TrackGeomOnly_NoCurve_NoFV65 ...	41
Figure 27: Pourcentage de charge des roues dans le cas 8: TrackGeomOnly_NoCurve_NoFV65.....	42
Figure 28: Exemple de force latérale appliquée à la roue gauche de l'essieu de tête dans les cas 1, 2 et 4.....	42

Liste des annexes:

Annexe A:	Défauts de géométrie de la voie à proximité du PDD	A-1
Annexe B:	Données d'UMLER concernant un wagon-citerne représentatif	B-1
Annexe C:	Sommaire des résultats de la simulation Vampire.....	C-1

1.0 INTRODUCTION

1.1 Description de l'événement

1.1.1 Le 6 juillet 2013, peu avant 1 h, heure normale de l'Est, le train de marchandises numéro 2 vers l'est de la Montreal, Maine & Atlantic Railway, qui avait été stationné sans surveillance pour la nuit à Nantes (Québec), part à la dérive. Le train parcourt une distance d'environ 7,2 milles et atteint une vitesse de 65 mi/h. Vers 1 h 15, à l'approche du centre-ville de Lac-Mégantic (Québec), 63 wagons-citernes chargés de pétrole brut UN 1267 et 1 wagon couvert dérailent. Le déraillement provoque le déversement de quelque 6 millions de litres de pétrole brut. Des feux et des explosions détruisent 40 bâtiments, 50 véhicules et les voies ferrées à l'extrémité ouest du triage de Mégantic. Quarante-sept personnes au total perdent la vie.

1.1.2 Selon un premier examen du site du déraillement, le wagon couvert tampon CIBX 172032, placé immédiatement derrière le groupe de locomotives, et les 63 wagons-citernes chargés suivants ont déraillé le long de la voie principale, dans une courbe à droite de 4,25° dans le sens du mouvement (vers l'est), à l'emplacement du branchement n° 11. Le groupe de locomotives s'est séparé des wagons déraillés et s'est scindé en deux parties, chacune se déplaçant sur une distance différente avant de s'immobiliser. Au bout d'un long moment, la partie avant du groupe de locomotives s'est mise à reculer (vers l'ouest), est entrée en collision avec la deuxième partie, puis les deux se sont déplacées sur une courte distance (vers l'ouest) avant de s'arrêter ensemble pour de bon.

1.1.3 Le wagon couvert tampon déraillé a heurté une coupe de wagons stationnée sur la voie d'évitement. Les 8 wagons-citernes qui suivaient se sont dispersés et se sont mis en portefeuille à des endroits distincts. Les 2 wagons-citernes suivants reposaient dans la direction de la voie d'évitement, sur le branchement, devant l'empilement principal constitué du reste des wagons-citernes déraillés qui se sont mis en portefeuille et qui ont causé l'incendie et les explosions. Les 9 derniers wagons-citernes du train n'ont pas déraillé. Le mécanicien de la locomotive et des intervenants d'urgence les ont dételés et éloignés du site du déraillement et de l'incendie. La figure 1 présente une vue aérienne du site de l'accident.

1.2 Contexte

1.2.1 Le train MMA-02 se composait de 5 locomotives, de 1 fourgon VB-1 de télécommande, de 1 wagon couvert tampon chargé et de 72 wagons-citernes de pétrole brut. Le train pesait 10 287 tonnes et mesurait 4 701 pieds de longueur. Le profil de tonnage du train est présenté à la figure 2.

1.2.2 L'équipe de conduite était constituée d'une seule personne. Avant minuit, le mécanicien de la locomotive a serré le frein automatique du train pour arrêter le convoi sur la voie principale de la gare de Nantes. Il a serré les freins à main sur le groupe de locomotives et sur le wagon tampon, puis a desserré le frein automatique, tout en conservant dans la position serrée le frein direct (FD, ou IND pour « indépendant ») sur les locomotives. Pour maintenir l'alimentation des freins à air, le mécanicien de la locomotive a laissé tourner au ralenti le moteur de

- la locomotive de tête, la MMA 5017. Puis, il a quitté le train et s'est rendu dans un hôtel pour se reposer, comme le prévoyait son horaire.
- 1.2.3 Peu après le départ du mécanicien (LP181/2013), on a détecté un incendie à bord de la locomotive de tête. Des sapeurs-pompiers de l'endroit sont intervenus pour l'éteindre. On a fait appel à un employé local des Services d'ingénierie de la MMA pour surveiller le site de l'incendie. Le moteur de la locomotive a été arrêté et le train a de nouveau été laissé sans surveillance. Environ 59 minutes plus tard, le train s'est mis à descendre la pente et a accéléré jusqu'à atteindre la ville de Lac-Mégantic, où il a déraillé.
- 1.2.4 La locomotive de tête, la MMA 5017, était équipée d'un consignateur d'événements de locomotive (CEL) de la société Quantum Engineering Incorporated (QEI), version n° S45E et n° de série 0204100033. Peu de temps après l'accident, un membre du personnel de la MMA a téléchargé et fourni au BST les données enregistrées dans le « journal d'extension » du CEL de la locomotive MMA 5017.
- 1.2.5 De plus, une unité de détection et de freinage (UDF) était installée en queue de train. L'UDF a été envoyée pour examen (LP132/2013) au Laboratoire d'ingénierie du BST, où on a extrait les enregistrements de l'unité DataFlash pour les convertir en feuilles de calcul Excel. Les données téléchargées de l'UDF en queue de train ont été ajoutées à celles du CEL, ce qui a permis de faire une analyse exhaustive de l'ensemble de ces données.
- 1.2.6 L'équipe d'enquête du BST a également obtenu une copie du rapport type concernant le passage à niveau public situé au point milliaire 117,11 de la subdivision de Moosehead; le rapport confirmait l'activation de la signalisation et de la protection du passage à niveau. Une compagnie indépendante avait étalonné l'enregistreur de temps du passage à niveau. Les données de cet enregistreur ont servi de référence pour l'étalonnage des mesures de temps provenant du CEL et la synchronisation des événements qu'il a enregistrés. On a procédé à l'analyse exhaustive des enregistrements du CEL, des données de l'UDF et du rapport type concernant le passage à niveau situé au point milliaire 117,11, ce qui a permis de relever un certain nombre d'événements importants dans le cadre de l'enquête (LP136/2013).
- 1.3 Services techniques demandés
- 1.3.1 Selon l'enquête préliminaire, le train avait été impliqué dans un certain nombre d'événements : stationnement sans surveillance, incendie, arrêt du moteur, dérive, déraillement et explosion. Plusieurs mâchoires d'attelage se sont rompues, dont celles entre les deuxième et troisième locomotives, indiquant une séparation et une reconstitution du groupe de locomotives. Les wagons déraillés se sont dispersés en plusieurs petits groupes en portefeuille et en un empilement principal. Les emplacements finaux des wagons déraillés et l'analyse des données du CEL ont suggéré que le point de déraillement (PDD) se trouvait probablement à proximité de l'aiguillage situé à l'extrémité ouest du triage, sur la courbe à droite de 4,25°. La force centrifuge excessive causée par la vitesse élevée (65 mi/h au moment du déraillement) pourrait avoir provoqué le déraillement ou y avoir contribué.

- 1.3.2 Un projet de laboratoire a été mis en œuvre pour le calcul de la force latérale et de la vitesse de renversement dans la courbe où le déraillement a eu lieu. Les calculs préliminaires ont indiqué que la vitesse au moment du déraillement était inférieure à la vitesse de renversement à cause de la force purement centrifuge exercée dans la courbe sur les wagons-citernes qui ont déraillé. Une nouvelle simulation a été conduite pour obtenir la force en-train longitudinale au moment du déraillement ainsi que la force latérale transformée correspondante. La combinaison de la force centrifuge et de la force latérale induite par les forces en-train de compression (appelée force latérale transformée ou effort latéral transformé) aurait pu provoquer le déraillement si les attelages et le wagon-citerne considérés s'étaient trouvés en position de portefeuille.
- 1.3.3 Ensuite, l'équipe d'enquête a obtenu les derniers enregistrements graphiques des mesures de vérification de la géométrie de la voie, datés du 21 août 2012, qui montraient d'importantes irrégularités géométriques à proximité de l'aiguillage. Ces défauts géométriques de la voie auraient pu générer d'importantes forces dynamiques et contribuer au déraillement. Cependant, les données numériques issues des enregistrements graphiques des mesures de géométrie de la voie n'étaient pas disponibles et l'état de cette géométrie était inconnu le jour de l'accident, au cours duquel la voie a été détruite. Il n'est donc pas possible de déterminer quantitativement l'effet exact de l'état de la géométrie de la voie ainsi que de la force dynamique résultante sur l'accident.
- 1.3.4 La TÜV Rheinland Mobility Inc. Rail Sciences Division (TRRSI) a été chargée de conduire une simulation dynamique véhicule-voie au moyen du logiciel Vampire pour évaluer l'effet de la géométrie de la voie sur l'accident. Un modèle généralisé de wagon-citerne mis au point par la TRRSI a été utilisé. Comme la voie et les wagons déraillés ont été détruits, il a été impossible d'obtenir le profil réel des roues du premier de ces wagons et des rails au point de déraillement (PDD). La simulation recourt à des profils de roue et de rail normalisés par l'AAR.
- 1.3.5 Le présent rapport LP décrit le calcul de la force centrifuge générée par une vitesse élevée dans la courbe, la force en-train simulée au moment du déraillement, les enregistrements disponibles des mesures de géométrie de la voie et la réponse dynamique correspondante, simulée au moyen du logiciel Vampire. L'analyse de la combinaison de la force centrifuge, des forces dynamiques générées par la géométrie de la voie et de la force en-train nous aide à déterminer le scénario de déraillement le plus probable ainsi que les contributions de ces facteurs.

2.0 FORCE CENTRIFUGE ET VITESSE DE RENVERSEMENT DANS LA COURBE OÙ SE TROUVE LE PDD

2.1 Vitesse d'équilibre et dévers

- 2.1.1 Dans une courbe, la voie est généralement inclinée selon un angle qui dépend du rayon de courbure pour équilibrer les forces latérales à une vitesse donnée. Le dévers est la hauteur, exprimée en pouces, du rail extérieur (haut) par rapport au rail intérieur (bas). L'inclinaison correspondante vise à compenser l'effet de la force centrifuge.

2.1.2 Le tonnage du véhicule exerce une force verticale orientée vers le bas et appliquée à son centre de gravité (CG). Cette force s'ajoute à la force centrifuge pour donner la force résultante présentée dans la figure 3.

- Lorsque la force résultante F passe par la ligne médiane de la voie, le dévers équilibre les forces et le tonnage du véhicule est également réparti entre les rails haut et bas.
- Lorsque la force résultante passe entre le rail bas et la ligne médiane de la voie, le dévers conduit à un suréquilibre des forces.
- Lorsque la force résultante passe entre la ligne médiane de la voie et le rail haut, le dévers conduit à un sous-équilibre des forces.

2.1.3 Dans une courbe, la vitesse d'équilibre est celle à laquelle la résultante du poids et de la force centrifuge est perpendiculaire au plan de la voie. La relation est la suivante :

$$h_b = 0,0007DV^2$$

- où h_b est le dévers d'équilibre, en pouces;
 D est le degré de courbure sous-tendu par une corde de 100 pi;
 V est la vitesse du train, en mi/h.

2.1.4 La MMA exige que la vitesse maximum de circulation permise dans une courbe ne provoque pas un sous-équilibre dépassant 1 ½ po, à moins d'une autorisation de ses Services d'ingénierie. La vitesse maximum est calculée au moyen de la formule suivante :

$$V_{\max} = [(h_a + u) / (0,0007D)]^{1/2}$$

- Où : V_{\max} est la vitesse de circulation maximum permise en mi/h;
 h_a est le dévers (hauteur du rail extérieur par rapport au rail intérieur) en po;
 u est le sous-équilibre en po;
 D est le degré de courbure.

2.1.5 Le dévers moyen dans la courbe de 4,25° située entre les points milliaires 0,05 et 0,28 était d'environ 1 ½ po, ce qui correspond à une vitesse d'équilibre de 22 mi/h. En général, la vitesse d'un train de marchandises qui négocie une courbe caractérisée par le degré de courbure et le dévers considérés ne doit pas dépasser 32 mi/h (pour un sous-équilibre maximum de 1 ½ po).

2.2 Forces latérales dans la courbe

2.2.1 Un véhicule ferroviaire circulant sur une voie courbe à une vitesse donnée est soumis à une force centrifuge, illustrée dans la figure 3. La force centrifuge F_{cg} s'exprime comme suit :

$$F_{cg} = (W / g) * V^2 / R$$

$$R = 5730 / D$$

où W est la force de gravité (le poids), en lb;
 g est la constante (ou l'accélération) gravitationnelle, égale à $32,16 \text{ pi/s}^2$;
 V est la vitesse dans la courbe, en pi/s ;
 R est le rayon de la courbe, en pi ;
 D est le degré de courbure.

2.2.2 La force centrifuge F_{cg} , qui s'applique au centre de gravité du véhicule latéralement et vers l'extérieur, transmet ses effets à l'interface roue-rail. Dans la courbe, le dévers h produit une composante latérale L_e , orientée vers l'intérieur, du poids du véhicule.

$$L_e = W * \tan(\alpha_1) = W * h / B$$

où α_1 est l'angle d'élévation, en radians;
 h est le dévers, en po;
 B est la largeur de la voie, mesurée entre les centres des rails (59 po environ).

2.2.3 La force latérale totale appliquée au wagon, L_c , est la différence entre la force centrifuge et la composante latérale du poids produite par le dévers.

$$L_c = F_{cg} - L_e$$

2.2.4 Les forces verticales V_{out} et V_{in} respectivement appliquées au rail extérieur et au rail intérieur sont les suivantes :

$$V_{out} = W/2 + F_{cg} * H/B$$

$$V_{in} = W/2 - F_{cg} * H/B$$

où H est la hauteur du centre de gravité du véhicule par rapport au haut des rails, en po.

2.2.5 La force latérale appliquée à tout le véhicule par le rail extérieur est la suivante :

$$L_{out} = L_c - V_{in} * f$$

où f est le coefficient de frottement entre la table de roulement des roues et le haut du rail.

2.2.6 Les forces latérales appliquées à un côté de bogie, à une roue par le rail extérieur et à un essieu sont approximativement les suivantes :

Côté de bogie $L_{ts} = L_{out}/2$

Roue $L_w = L_{out}/4$

Essieu $L_{ax} = L_c/4$

2.3 Vitesses de renversement dans la courbe où se trouve le PDD

2.3.1 Un véhicule peut verser vers l'extérieur d'une courbe à vitesse élevée à cause d'une force centrifuge excessive, comme le montre la figure 3. La condition critique correspond à la situation dans laquelle la combinaison (ou somme vectorielle) F de la force centrifuge F_{cg} et la force gravitationnelle W pointe vers le rail haut (extérieur) de façon à ce que les roues basses (intérieures) décollent du rail bas. La condition critique est décrite par l'équation suivante :

$$\tan(\alpha) = \tan(\alpha_1 + \alpha_2) = F_{cg} / W$$

$$\alpha_1 = \tan^{-1}(h/B)$$

$$\alpha_2 = \tan^{-1}(B/2/H)$$

Où h est le dévers dans la courbe, en po;
 B est la largeur de la voie, mesurée entre les centres des rails, en po;
 H est la hauteur du centre de gravité du véhicule par rapport au haut des rails, en po.

2.3.2 La vitesse critique de renversement V_r peut être calculée comme suit :

$$F_{cg}/W = (W/g) * V_r^2/R/W = V_r^2/(g R) = \tan(\alpha)$$

$$V_r^2 = (g R) \tan(\alpha)$$

$$V_r = [(g R) \tan(\alpha)]^{1/2}$$

3.0 SIMULATION DE LA FORCE EN-TRAIN

3.1 Modèle dynamique du train et paramètres

3.1.1 Un modèle longitudinal dynamique de train représente toute combinaison de locomotives différentes et un grand nombre de wagons différents. Une seule locomotive (en général, celle de tête) prend la commande opérationnelle. Les autres, qui peuvent être situées n'importe où dans le train, répondent aux ordres de marche qui proviennent de la locomotive de commande. Les wagons sont des corps passifs soumis aux règles de la dynamique et à l'application d'efforts de traction, de freinage rhéostatique et de freinage à l'air. Les réponses de leurs systèmes de frein à air sont régies par des délais de déclenchement et des pressions d'air.

3.1.2 Chaque véhicule, comme les locomotives et les wagons, est modélisé en tant que caisse rigide de longueur déterminée dont la masse est soutenue verticalement par des bogies et des essieux. Un appareil de choc et de traction est situé à chaque extrémité de la caisse. Deux véhicules successifs du convoi sont raccordés par deux attelages situés entre leurs appareils de choc et de traction.

3.1.3 Les paramètres qui décrivent chaque véhicule sont les suivants :

- position dans le train (de l'avant à l'arrière du train);

- masse (ou poids);
- tare (poids à vide, pour le calcul de l'effort de freinage);
- longueur;
- emplacement longitudinal X_0 de l'extrémité avant au début de la simulation;
- type et paramètres du système de frein à air (coefficient de freinage, coefficient de frottement, etc.) de chaque wagon;
- type de l'appareil de choc et de traction avant/position initiale;
- type de l'appareil de choc et de traction arrière/position initiale;
- rapport de la longueur de la conduite d'air comprimé à la longueur du véhicule.

3.1.4 Il existe aussi des paramètres supplémentaires concernant les locomotives :

- graphique de l'effort de traction en fonction de la position du manipulateur et de la vitesse;
- graphique de l'effort de freinage rhéostatique en fonction de la vitesse et du facteur de freinage;
- état du frein direct (serré/non serré).

3.1.5 Les conditions et les paramètres concernant l'ensemble du train sont les suivants :

- chronologie des activités opérationnelles ou données en fonction des points milliaires (position du manipulateur, application du frein rhéostatique, freinage d'urgence, pression d'air de frein, serrage du frein direct, etc.);
- pente de la voie en fonction des points milliaires;
- courbure de la voie en fonction des points milliaires;
- vitesse initiale et accélération (historique chronologique comme référence);
- autres conditions initiales et aux limites.

3.2 Équations d'équilibre dynamique et solution

3.2.1 La figure 4 présente un modèle de véhicule dans le train avec toutes les forces appliquées. Les équations d'équilibre dynamique sont établies mathématiquement selon les lois de la dynamique.

3.2.2 Les forces appliquées à chaque véhicule sont les suivantes :

- force d'inertie (accélération multipliée par la masse) F_a ;
- efforts produits par le frein à air (sur chaque véhicule considéré dans son ensemble, il s'agit du résultat du serrage du frein à air après un délai de déclenchement et un délai de propagation du signal de freinage dépendant de la distance) F_b ;
- forces appliquées aux bras d'attelage ou forces en-train (fonction des déplacements relatifs et des vitesses des véhicules successifs) F_{bf} ou F_{in} ;
- résistance à l'avancement, dont la résistance de l'air (fonction de la vitesse) et la résistance d'ajustement F_{dr} ;
- résistance en courbe (fonction de la vitesse et de la courbure) F_{cr} ;
- résistance en pente (fonction de la pente) F_{gr} .

3.2.3 Parmi les forces précédentes, les efforts produits par les freins à air et les forces appliquées aux bras d'attelage sont les fonctions les plus complexes, car elles dépendent de multiples paramètres non linéaires. Il est généralement pratique de

modéliser ces sous-systèmes comme des boîtes noires et d'établir les modèles détaillés correspondants à partir de bibliothèques de systèmes de freins à air et d'appareils de choc et de traction, respectivement. Pour chaque type de sous-système de frein à air ou de paire d'appareils de choc et de traction, un sous-modèle est utilisé pour établir la fonction d'entrée-sortie non linéaire de la boîte noire correspondante.

- 3.2.4 Les forces supplémentaires appliquées aux locomotives sont les suivantes :
- efforts de freinage rhéostatique (fonction de la vitesse et du facteur de freinage rhéostatique, fournie par le fabricant de la locomotive considérée ou déduite des enregistrements du CEL);
 - efforts de traction (fonction de la vitesse et de la position du manipulateur, fournie par le fabricant de la locomotive considérée ou déduite des enregistrements du CEL).
- 3.2.5 Condition d'équilibre dynamique : l'équilibre dynamique de toutes les forces a été établi pour chaque véhicule, puis étendu à tout le train et posant l'égalité des forces appliquées par les appareils de choc et de traction situés entre deux véhicules successifs.
- 3.2.6 Condition à la limite relative au frottement : les efforts de freinage ou de traction appliqués à un véhicule ne peuvent pas dépasser la force de frottement entre une roue et le rail, ce qui se traduit par $F_b \leq f \cdot W_t$, où f est le coefficient de frottement et W_t la tare.
- 3.2.7 Conditions aux limites : la force appliquée au bras d'attelage de l'appareil de choc et de traction avant de la locomotive de tête et celle appliquée au bras d'attelage de l'appareil de choc et de traction arrière du dernier véhicule sont égales à zéro, soit $F_{bf}(0) = F_{bf}(N) = 0$, où N est le nombre total de véhicules dans le train, locomotives comprises.
- 3.2.8 Condition initiale : un ensemble particulier de valeurs initiales a été configuré pour que les vecteurs variables du système soient soumis à une procédure donnée.
- 3.2.9 Des équations différentielles fondées sur les lois de la dynamique et donnant la position longitudinale $X(t)$ de l'avant (ou du centre) de chaque véhicule au temps t ont été établies. Il s'agit d'équations différentielles non linéaires du deuxième ordre.
- 3.2.10 Un certain nombre d'algorithmes d'intégration temporelle étaient disponibles pour résoudre les équations différentielles non linéaires. Le pas temporel d'intégration est un paramètre important qui doit être soigneusement sélectionné pour obtenir une solution stable et précise.
- 3.2.11 Il existe d'autres variables dont les valeurs peuvent être calculées à partir des solutions des équations précédentes :
- déplacement dynamique, vitesse et accélération/décélération de chaque véhicule;
 - force appliquée au bras d'attelage associé à chaque appareil de choc et de traction (répartition le long du train);

- force maximum appliquée à un bras d'attelage dans le train;
- distance de freinage;
- consommation d'énergie;
- propagation du signal de serrage des freins à air le long du train.

3.3 Attelages et appareils de choc et de traction

3.3.1 Les attelages et les appareils de choc et de traction situés entre deux véhicules successifs et le système de frein à air sont les composants non linéaires les plus complexes dans les modèles dynamiques de train. Deux véhicules successifs sont raccordés par l'attelage et l'appareil de choc et de traction de chacun d'eux. L'attelage est considéré comme un corps rigide de masse négligeable et le déplacement relatif de l'appareil de choc et de traction est lié non linéairement à la force de réaction qu'il applique.

3.3.2 Lorsque les attelages sont raccordés et que les forces qui leur sont appliquées sont égales, les attelages et les appareils de choc et de traction situés entre deux wagons successifs peuvent être modélisés séparément ou ensemble, sous forme d'une boîte noire définie par une relation non linéaire complexe entre son entrée (mouvement relatif des véhicules successifs) et sa sortie (force appliquée à l'attelage et au bras d'attelage), $F_{bf} = f_1(X_i, X_{i+1}, V_i, V_{i+1})$, comme le montre la figure 5.

3.3.3 Ces boîtes noires peuvent être définies à partir des caractéristiques réelles de la paire d'appareils de choc et de traction qui fait partie du sous-système (attelages et appareils de choc et de traction) situé entre deux véhicules successifs. Ces appareils peuvent être identiques ou de types différents. La méthode conventionnelle - qui est aussi la plus efficace - de modélisation des éléments au moyen d'une boîte noire consiste à établir une bibliothèque de modèles représentant les appareils de choc et de traction les plus utilisés.

3.4 Systèmes de frein à air

3.4.1 Les éléments des systèmes de frein à air constituent d'autres types d'éléments non linéaires complexes dans les modèles dynamiques. Comme précédemment, nous pouvons les modéliser au moyen de boîtes noires non linéaires. La relation entre l'entrée et la sortie est également complexe et non linéaire, mais elle peut être simplifiée au moyen d'un ensemble de relations linéaires.

3.4.2 Lorsqu'un serrage du frein à air ou un freinage d'urgence provoqué par le train (UDE) a lieu, le signal de freinage se propage le long du train. Dans le cas d'un UDE, lorsque le signal de freinage arrive aux locomotives, le système de contrôle et de freinage en queue (Train Information and Braking System, TIBS), s'il est présent, lance le freinage en queue après un délai d'environ 2 secondes.

3.4.3 Lorsque le signal du frein à air arrive à chaque véhicule du train, la pression de la conduite générale se met à baisser pour atteindre zéro. La pression du cylindre de frein commence à augmenter et atteint son maximum au temps T_b . La pression du cylindre de frein pousse la semelle de frein, qui applique un effort à la roue. L'effort retardateur F_b a la forme suivante :

$$F_b = R_b * W * f * BC / BC_{max}$$

Où : R_b est le coefficient de freinage;
 W est le poids;
 f est le coefficient de frottement;
 BC est la pression du cylindre de frein.

3.4.4 Les pressions des cylindres de frein des véhicules sont calculées en fonction des emplacements des véhicules, de l'origine et du mécanisme de déclenchement du freinage, de la vitesse de propagation du signal de freinage le long du train et du temps de montée de la pression, T_b . Grâce au système TIBS et compte tenu du délai d'activation, le freinage d'urgence pouvait être déclenché à partir des locomotives et de la queue du train pour réduire les temps de propagation et de montée de la pression des cylindres le long du train. Ce mode de freinage contribue à réduire les différences entre les efforts de freinage ainsi que les forces en-train causées par le délai de propagation.

3.5 Résistance à l'avancement

3.5.1 La résistance à l'avancement d'un train est composée de la résistance de l'air, qui dépend de la vitesse et de la résistance de frottement, comme celle qui s'exerce sur les roulements à rouleaux et aux interfaces roue-rail. Des expériences ont montré que la résistance à l'avancement est proportionnelle au tonnage des véhicules du train.

$$F_{dr} = R_{dr} * W$$

3.5.2 Le coefficient de résistance à l'avancement R_{dr} s'exprime comme une résistance par unité de poids. Plusieurs expériences ont conduit à l'établissement de formules empiriques qui donnent la résistance unitaire à l'avancement, dont l'équation de Davis [1][2], qui est la plus utilisée :

$$R_D = 1,3 + 29/w + B * V + C * A * V^2 / W$$

$$R_{dr} = K * R_D$$

Où : R_D est le coefficient de résistance à l'avancement donné par l'équation de Davis.

w est le poids par essieu en tonnes;

W est le poids du véhicule en tonnes;

V est la vitesse du train en mi/h;

A est la surface transversale du véhicule en pi^2 ;

B et C sont des coefficients obtenus expérimentalement et présentés dans le tableau 6.2 [1];

K est un facteur d'ajustement.

3.6 Résistances en courbe et en pente

- 3.6.1 Une résistance supplémentaire s'exerce sur le train dans les courbes. Cette résistance F_{cr} dépend également du tonnage des véhicules.

$$F_{cr} = f_{cr} * D * W$$

- 3.6.2 Le coefficient de résistance en courbe f_{cr} est d'environ 0,8 livre/tonne/degré (valeur empirique).
- 3.6.3 Des forces supplémentaires s'appliquent au train lorsqu'il circule sur une pente. Dans le sens du mouvement, une pente descendante ajoute une force de déclivité accélératrice, tandis qu'une pente montante ajoute une résistance. La force de déclivité F_{gr} est proportionnelle au tonnage des véhicules et à la pente.

$$F_{gr} = \text{sgn}(\text{pente}) f_{gr} * G * W$$

- 3.6.4 La force de déclivité F_{gr} est considérée comme une résistance; par conséquent, l'expression $\text{sgn}(\text{pente})$ est positive lorsque la pente est montante et négative lorsqu'elle est descendante dans le sens du déplacement. Le coefficient f_{gr} est égal à 20 livres/tonne/pourcentage de pente.

3.7 Conditions spéciales

- 3.7.1 La simulation a porté sur la dérive du train MMA-002 jusqu'au moment du déraillement. Seul le frein à air direct a été appliqué aux locomotives, tandis que les freins à main ont été appliqués au groupe de locomotives et au wagon couvert tampon. Cette condition a simplifié la simulation.
- 3.7.2 Le CEL a indiqué que la dérive a commencé lorsque la pression du frein à air direct a baissé à 27 lb/po² et que le déraillement a eu lieu lorsque cette pression est tombée à 16 lb/po², tandis que la vitesse du train atteignait 65 mi/h. Les pentes et les courbes que suit la voie ont été estimées à partir des schémas de profil de voie présentés aux figures 6 et 7. La différence entre le modèle et le train réel a été prise en compte au moyen du facteur d'ajustement K de la résistance à l'avancement, qui a été déterminé par comparaison de la vitesse simulée et des enregistrements du CEL dans le cas le plus probable. Ensuite, ce facteur d'ajustement a été appliqué à tous les cas de simulation.
- 3.7.3 La distribution simulée des forces en-train au moment du déraillement est présentée dans la figure 8. La force en-train maximum était appliquée au wagon n° 10 à partir de la tête du train au point de passage d'une pente de 1,2 % à un terrain presque plat. Lorsque les forces en-train les plus élevées étaient appliquées aux wagons-citernes situés à l'avant du train (nos 3 à 10), ceux-ci se trouvaient sur la partie vulnérable de l'aiguillage situé dans la courbe où le PDD et l'empilement principal ont été observés.

3.8 Force latérale transformée et rapport L/V

- 3.8.1 La force en-train longitudinale F_{in} se transforme en une force dont la composante latérale L_{bar} s'applique au bras d'attelage lorsque celui-ci décrit un angle par rapport à la ligne médiane de la caisse d'un wagon. Cet angle est appelé angle

d'attelage ou de bras d'attelage. La force latérale transformée L_{bar} est proportionnelle au sinus de l'angle d'attelage α .

$$L_{\text{bar}} = F_{\text{in}} * \sin \alpha$$

3.8.2 Lorsqu'un train est dans un état de compression, en particulier sur une voie en zigzag qui place les wagons en portefeuille, l'angle d'attelage peut atteindre son maximum (les bras d'attelage exercent alors une poussée sur le côté de la caisse). Les forces longitudinales peuvent se transformer en forces aux composantes latérales intenses, pouvant avoir des effets sur les bogies et être transmises aux rails. Une force latérale transformée trop intense peut causer divers types de déraillement [3][4] selon les positions des attelages et des wagons et la résistance opposée par la voie. Si la résistance latérale du ballast au mouvement des selles (soulèvement de panneaux de voie) est supérieure à la contrainte de fixation qui s'oppose au renversement des rails, la force latérale transformée peut causer un renversement du wagon, un soulèvement de roue ou un déraillement causé par le renversement d'un rail. Sinon, elle peut causer un soulèvement de panneaux de voie et conduire à un autre type de déraillement.

3.8.3 Lorsqu'un wagon est aligné de la façon illustrée à la figure 9, la force latérale transformée L_{bar} appliquée aux bras d'attelage situés aux extrémités du wagon produit la force latérale L_{tr} qui s'applique au bogie.

$$L_{\text{tr}} = L_{\text{bar}}$$

3.8.4 Lorsque le wagon se trouve dans la configuration horizontale en zigzag ou en portefeuille présentée dans la figure 10, la force latérale transformée L_{bar} appliquée aux bras d'attelage produit la force latérale L_{tr} qui s'applique au bogie et qui est directement proportionnelle à L_{bar} et au rapport de la longueur du wagon l_c à la distance l_{tc} entre les centres des bogies.

$$L_{\text{tr}} = L_{\text{bar}} * l_c / l_{tc}$$

3.8.5 La force latérale transformée L_{tr} appliquée à un bogie peut modifier les forces verticales qui s'appliquent aux rails. Comme la force latérale transformée s'applique au bogie à une hauteur particulière au-dessous du haut du rail, les forces verticales transmises aux rails par les côtés du bogie deviennent respectivement :

$$V_{\text{outts}} = W/4 + L_{\text{tr}} * H_c/B$$

$$V_{\text{ints}} = W/4 - L_{\text{tr}} * H_c/B$$

3.8.6 Lorsqu'il y a soulèvement de bogie ou de roue, les boudins des roues situées du côté du bogie s'appuient sur le rail tandis que les roues situées de l'autre côté s'appuient sur le rail sans contact avec le boudin. La force latérale L appliquée au côté du bogie soulevé est égale à L_{tr} moins la force de frottement appliquée au haut de l'autre rail :

$$L_{\text{ts}} = L_{\text{tr}} - V_{\text{ints}} * f$$

- Où V est la charge verticale d'un côté du bogie;
 f est le coefficient de frottement entre la table de roulement des roues et le haut du rail.
- 3.8.7 Les formules précédentes et la force de compression en-train simulée F_{in} ont permis de calculer la force latérale transformée L_{ts} appliquée au côté d'un bogie ainsi que le rapport L/V . Un coefficient de frottement de 0,315 a été utilisé dans les calculs pour couvrir la plage de vitesses requises dans les simulations.
- 3.8.8 Lorsque les forces centrifuge et en-train sont intenses, les deux roues situées d'un côté d'un bogie sont probablement uniformément poussées contre le rail par la force latérale appliquée au centre du bogie. Par conséquent, les rapports transformés L/V de roue et de côté de bogie sont probablement égaux et la force latérale L_w appliquée à une roue est probablement égale à la moitié de la force latérale L_{ts} appliquée à un côté du bogie.
- 4.0 SIMULATION DYNAMIQUE VÉHICULE-VOIE AU MOYEN DU LOGICIEL VAMPIRE**
- 4.1 Irrégularités de la géométrie de la voie
- 4.1.1 Comme le prescrit le Règlement sur la sécurité de la voie, la voie principale a été visuellement inspectée le 5 juillet 2013 par un employé d'entretien de la voie installé dans un véhicule rail-route. Au cours de cette inspection, aucune exception n'a été relevée dans la zone du déraillement.
- 4.1.2 La voie a été vérifiée annuellement en vue de détecter des défauts de rail et de géométrie. La dernière vérification continue en vue de détecter des rails présentant des défauts internes a eu lieu le 19 septembre 2012. Aucun résultat n'a été obtenu entre le point milliaire 46,00 et le point milliaire 0,00, où se situe la zone du déraillement.
- 4.1.3 Une voiture d'évaluation de la voie a vérifié la géométrie de la voie le 21 août 2012. La voiture d'évaluation a produit l'enregistrement graphique présenté dans la figure 11. Dans le voisinage immédiat du passage à niveau public de Frontenac et du branchement de la voie principale à Mégantic Ouest, l'inspection a permis de repérer plusieurs défauts exigeant des réparations urgentes, dont des problèmes de nivellement transversal de courbe de raccordement, de taux de variation, de surécartement, d'alignement et de vitesse nominale (se reporter à l'annexe A). La photographie de la section de voie située à proximité de l'aiguillage (figure 12) indiquait qu'un joint de rail était surbaissé et montrait les défauts de géométrie correspondants. Des réparations mineures ont été exécutées pour améliorer l'état de la voie; cependant, aucune réparation permanente n'a été effectuée et une limitation temporaire de vitesse a été imposée.
- 4.1.4 Les relevés d'inspection historiques de la section de la courbe et du branchement établis par Transports Canada (TC) et l'examen des sections de voie de 30 milles situées de part et d'autre de la ville de Lac-Mégantic que le BST a effectué après le déraillement ont établi que les rails étaient excessivement usés, que des éléments de voie étaient desserrés et que d'autres défauts étaient présents. Par exemple, le 24 juillet 2012, un agent de sécurité de TC, qui a inspecté la voie

- principale entre les points milliaires 0,00 et 42,00 de la subdivision de Sherbrooke, a constaté que le cœur de croisement, le contre-rail et des boulons d'entretoise de talon du branchement de Mégantic Ouest étaient desserrés. Le 14 mai 2013, un agent de sécurité de TC a constaté que les dispositifs de fixation situés au même branchement n'étaient ni intacts, ni entretenus. D'autres défauts répétitifs ont été relevés, dont des joints de rail ondulés ou écrasés, des champignons de rail écrasés (déformés) et du ballast manquant à plusieurs endroits.
- 4.1.5 La voie située à proximité du PDD a été détruite au cours de l'accident et l'état dans lequel elle se trouvait ce jour-là n'a pas pu être déterminé. Aucun fichier de données numériques correspondant aux enregistrements graphiques produits au cours des inspections n'était disponible. Aucune donnée concernant la géométrie de la voie n'était disponible pour permettre la conduite d'une simulation dynamique détaillée et précise des véhicules et de la voie et l'évaluation des effets de cette géométrie. Cependant, il est raisonnable d'admettre que, sur la base des défauts répétitifs observés, le joint de rail écrasé situé devant l'aiguillage était très probablement dans cet état le jour de l'accident. Comme la limite de vitesse dans la courbe était très basse, la géométrie de la voie était probablement en mauvais état.
- 4.1.6 Les connaissances en matière de dynamique ferroviaire et l'expérience industrielle indiquent que les défauts de géométrie de la voie à corriger de façon urgente ou prioritaire peuvent générer des forces dynamiques intenses et créer un risque de déraillement. Si les défauts de géométrie de la voie observés à proximité du PDD (figure 11) étaient répétitifs, ils auraient pu générer des forces dynamiques transitoires intenses. Le jour de l'accident, les effets dynamiques des défauts de géométrie de la voie se sont ajoutés à la force latérale et aux forces de décharge causées par la force centrifuge et la force en-train, contribuant au déraillement. Il est certain que la combinaison de ces trois facteurs a induit une force latérale intense et une force de décharge qui ont conduit au déraillement.
- 4.1.7 Les équations présentées dans les sections précédentes ont permis de calculer avec précision les contributions de la force centrifuge et de la force en-train aux forces qui ont provoqué le déraillement. La force centrifuge et la force en-train seules n'étaient pas suffisantes pour provoquer le déraillement. La combinaison de la force centrifuge et de la force en-train dans une configuration alignée n'était pas non plus suffisante pour expliquer le déraillement. Cependant, la combinaison de la force centrifuge et de la force en-train en position de portefeuille des attelages aurait pu produire une force latérale intense et une force de décharge qui auraient créé un risque de déraillement.
- 4.1.8 Comme des données décrivant la géométrie de la voie le jour de l'accident n'étaient pas disponibles, l'enregistrement graphique obtenu lors de la vérification de la géométrie de la voie conduite le 21 août 2012 a été utilisé comme référence pour estimer l'effet possible de cette géométrie au moyen d'une simulation dynamique nominale de véhicule-voie conduite dans le logiciel Vampire.
- 4.2 Modèle dynamique véhicule-voie

- 4.2.1 Des simulations dynamiques de véhicule ont été conduites dans Vampire pour étudier les effets de la géométrie de la voie et de la force en-train sur les attelages et sur l'interaction véhicule-voie au moyen d'un modèle de wagon-citerne qui représente bien ceux qui ont été impliqués dans le déraillement de Lac-Mégantic.
- 4.2.2 Le véhicule et la voie ont été modélisés sur la base des données recueillies par l'équipe d'enquête du BST. Les intensités de force et les angles d'attelage déterminés dans les sections précédentes ont été utilisés pour appliquer les forces auxquelles les attelages étaient soumis à la caisse du modèle de wagon-citerne.
- 4.2.3 Le modèle de wagon-citerne a été créé pour représenter le modèle UMLER. La position du centre de gravité et le tonnage ont été extraits des données relatives aux wagons-citernes TILX0000316547 et WFIX0000130608. Les dossiers d'UMLER sont présentés à l'annexe B.
- 4.2.4 Voyons un résumé de certaines des caractéristiques pertinentes du modèle de wagon-citerne :
- position du centre de gravité de la caisse du wagon, mesurée à partir du haut des rails : 91 po;
 - poids total du véhicule : 128 tonnes;
 - distance entre les centres des bogies : 45 pi 10 po;
 - écartement d'essieux : 70 po;
 - diamètre des roues : 36 po;
 - glisseurs à contact permanent à course longue;
 - profil de roue AAR 1B WF;
 - profil de rail AREA 115.
- 4.2.5 Des forces de compression de 100 kips appliquées aux attelages à deux angles différents ont été décomposées de façon à obtenir des forces latérales et des moments de roulis qui ont été appliqués au centre de gravité de la caisse du wagon dans des simulations (voir la figure 13). La force latérale résultante L est négative et le moment de roulis M est positif dans une courbe à droite et dans le système de coordonnées de Vampire.

$$L = 2 F_{in} * \sin \alpha$$

$$M = 2 F_{in} * \sin \alpha * H$$

- 4.2.6 La force latérale résultante et le moment de roulis appliqués au centre de gravité de la caisse du wagon ont été calculés et sont présentés dans le tableau 1 aux angles d'attelage de 1,26 et de 9°, correspondant respectivement aux angles minimum et maximum dans la courbe ainsi qu'aux configurations alignée et en portefeuille. Il a cependant été admis que la caisse est restée alignée.

Tableau 1: Force latérale équivalente et moment de roulis dans le modèle de wagon

Force appliquée à l'attelage F_{in} (kip)	Hauteur de l'attelage (po)	Hauteur du CG de la caisse (po)	Hauteur du CG de la caisse par rapport aux attelages (po)	Angle d'attelage (degrés)	Force latérale totale appliquée au CG (lb)	Moment de roulis total appliqué au CG (lb-po)
100	34,5	91	56,5	9	31 287	1 767 708
				1,26	4398	248 480
Remarque	Tous les moments et toutes les forces ont été constamment appliqués au CG de la caisse du wagon.					

- 4.2.7 Les véhicules circulaient dans le sens opposé à celui de l'axe des points milliaires dans l'enregistrement graphique de la figure 11 (sens des points milliaires décroissants). Le déraillement a eu lieu à l'emplacement indiqué dans une courbe à droite d'environ $4,25^\circ$ dans le sens de la circulation. Des points ont été relevés sur l'enregistrement graphique à intervalles d'environ 16,5 pi (0,1 mille divisé par 32) dans le sens des points milliaires descendants.
- 4.2.8 Les données suivantes ont été relevées aux points milliaires ainsi définis :
- Courbure
 - Dévers
 - Écartement
 - Alignement à gauche
 - Alignement à droite
 - Surface à gauche
 - Surface à droite
- 4.2.9 Les points relevés ont été traités dans les canaux d'un fichier d'irrégularités de Vampire au moyen des relations suivantes :
- Distance = Distance
 - Nivellement transversal = Dévers
 - Courbure = Courbure
 - Irrégularité latérale = Moyennes des alignements à droite et à gauche
 - Irrégularité verticale = Moyennes des surfaces à droite et à gauche
 - Écartement = Écartement
- 4.2.10 Les signes (positifs et négatifs) des courbures et des dévers par rapport aux lignes de référence correspondantes ont été interchangés, car le sens de la circulation (sens des points milliaires descendants) était opposé à celui de l'enregistrement graphique et une convention de Vampire concernant les signes des courbures a été utilisée.

4.2.11 Les signes des autres mesures extraites de l'enregistrement graphique n'ont pas été interchangés. Les valeurs supérieures à la ligne de référence correspondante ont été considérées comme positives et celles inférieures comme négatives.

4.2.12 Les simulations ont commencé sur une voie tangente à la courbe, à 1000 pi d'elle, sans irrégularités dans la géométrie de la voie, pour réduire au minimum les effets transitoires de la force en-train constante appliquée, puis elles se sont poursuivies dans la section de voie courbe à l'approche du PDD. Le PDD se trouve à la distance 2189 dans les fichiers de voie Vampire créés à partir de l'enregistrement graphique.

4.3 Conception des cas de simulation

4.3.1 Sept cas de simulation ont été conçus et exécutés pour étudier les effets de trois facteurs contributifs et de leurs combinaisons. Un cas supplémentaire a été traité pour évaluer une vitesse faible à laquelle les forces résultantes ne provoqueraient pas un déraillement. Les résultats des simulations ont été comparés à ceux des calculs précédents de la force centrifuge et de la force latérale transformée (induite par la force en-train) dans un état stationnaire. L'analyse des résultats et des différences entre cas ont permis de déterminer les effets des facteurs considérés ainsi que leurs rôles dans le déraillement. Le tableau 2 présente les états et les paramètres liés aux 8 cas de simulation.

Tableau 2: Cas de simulation et paramètres

Cas	Vitesse	État de la voie	Force en-train	Angle d'attelage
1	65	Mesurée dans l'enregistrement graphique	Compression de 100 kips	9°
2	65	Mesurée dans l'enregistrement graphique	Compression de 100 kips	1,26°
3	65	Mesurée dans l'enregistrement graphique	Aucune	S.o.
4	30	Mesurée dans l'enregistrement graphique	Compression de 100 kips	9°
5	65	Courbe idéale à droite de 4,25° avec dévers de 1,5 po	Compression de 100 kips	9°
6	65	Courbe idéale à droite de 4,25° avec dévers de 1,5 po	Compression de 100 kips	1,26°
7	65	Courbe idéale à droite de 4,25° avec dévers de 1,5 po	Aucune	S.o.
8	65	Mesurée dans l'enregistrement graphique, mais sans courbure	Aucune	S.o.

4.3.2 Les cas 1 à 3 devraient permettre de déterminer les trois scénarios de déraillement les plus probables sous l'effet de trois facteurs ainsi que l'effet de la force en-train et de l'angle d'attelage. Le cas 4 devrait montrer tout l'effet de la vitesse par comparaison avec le cas 1. Les cas 5 à 7 devraient montrer les effets de la force en-train et de l'angle d'attelage dans une courbe idéale de 4,25°. Des comparaisons

entre les cas 1 à 3 et 5 à 7, respectivement, devraient montrer les différences causées par la géométrie mesurée de la voie dans la courbe. Le cas 8 devrait montrer la réponse dynamique des irrégularités de la géométrie de la voie sur la section de voie tangente à la courbe.

- 4.3.3 Les forces dynamiques latérales et verticales appliquées à toutes les roues ont été obtenues; de plus, des indicateurs de déraillement comme les rapports L/V de roue, d'essieu (somme des rapports L/V des roues correspondantes) et de côté de bogie ainsi que le pourcentage de décharge ont été extraits sous forme statistique. Les feuilles de calcul contenant les résultats statistiques de chacune des simulations précédentes sont présentées à l'annexe C. Ces résultats ont été obtenus après l'application d'un filtre passe-bas de 15 Hz à 4 pôles. Ces résultats statistiques sont centrés autour du PDD spécifié et ils seront analysés dans la section suivante.

5.0 ANALYSE

5.1 Vitesses de renversement

- 5.1.1 L'analyse des données provenant du CEL et l'étude du site du déraillement ont indiqué que les premiers wagons qui ont déraillé étaient les wagons-citernes chargés qui faisaient partie du groupe constitué des wagons nos 3 à 10. Si la vitesse du train était proche de la vitesse de renversement du véhicule dans la courbe ou l'avait dépassée, le premier déraillement aurait pu avoir été causé par la force centrifuge seule. Le wagon pourrait s'être renversé au PDD dans une courbe à droite de $4,25^0$ ($R = 1348$ pi), au dévers moyen de $1,5$ po (un dévers local maximum de $3 \frac{5}{8}$ po a été mesuré au cours de la vérification de la géométrie de la voie effectuée le 21 août 2012). Les hauteurs des centres de gravité des wagons-citernes chargés étaient comprises entre 88,8 et 91 po, selon les données d'UMLER. La hauteur du centre de gravité des locomotives impliquées était d'environ 72 po. Les vitesses de renversement des wagons-citernes aux centres de gravité le plus bas et le plus haut ainsi que des locomotives ont été calculées et sont présentées dans le tableau 3.

Tableau 3: Vitesses calculées de renversement sous l'effet de la force centrifuge

Paramètres\véhicule		Wagon-citerne A	Wagon-citerne B	Locomotives
Courbure D	degrés	$4,25^0$	$4,25^0$	$4,25^0$
Rayon R	pi	1348	1348	1348
Dévers h	pouces	$1 \frac{1}{2}$	$1 \frac{1}{2}$	$1 \frac{1}{2}$
Largeur de la voie B	pouces	59	59	59
Angle d'élévation α_1	radians	0,0254	0,0254	0,0254
Hauteur du CG H	pouces	88,8	91	72
Angle du CG α_2	radians	0,3207	0,3135	0,3889
Angle total $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$	radians	0,3461	0,3389	0,4143
Vitesse de renversement V_r	pi/s	123,10	121,69	135,92
Vitesse de renversement V_r	mi/h	83,9	83,0	92,7
Remarque	$V_r = [(g R) \tan (\alpha)]^{1/2}$ Constante gravitationnelle $g = 32,16$ pi/s ²			

- 5.1.2 Les vitesses calculées de renversement dans la courbe des wagons-citernes et des locomotives impliqués sous l'effet de la force centrifuge sont beaucoup plus élevées que la vitesse de déraillement de 65 mi/h. Cette différence indique que, dans la courbe à 65 mi/h, la force centrifuge seule ne pouvait pas renverser les véhicules sur une voie intacte.
- 5.2 Forces latérales induites par la force centrifuge
- 5.2.1 La force centrifuge seule n'était pas suffisante pour renverser les véhicules dans la courbe au moment du déraillement. Cependant, la force latérale intense qu'elle a exercée sur les véhicules a provoqué une variation et un déséquilibre des charges verticales : celle du rail extérieur a augmenté et celle du rail intérieur a diminué. Il est essentiel de calculer les forces latérales induites par la force centrifuge et de les comparer à la résistance opposée par la voie.
- 5.2.2 Les forces latérales induites par la force centrifuge, telles que calculées, sont présentées dans le tableau 4. Les wagons-citernes A et B sont respectivement ceux dont le centre de gravité est le plus bas et le plus haut. La voie aurait pu résister aux forces latérales induites sur les côtés des bogies, les roues et les essieux; les pourcentages de décharge $\Delta V/V_0$ (65 %-67 % pour les wagons-citernes et 53 % pour les locomotives) étaient acceptables. Le rapport L/V était très faible, car les forces latérale et verticale avaient augmenté simultanément. Cela confirmait que la force centrifuge seule n'aurait pas pu causer le déraillement si la voie avait été intacte.

Tableau 4: Forces latérales et de décharge induites par la force centrifuge

Paramètres\véhicule		Wagon-citerne A	Wagon-citerne B	Locomotive	Commentaire
Hauteur du CG H	po	88,8	91	72	Tout le wagon
F_{cg}	lb	55382	55382	84371	
L_e	lb	6508	6508	9915	
L_c	lb	48873	48873	74455	
V_{in}	lb	44646	42581	92039	
V_{out}	lb	211354	213419	297961	
L_{out}	lb	34810	35460	45463	
L_{ts}	lb	17405	17730	22731	Bogie
L_w	lb	8702	8865	7577	
L_{ax}	lb	12218	12218	12409	
L/V_{out}		0,16	0,17	0,15	Tout le wagon
L_c/W		0,19	0,19	0,19	
ΔV_1	lb	83354	85419	102961	
$\Delta V_1/V_0$	%	65	67	53	

5.3 Force en-train simulée

- 5.3.1 Les véhicules du train à la dérive étaient soumis à des forces centrifuges semblables correspondant à une même vitesse au moment du déraillement. Cependant, la partie avant du train, dont le groupe de locomotives et quelques wagons, a dépassé le PDD sans dérailer. Cette observation a confirmé que la

force centrifuge seule était insuffisante pour renverser les véhicules. D'autres facteurs ont donc contribué au déraillement. Les forces en-train étaient un facteur très probable. Le frein direct et le frein à main étaient appliqués au groupe de locomotives et au wagon couvert tampon du train, qui circulait sur une pente descendante le long d'une section de voie presque plate qui aboutissait à la courbe où le déraillement a eu lieu. Une force en-train de compression intense était inévitable dans la courbe au moment du déraillement.

- 5.3.2 Les efforts induits par le frein à air direct et le frein à main (LP187/2013) ont été utilisés conformément aux mesures obtenues dans les simulations et les calculs. La simulation dynamique du train a permis d'obtenir la répartition des forces de compression en-train au moment du déraillement, présentée dans la figure 8. Les forces en-train les plus intenses étaient appliquées aux wagons nos 3 à 10, qui étaient situés autour du PDD au moment du déraillement enregistré par le CEL. Les forces en-train de compression appliquées à ces véhicules d'intérêt sont présentées dans le tableau 5. Les forces en-train simulées appliquées aux wagons d'intérêt étaient comprises entre 100 et 110 kips environ. De telles forces en-train ne sont pas inhabituelles.

Tableau 5: Force de compression en-train et forces latérales transformées simulées

Véhicule	F _{in}	L _{tr}	ΔV	ΔV/V ₀	L _{tr}	ΔV	ΔV/V ₀
	lb	lb	lb	%	lb	lb	%
		Configuration a : attelage et caisse alignés			Configuration b : attelage aligné et caisse en portefeuille		
Dernière locomotive	86983	1913	4666	2,4	3027	7383	3,8
Wagon n° 3	96373	2119	5168	4,1	2747	6700	5,3
Wagon n° 4	98136	2158	5263	4,1	2798	6824	5,4
Wagon n° 5	99899	2197	5359	4,2	2848	6946	5,5
Wagon n° 6	101662	2235	5451	4,3	2897	7066	5,6
Wagon n° 7	103436	2275	5549	4,3	2949	7193	5,6
Wagon n° 8	105199	2313	5641	4,4	2998	7312	5,8
Wagon n° 9	106950	2352	5737	4,6	3049	7437	5,9
Wagon n° 10	108713	2391	5832	4,6	3100	7561	6
		Configuration c : attelage en portefeuille et caisse alignée			Configuration d : attelage et caisse en portefeuille		
Dernière locomotive	86983	13607	33188	16,9	21531	52515	26,8

ve							
Wagon n° 3	96373	15076	36771	29	19544	47668	37,5
Wagon n° 4	98136	15352	37444	29,5	19902	48541	38,2
Wagon n° 5	99899	15628	38117	30	20260	49415	38,9
Wagon n° 6	101662	15903	38788	30,5	20616	50283	39,6
Wagon n° 7	103436	16181	39466	30,8	20976	51161	40
Wagon n° 8	105199	16457	40139	31,6	21334	52034	41
Wagon n° 9	106950	16731	40807	32,4	21689	52900	42
Wagon n° 10	108713	17006	41478	32,7	22046	53771	42,3
Remarque	<ol style="list-style-type: none"> 1. L'angle d'attelage est de $1,26^0$ dans une configuration alignée et de 9^0 dans une configuration en portefeuille. 2. Wagons-citernes : longueur de 713 po, distance entre les centres des bogies de 550 po. 3. Locomotive : longueur de 826 po, distance entre les centres des bogies de 522 po. 						

5.4 Forces latérales induites par les forces en-train

5.4.1 La force latérale transformée induite par la force en-train dépend des positions des attelages et de la caisse du wagon. Si le train était parfaitement aligné, tous les attelages et toutes les caisses des wagons le seraient aussi, les angles d'attelage auraient leur valeur minimum et la force latérale transformée aussi. Cependant, de récentes études (réf. 3, 4) et des expériences conduites dans le cadre d'enquêtes ont montré que, lorsque les attelages sont en portefeuille, l'angle d'attelage pourrait atteindre son maximum sous l'effet de la force de compression induite par un mécanisme de rétroaction positive, et que la force de compression en-train peut induire une force latérale intense qui contribue au déraillement.

5.4.2 Il y a quatre combinaisons différentes de positions attelage-caisse de wagon : a) l'attelage et la caisse du wagon sont alignés, b) l'attelage est aligné et la caisse du wagon est en portefeuille, c) l'attelage est en portefeuille et la caisse du wagon est alignée, et d) l'attelage et la caisse du wagon sont en portefeuille. Dans le scénario a), l'angle d'attelage et la force latérale transformée ont leurs valeurs minimales et dans le scénario d) ils ont leurs valeurs maximales.

5.4.3 Dans la courbe de $4,25^0$ où le déraillement a eu lieu, la longueur de wagons (59 pi 5 po) décrit un arc d'environ $2,52^0$. Si les attelages étaient alignés, l'angle d'attelage aurait été égal à la moitié de l'arc, soit $1,26^0$. Si les attelages étaient en portefeuille et soumis à une force en-train de compression, le mécanisme de rétroaction positive pourrait augmenter l'angle d'attelage jusqu'à son maximum. L'angle d'attelage maximum d'un attelage de type E sur un wagon-citerne est de 9^0 .

- 5.4.4 Si la caisse du wagon était alignée, la force latérale transformée appliquée au centre de chaque bogie serait égale à celle appliquée à l'attelage. Cependant, si le wagon se trouvait en portefeuille, la force latérale transformée appliquée au centre du bogie serait multipliée par le rapport de la longueur du wagon à la distance entre les centres des bogies. La force latérale transformée L_{tr} appliquée au centre d'un bogie et la force de décharge ΔV appliquée au rail intérieur dans les quatre configurations précédentes ont été calculées et sont aussi présentées dans le tableau 5.
- 5.4.5 La force latérale transformée s'applique à la hauteur de l'attelage par rapport au haut du rail, par opposition à la force centrifuge, qui s'applique au centre de gravité. De plus, la force latérale transformée induit une variation des charges verticales (décharge d'un rail et surcharge de l'autre). Les pourcentages de décharge découlant de la force en-train seule étaient très inférieurs à la limite de sécurité.
- 5.5 Combinaison de la force centrifuge et de la force en-train
- 5.5.1 Le train à la dérive était soumis à une combinaison de la force centrifuge et de la force en-train de compression au moment du déraillement. La combinaison résultante des forces latérales et la force de décharge ont été calculées et sont présentées dans le tableau 6.
- 5.5.2 Les forces latérales combinées et la force de décharge dépendent fortement des positions des attelages et de la caisse du wagon. Si aucun attelage n'était en portefeuille, l'angle d'attelage serait très petit dans la courbe (environ $1,26^\circ$). La force latérale transformée serait alors de faible intensité. Les forces latérales combinées et la force de décharge se trouveraient alors dans une plage relativement sécuritaire. Par conséquent, la force dynamique supplémentaire générée par les irrégularités de la géométrie de la voie est nécessaire pour provoquer le déraillement.
- 5.5.3 Si un attelage était mis en portefeuille sous l'effet de la force en-train de compression (scénarios c) et d) dans le paragraphe 5.4.2), la combinaison de la force centrifuge et de la force en-train induirait des forces latérales extrêmement intenses qui dépasseraient la résistance opposée par la voie et pourrait conduire au soulèvement des roues intérieures. Les wagons pourraient dérailler, que la caisse soit alignée ou en portefeuille, car dans les deux cas des forces latérales extrêmement intenses sont appliquées au rail extérieur (haut) et une force de décharge est appliquée au rail intérieur (bas). Lorsque la caisse du wagon était en portefeuille, la force latérale transformée était plus intense que lorsque la caisse était alignée. Lorsque les forces latérales sont si intenses et que le pourcentage de décharge est aussi élevé, le déraillement peut avoir lieu par élargissement de l'écartement, bris ou déflexion du rail haut, soulèvement de roue du rail bas et, possiblement, impact contre le rail de la lame d'aiguille.

Tableau 6: Combinaison des forces latérales et de décharge

Paramètres\véhicul e		Wagon-citerne A	Wagon-citerne B	Locomotive	Commentaire
ΔV_a	lb	5168	5832	4666	Configuration a : attelage et caisse alignés
ΔV_{1a}	lb	88522	91251	107627	
$\Delta V_{1a}/V_0$	%	69	71	55	
V_{min1a}	lb	39478	36749	87373	
L_{tra}	lb	2119	2391	1913	
L_{tsa}	lb	1060	1196	957	
L_{ts1a}	lb	18465	18926	23688	
ΔV_b	lb	6700	7561	7383	Configuration b : attelage aligné et caisse en portefeuille
ΔV_{1b}	lb	90054	92980	110344	
$\Delta V_{1b}/V_0$	%	70	73	57	
V_{min1b}	lb	37946	35020	17656	
L_{trb}	lb	2747	3100	3027	
L_{tsb}	lb	1374	1550	1514	
L_{ts1b}	lb	18779	19280	24245	
ΔV_c	lb	36771	41478	33188	Configuration c : attelage en portefeuille et caisse alignée, risque de soulèvement des roues des wagons-citernes
ΔV_{1c}	lb	120125	126897	136149	
$\Delta V_{1c}/V_0$	%	94	99	70	
V_{min1c}	lb	7875	1103	7875	
L_{trc}	lb	15076	17006	13607	
L_{tsc}	lb	12595	16659	6804	
L_{ts1c}	lb	30000	34389	29535	
ΔV_d	lb	47668	53771	52515	Configuration d : attelage et caisse en portefeuille, soulèvement des roues de tous les véhicules
ΔV_{1d}	lb	131022	139190	155476	
$\Delta V_{1d}/V_0$	%	100	100	100	
V_{min1d}	lb	-3022	-11 190	-27 476	
L_{trd}	lb	19544	22046	21531	
L_{tsd}	lb	19544	22046	21531	
L_{ts1d}	lb	36949	39776	44262	
Remarque	Les valeurs négatives de V_{min1d} indiquaient le soulèvement des roues des véhicules. Exposant 1 pour la force centrifuge, a-d pour la force en-train correspondant aux positions.				

5.6 Résultats de la simulation Vampire

5.6.1 Les premiers wagons qui ont déraillé circulaient à 65 mi/h, valeur très supérieure à la vitesse d'équilibre de la courbe (compte tenu du dévers) et à la limite de vitesse dans la section. Les wagons étaient inclinés vers le rail haut. La force en-train de compression a également poussé les wagons vers l'extérieur de la courbe. Les irrégularités de la géométrie de la voie ont provoqué des sauts et des mouvements de bascule. Les indicateurs de déraillement les plus critiques étaient la force latérale, les rapports L/V de roue sur le rail haut et la force de décharge du rail bas (inférieur). Selon le chapitre XI du document de l'AAR, la limite du

rapport L/V de roue est de 1,0 et la limite du pourcentage de décharge de 90 % (lorsqu'il reste 10 % de la charge statique verticale). On considère dans le secteur que le seuil de risque correspond à une force latérale de 20 kips appliquée par une roue au rail. Les rapports L/V de côté de bogie et d'essieu sont des indicateurs de nature semblable qui permettent d'évaluer le risque de renversement et de bris de rail. Dans l'analyse suivante, les discussions couvrent la force latérale appliquée aux roues, les rapports L/V de roue sur le rail haut et la force de décharge du rail bas (intérieur).

5.6.2 Il faut remarquer que les simulations dynamiques de véhicule-voie au moyen du logiciel Vampire étaient fondées sur un modèle généralisé de wagon qui utilise des profils nominaux de roue-rail auxquels les résultats sont sensibles. De plus, les données concernant la géométrie de la voie ont été enregistrées 11 mois avant l'accident. Les résultats de la simulation ont constitué des références qualitatives qui ont permis d'estimer les effets des facteurs contributifs au lieu d'une image quantitative précise de ce qui est survenu le jour de l'accident. Cependant, ces références qualitatives ont aidé à mettre en évidence les contributions relatives et les rôles des trois facteurs dans le déraillement.

5.6.3 Les indicateurs de déraillement obtenus au voisinage du PDD sont tracés dans les figures 14 à 28 et les résultats statistiques correspondant à la section de voie de 40 pi centrée sur le PDD sont résumés dans le tableau 7. Des données plus détaillées sont présentées dans l'annexe C. Ces résultats ont été obtenus après l'application d'un filtre passe-bas de 15 Hz à 4 pôles. Vampire utilise le pourcentage de charge dynamique V/V_0 comme indice de décharge.

Tableau 7: Indicateurs de déraillement simulés à proximité du PDD

Cas	Condition	Rapport L/V de roue		Charge V/V_0 (%)		Force latérale L (lb)	
		Moy.	Max.	Moy.	Min.	Moy.	Max.
1	MeasuredTrack_9DegF100V65	0,44	0,74	14,9	-1,8	23 163	47 965
2	MeasuredTrack_1p26DegF100V65	0,33	0,51	6,7	-0,5	17 464	36 081
3	MeasuredTrack_NoForceV65	0,31	0,45	8,6	-0,9	1586	29 871
4	MeasuredTrack_9DegF100V30	0,23	0,34	63,6	55,2	9735	15 345
5	IdealCurve_9DegF100V65	0,37	0,38	20,1	17,9	21 539	21 989
6	IdealCurve_1p26DegF100V65	0,25	0,25	34,5	32,6	13 184	13 552
7	IdealCurve_NoForceV65	0,24	0,24	36,3	35,9	12 362	12 381
8	TrackGeomOnly_NoCurve_NoFV65	0,25	0,39	78,0	21,6	5672	12 610
Remarques	<ol style="list-style-type: none"> 1. V_0 est la charge statique. 2. Les valeurs maximales du rapport L/V de roue et de la force latérale correspondent au rail haut. 3. La force de charge minimale (correspondant à la force de décharge maximale) s'applique au rail bas (intérieur); une valeur négative signifie qu'il y a soulèvement de la roue. 4. Seuils de déraillement : rapport L/V de roue = 1,0, $V/V_0 = 10$ %, L = 20 000 lb 						

5.6.4 Dans les cas où la courbe est idéale, les valeurs respectives moyennes, maximales et minimales sont très proches les unes des autres, ce qui indique qu'une géométrie idéale de la voie produit de petites oscillations, comme le montrent les figures 22 à 25 (cependant, une grande impulsion est apparue au point de transition d'une courbe de raccordement à une courbe au lieu d'apparaître au PDD). La géométrie mesurée de la voie a produit une réponse dynamique

- importante qui se reflète dans les grandes différences entre les valeurs moyennes et les valeurs maximales et minimales dans les graphiques. Dans tous les cas, les rapports L/V des roues de gauche étaient inférieurs au seuil de déraillement, car les forces latérale et verticale (induite par la force centrifuge et la force en-train) ont augmenté simultanément. Il est improbable que le déraillement ait été causé par le soulèvement de roues.
- 5.6.5 Le cas 7 correspond à une courbe idéale sans force en-train à une vitesse de 65 mi/h. Il s'agit de la simulation dynamique des effets de la force centrifuge dans une courbe idéale de $4,25^\circ$. La force dynamique latérale simulée et le rapport L/V de roue sont supérieurs aux résultats correspondants à l'état stationnaire (présentés dans le tableau 4), tandis que les pourcentages de décharge correspondants sont très proches (36 % pour le pourcentage de charge et 67 % pour celui de décharge). Tous ces indicateurs sont inférieurs aux seuils de déraillement correspondants, ce qui indique que la force centrifuge seule n'est pas suffisante pour renverser le wagon.
- 5.6.6 Les résultats des cas 5 et 6 sont les effets de l'angle d'attelage lorsque la force centrifuge et la force en-train sont combinées. Si les attelages étaient alignés (cas 6, angle minimum de $1,26^\circ$, équivalent au scénario dont les résultats figurent dans le tableau 6), la contribution de la force en-train n'aurait pas été importante. Si les attelages étaient configurés en portefeuille en décrivant l'angle maximum de 9 degrés, la force en-train aurait considérablement contribué aux valeurs des indicateurs de déraillement. La force latérale maximale aurait dépassé son seuil, tandis que le pourcentage de chargement aurait été proche du sien (cas 5, équivalent au scénario c dont les résultats figurent dans le tableau 6). Il est intéressant de remarquer que la force de décharge simulée à proximité du PDD (cas dynamique 5) est inférieure à celle obtenue dans l'état stationnaire (tableau 6). Cependant, la force latérale simulée dynamiquement à proximité du PDD est très supérieure à celle donnée par le calcul à l'état stationnaire. Les cas de simulation 5 et 6 ont confirmé que la combinaison de la force centrifuge et de la force en-train est sécuritaire lorsque les attelages et les wagons sont alignés, mais qu'elle peut créer un risque de déraillement lorsque les attelages sont mis en portefeuille.
- 5.6.7 Les cas 1, 2 et 3 ont produit des pourcentages de charge négatifs, qui indiquent un soulèvement complet de roue, ainsi que des forces latérales très intenses. Le scénario de déraillement réel doit se situer entre les cas 1 et 2, lorsque trois facteurs contribuent au déraillement. Le cas 3 montre que même sans la contribution de la force en-train, la combinaison de la force centrifuge et des sauts et mouvements de bascule provoqués par les irrégularités de la géométrie de la voie à vitesse élevée est suffisante pour provoquer le déraillement.
- 5.6.8 Le cas 4 montre clairement l'effet critique de la vitesse. Si la vitesse était de 30 mi/h, la contribution des trois facteurs produirait des indicateurs de déraillement très inférieurs aux seuils correspondants, et le déraillement ne pourrait donc pas avoir lieu.
- 5.6.9 Le cas 8 ne montre que la contribution des irrégularités de la géométrie de la voie. Tous les indicateurs de déraillement obtenus par simulation dans le cas 8 sont inférieurs aux seuils correspondants, ce qui indique que les irrégularités de la

géométrie de la voie, lorsqu'elles constituent la seule contribution, ne sont pas suffisantes pour faire dérailler le wagon, même à une vitesse élevée de 65 mi/h.

- 5.6.10 Une analyse détaillée des combinaisons des trois facteurs a permis de déterminer que le déraillement a été provoqué par une combinaison de la force centrifuge, des sauts et mouvements de bascule provoqués par les irrégularités de la géométrie de la voie et de la force en-train. Le déraillement était inévitable à cause de la vitesse élevée de 65 mi/h.
- 5.6.11 Un seul des facteurs suivants n'aurait pas été suffisant pour provoquer le déraillement du train : force centrifuge, irrégularités de géométrie de la voie et force en-train.
- 5.6.12 La force centrifuge causée par la vitesse élevée dans la courbe est le facteur qui a le plus contribué au déraillement. Les irrégularités de la géométrie de la voie et la force en-train y ont contribué dans une moindre mesure.
- 5.6.13 La contribution de la force en-train dépend des positions des attelages et des wagons. Si les attelages et les wagons avaient été alignés, la contribution de la force en-train aurait été petite. Si les attelages étaient configurés en portefeuille à l'angle d'attelage maximum, la contribution de la force en-train aurait été importante. Si les attelages étaient configurés en portefeuille, la combinaison de la force centrifuge et de la force en-train aurait créé un risque important de déraillement.

6.0 CONCLUSIONS

- 6.1 Le déraillement a été provoqué par la combinaison de la force centrifuge, des forces dynamiques générées par l'état de la voie et de la force en-train de compression. Sur la base de ces facteurs, le déraillement était inévitable à cause de la vitesse élevée de 65 mi/h.
- 6.2 Un seul des facteurs suivants n'aurait pas été suffisant pour provoquer le déraillement du train : force centrifuge, irrégularités de géométrie de la voie et force en-train.
- 6.3 La force centrifuge causée par la vitesse élevée dans la courbe est le facteur qui a le plus contribué au déraillement, tandis que les irrégularités de la géométrie de la voie et la force en-train y ont contribué dans une moindre mesure.
- 6.4 Les calculs des vitesses de renversement causées par la force centrifuge dans la courbe de $4,25^0$ ont donné de 83,0 à 83,9 mi/h pour les wagons-citernes déraillés et 92,7 mi/h pour les locomotives impliquées, lorsque le dévers était de $1 \frac{1}{2}$ po.
- 6.5 Au moment du déraillement, la vitesse du train était très inférieure à la vitesse de renversement des véhicules dans la courbe, et les forces latérales ainsi que les forces de décharge induites par la force centrifuge figuraient dans la plage des valeurs acceptables. La force centrifuge seule n'aurait pas été suffisante pour renverser les véhicules et provoquer le déraillement si la voie avait été intacte.

- 6.6 L'état de la géométrie de la voie au point de déraillement le jour de l'accident n'a pas pu être déterminé quantitativement. Si les défauts de géométrie de la voie relevés lors de la dernière inspection avaient été présents au moment de l'accident, ils auraient généré des forces dynamiques intenses qui auraient contribué au déraillement.
- 6.7 Les irrégularités de la géométrie de la voie seules n'auraient pas été suffisantes pour faire dérailler les wagons, même à la vitesse élevée de 65 mi/h.
- 6.8 La combinaison de la force centrifuge et des forces dynamiques générées par les irrégularités de la voie à la vitesse 65 mi/h aurait été suffisante pour provoquer le déraillement.
- 6.9 La vitesse est une grandeur critique dans le calcul de la force centrifuge et des forces dynamiques générées par la géométrie de la voie. À 30 mi/h, la contribution de ces trois facteurs conduit à des indicateurs de déraillement très inférieurs aux seuils correspondants.
- 6.10 Les forces en-train de compression simulées appliquées aux wagons-citernes qui ont déraillé étaient comprises entre environ 100 et 110 kips. Ces forces seules étaient insuffisantes pour provoquer le déraillement des véhicules chargés au moment de l'accident.
- 6.11 La force latérale transformée et la force de décharge induites par la force en-train dépendent fortement des positions des attelages et de la caisse du wagon. L'angle d'attelage est petit lorsque tous les attelages et toutes les caisses de wagon sont alignés. Si un attelage était mis en portefeuille sous l'effet de la force en-train de compression, l'angle d'attelage aurait pu atteindre la limite imposée par le pylône de choc du wagon.
- 6.12 Si tous les attelages et les caisses de wagon étaient alignés et si l'état de la voie était idéal, la contribution de la force en-train aurait été faible et la combinaison de la force centrifuge et de la force en-train de compression n'aurait pas été suffisante pour provoquer le déraillement.
- 6.13 Si un des attelages se trouvait dans une configuration en portefeuille à l'angle d'attelage maximum, la combinaison de la force centrifuge et de la force en-train aurait créé un risque de déraillement important.

7.0 DOCUMENTS DE RÉFÉRENCE

- [1]. William H. Hay, *Railroad Engineering*, John Wiley & Sons Inc; ISBN: 0471364002.
- [2]. Paul Rhine, *Locomotive Engineering Guide to Fuel Conservation*, Simmons-Boardman Books, Inc. 1996; ISBN: 0911382178.
- [3]. D. Chen, *Derailment Risk due to Coupler Jack-knifing under Longitudinal Buff Force*. *Proc. IMechE, Part F: J. Rail and Rapid Transit*, 2010, 224 (F5), 483-490. DOI 10.1243/09544097JRRT363.

- [4]. D. Chen, Contributing Factors and Applicable Criteria for Jack-Knifing Derailments, Proceedings of the 10th IHHA Conference, Vol. I, New Delhi, India, Fév. 2013. pp 404-410.
- [5]. TÜV Rheinland Mobility Inc. Rail Sciences Division (TRRSI), Lac-Mégantic Derailment VAMPIRE Vehicle Dynamics Analysis, préparé pour le BST, 12 mars 2014.



Figure 1: Vue aérienne du site du déraillement

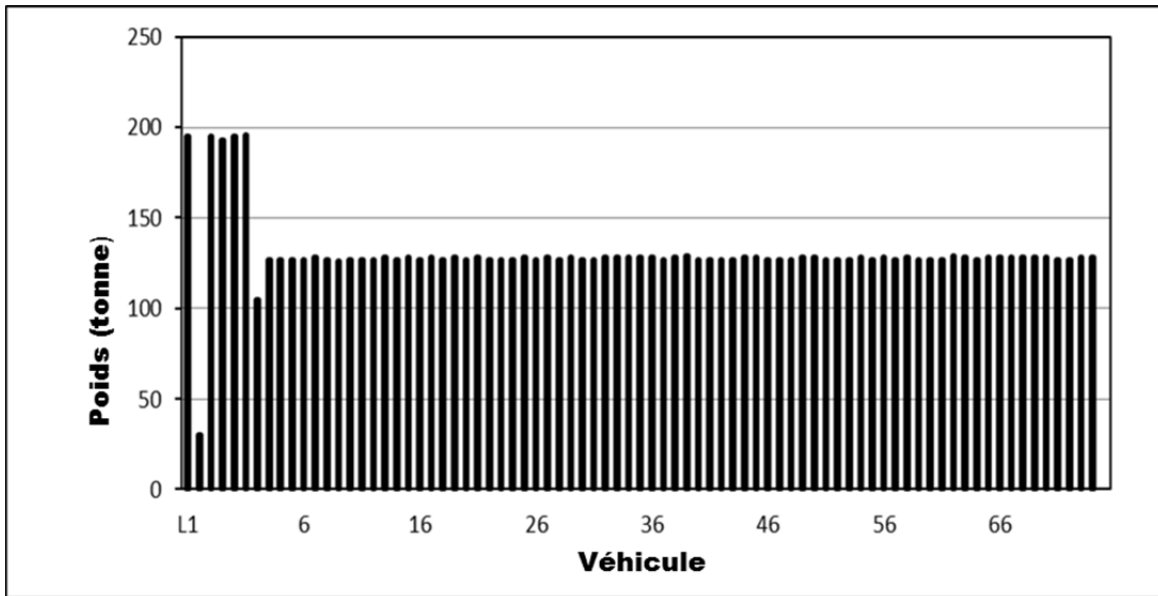


Figure 2: Profil du tonnage du train

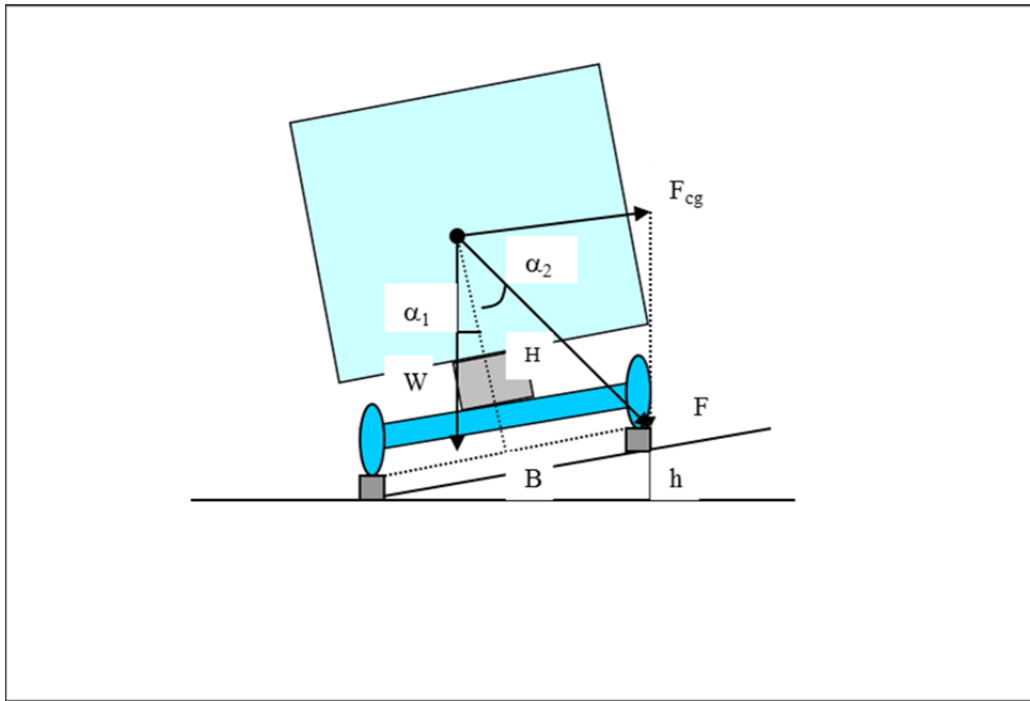


Figure 3: Force centrifuge et condition de renversement dans la courbe

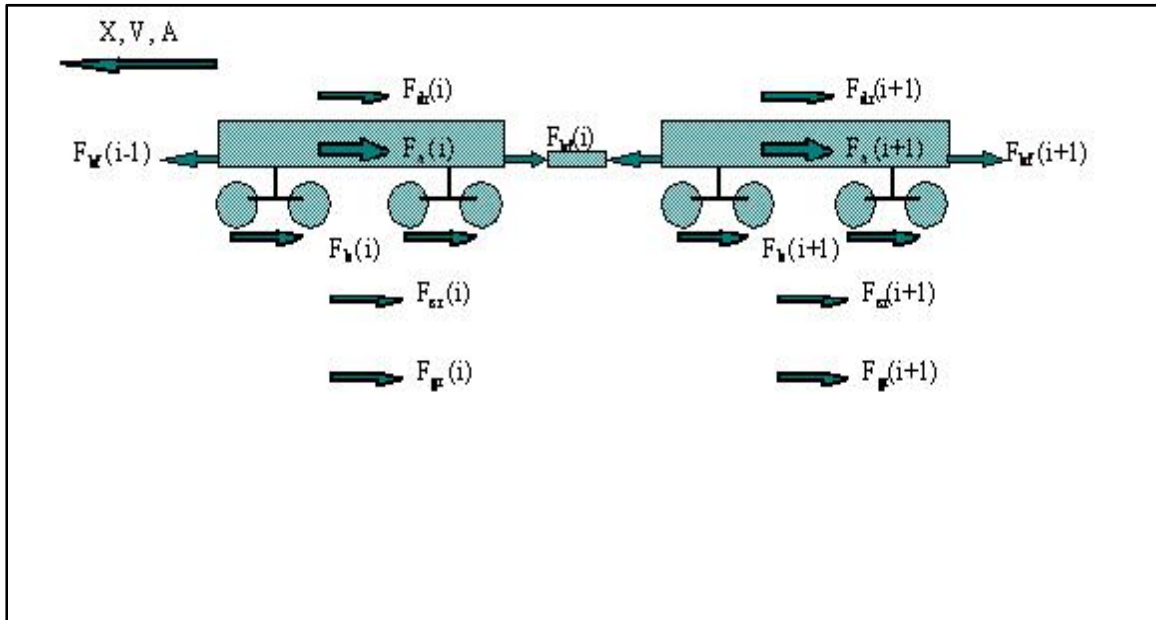


Figure 4: Forces longitudinales dans un exemple de modèle de véhicule

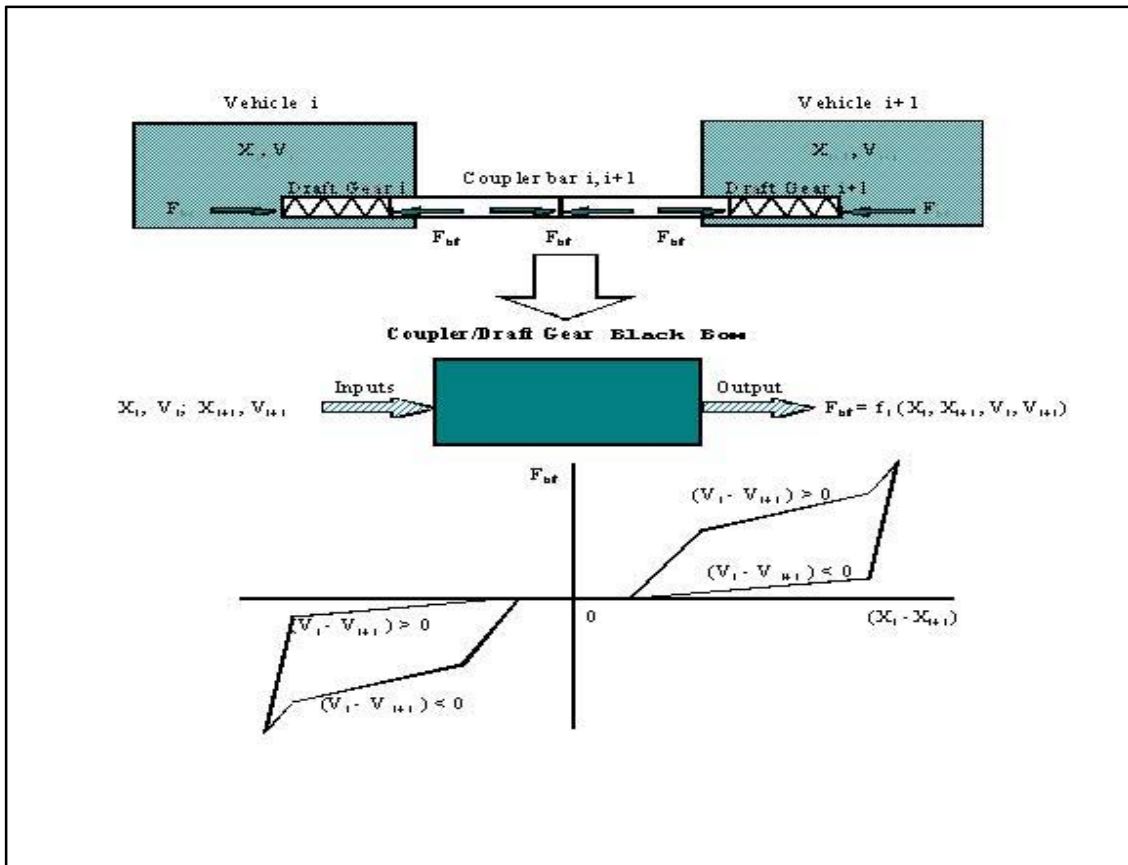


Figure 5: Modèle d'attelage et d'appareil de choc et de traction

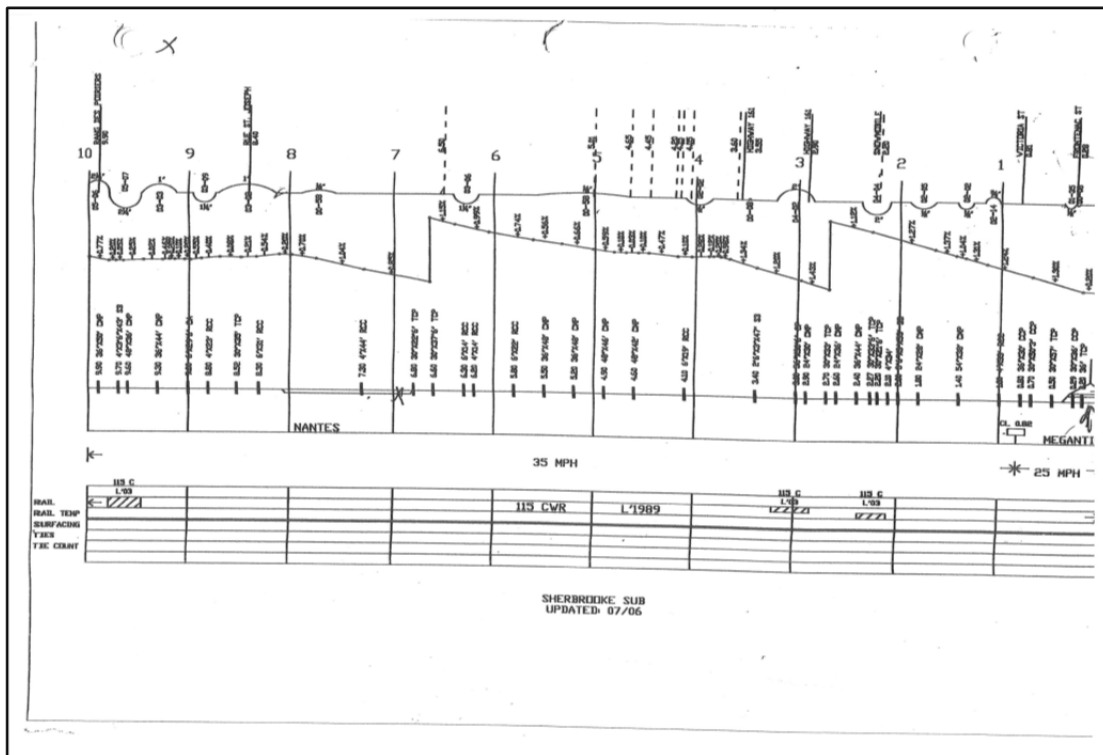


Figure 6: Pentes et courbes dans la zone couverte par la simulation

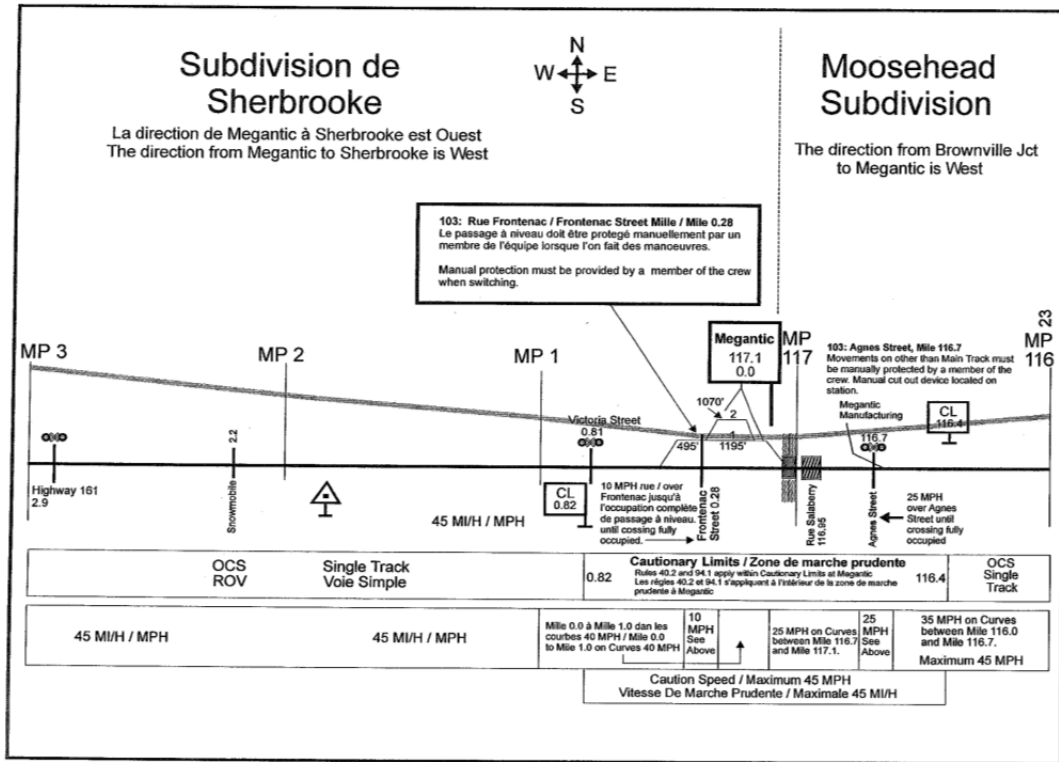


Figure 7: Pentes dans la zone couverte par la simulation et à proximité du PDD

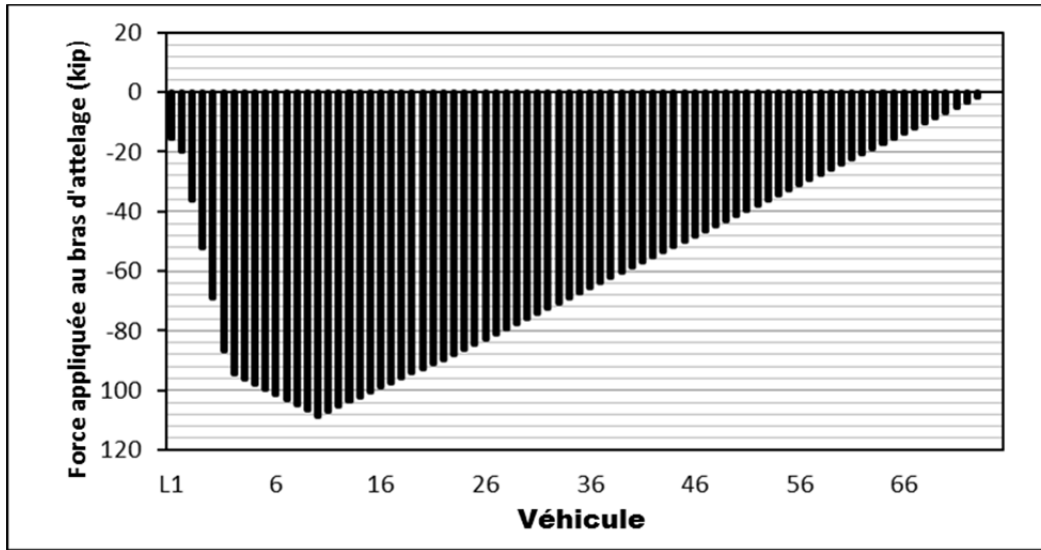


Figure 8: Répartition simulée des forces en-train au moment du déraillement

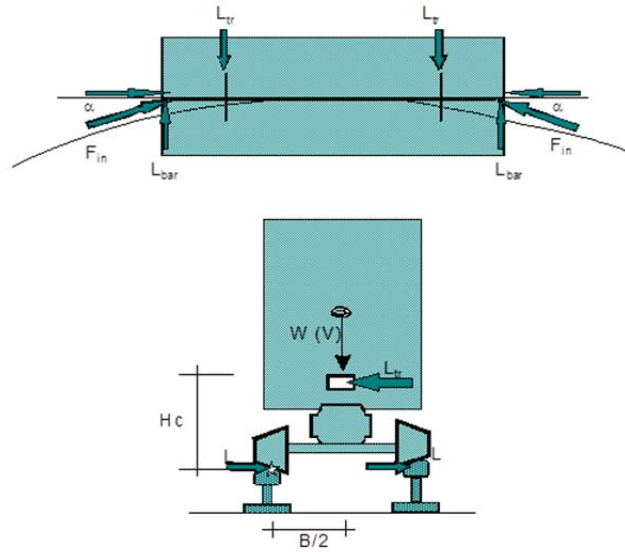


Figure 9: Schéma des forces appliquées à un wagon aligné

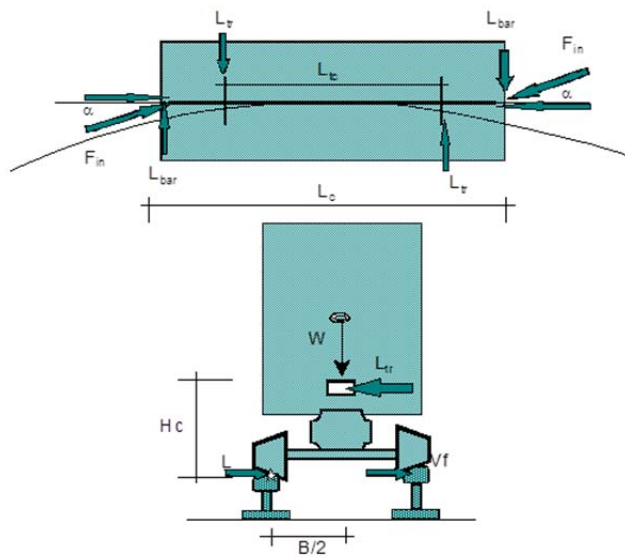


Figure 10: Schéma des forces appliquées à un wagon dans une configuration en portefeuille

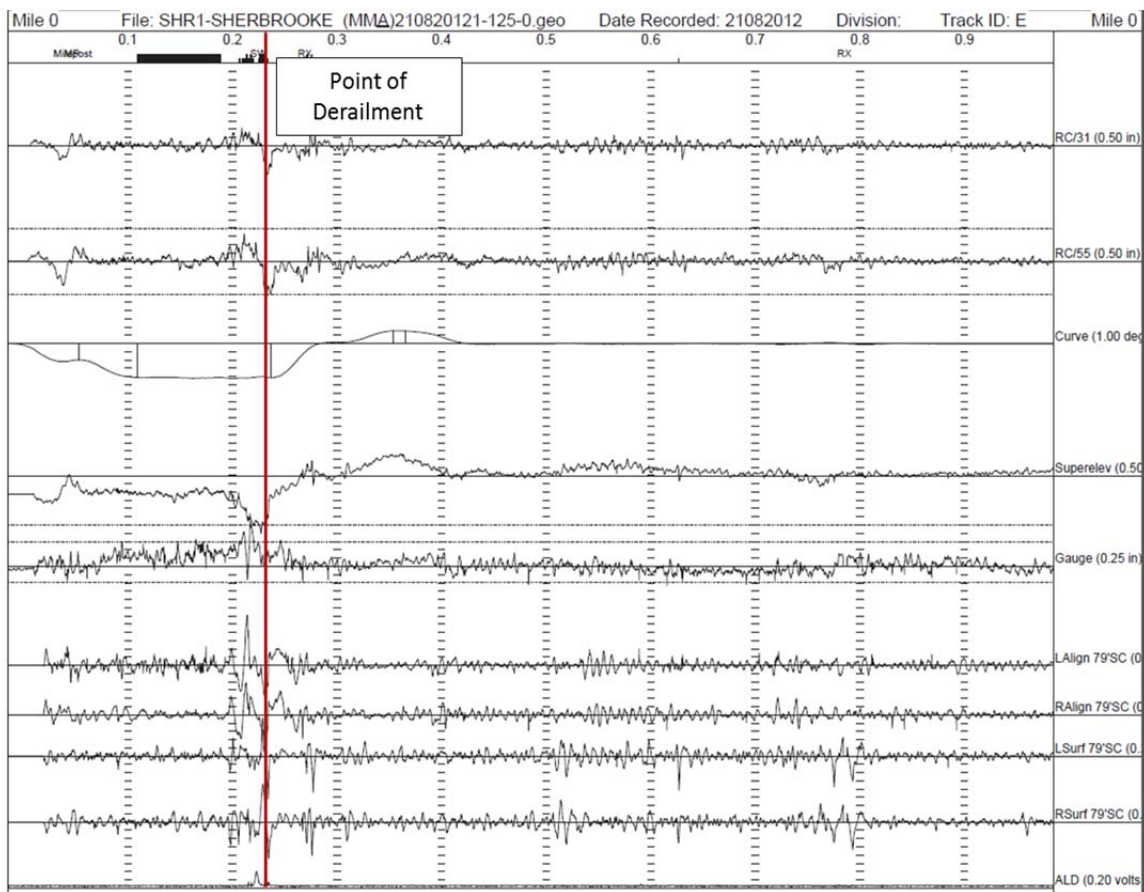


Figure 11: Enregistrement graphique de la géométrie de la voie le 21 août 2012



Figure 12: Section de voie avec courbe, aiguillage et défauts causés par des joints de rail affaiblis

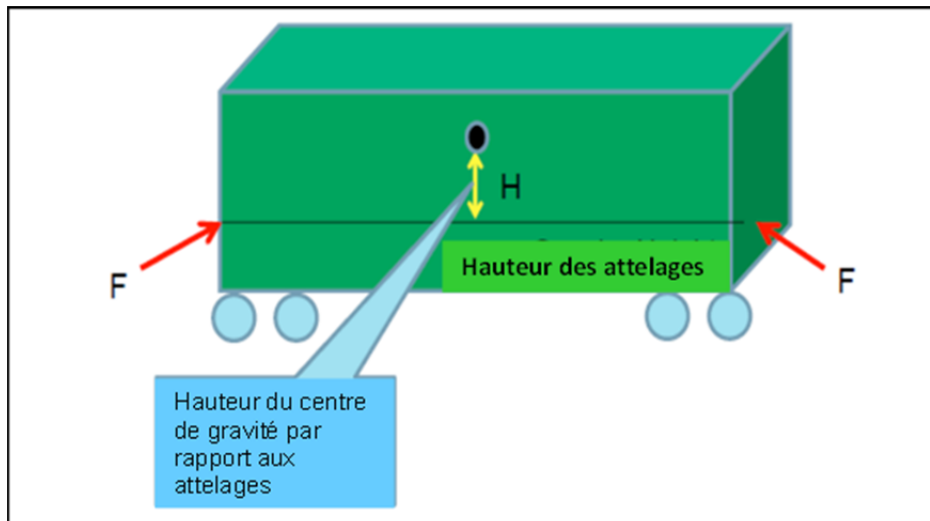


Figure 13: Décomposition de la force en-train dans le modèle de véhicule Vampire

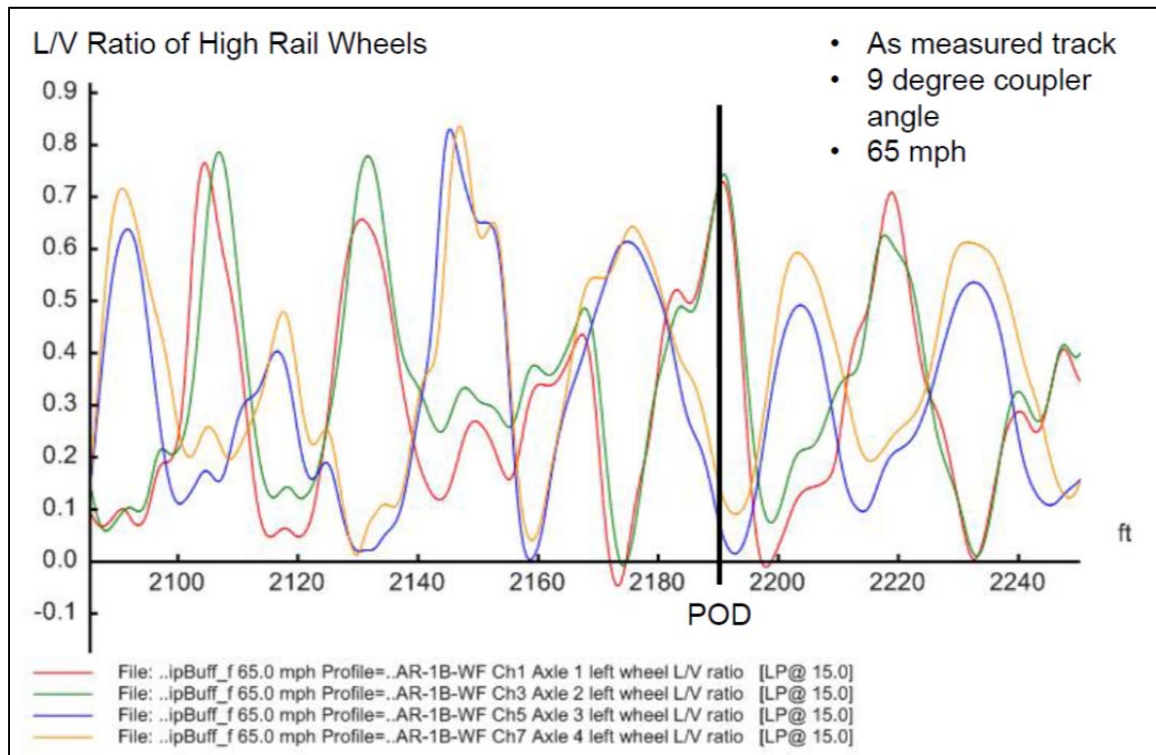


Figure 14: Rapports L/V de roue dans le cas 1: MeasuredTrack_9DegF100V65

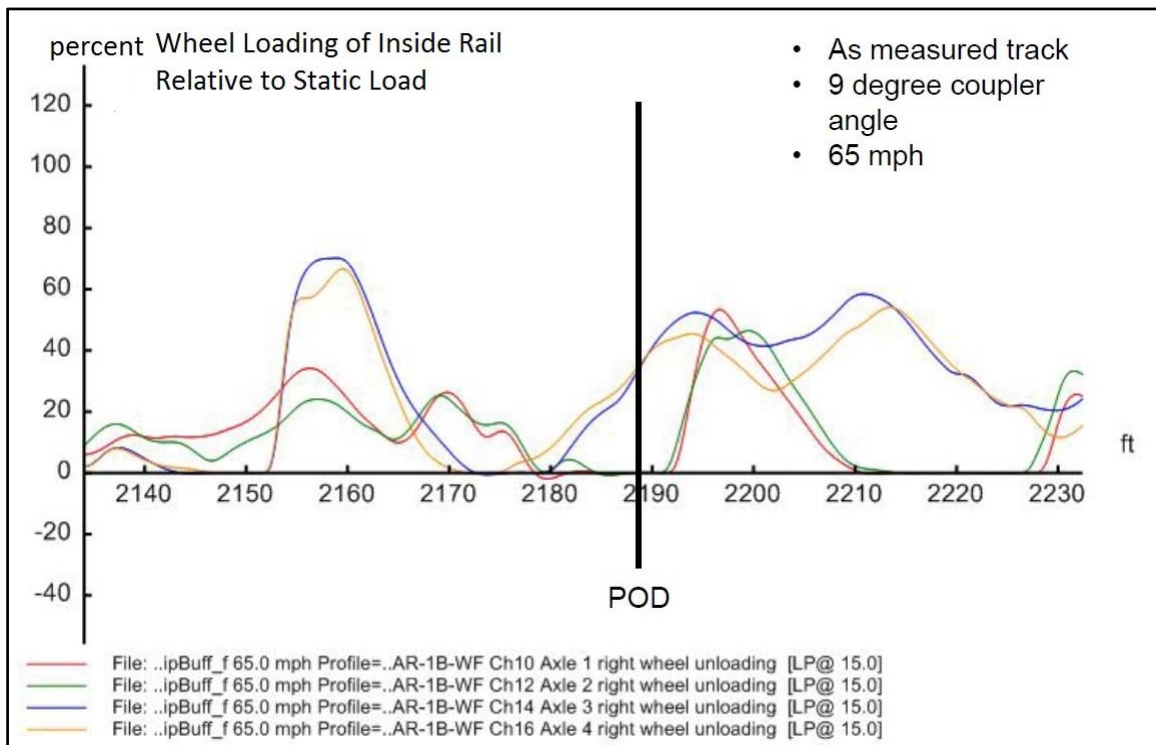


Figure 15: Pourcentage de charge des roues dans le cas 1: MeasuredTrack_9DegF100V65

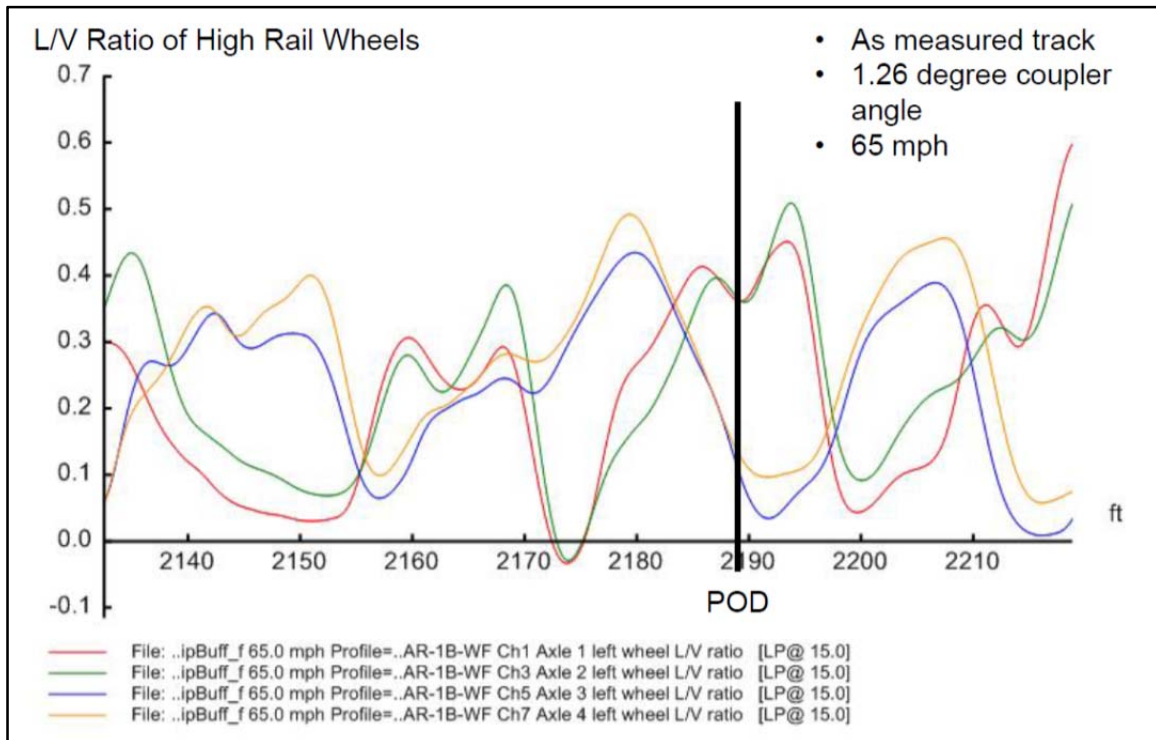


Figure 16: Rapports L/V de roue dans le cas 2: MeasuredTrack_1p26DegF100V65

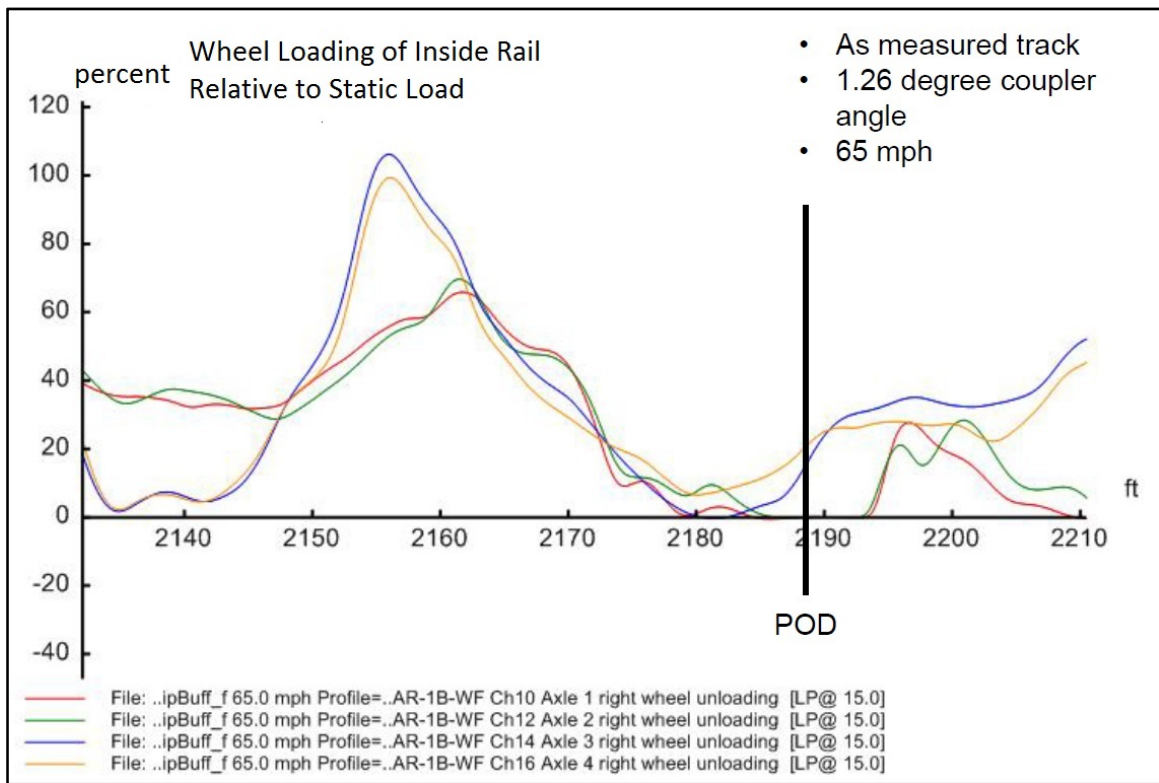


Figure 17: Pourcentage de charge des roues dans le cas 2: MeasuredTrack_1p26DegF100V65

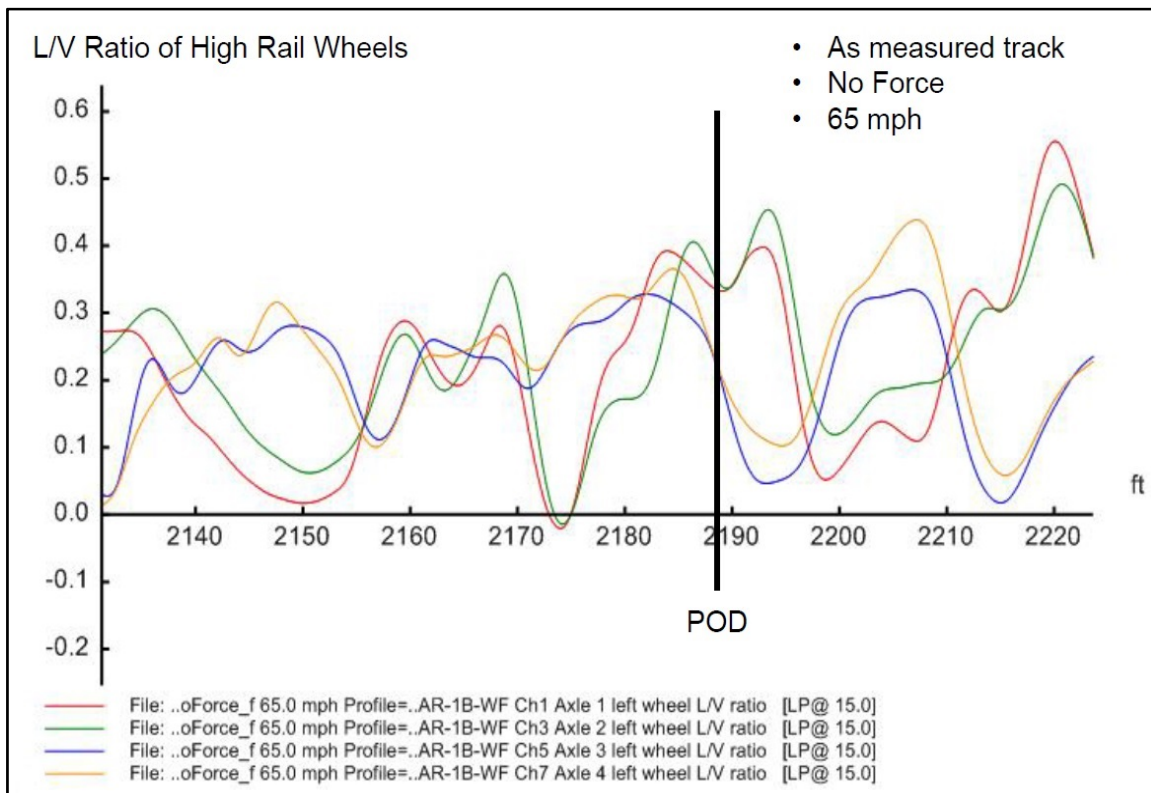


Figure 18: Rapports L/V de roue dans le cas 3: MeasuredTrack_NoForceV65

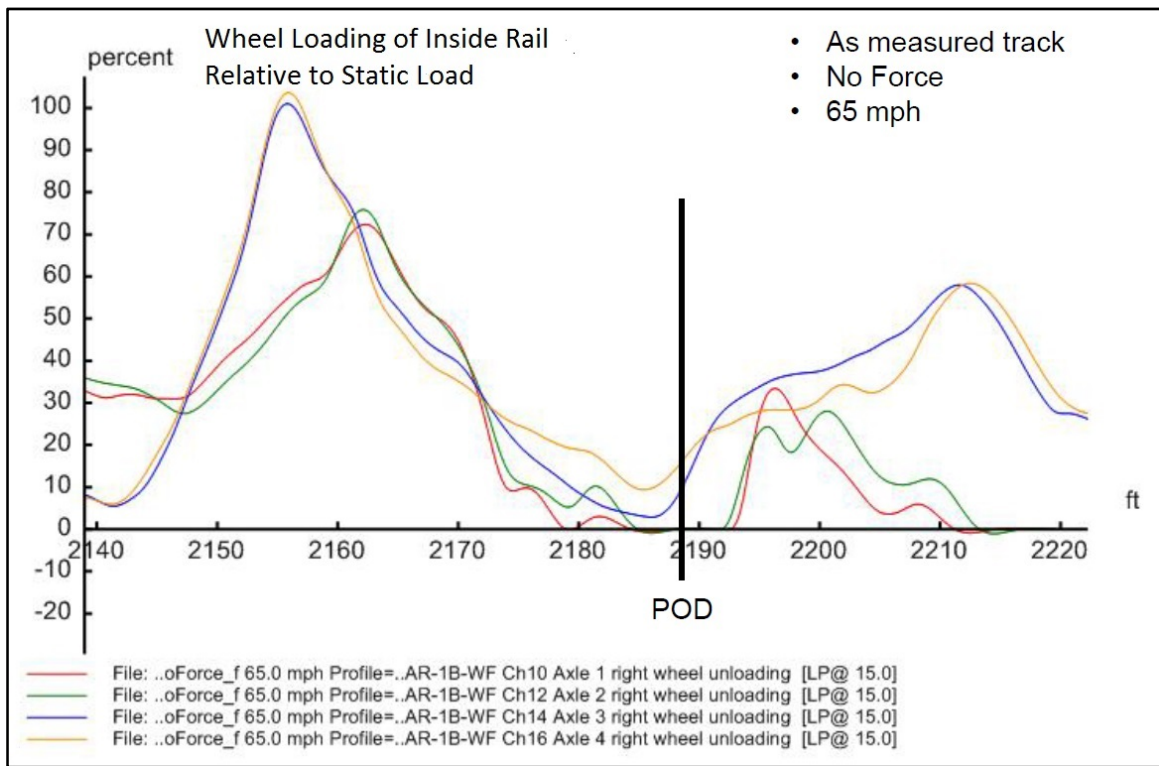


Figure 19: Pourcentage de charge des roues dans le cas 3: MeasuredTrack_NoForceV65

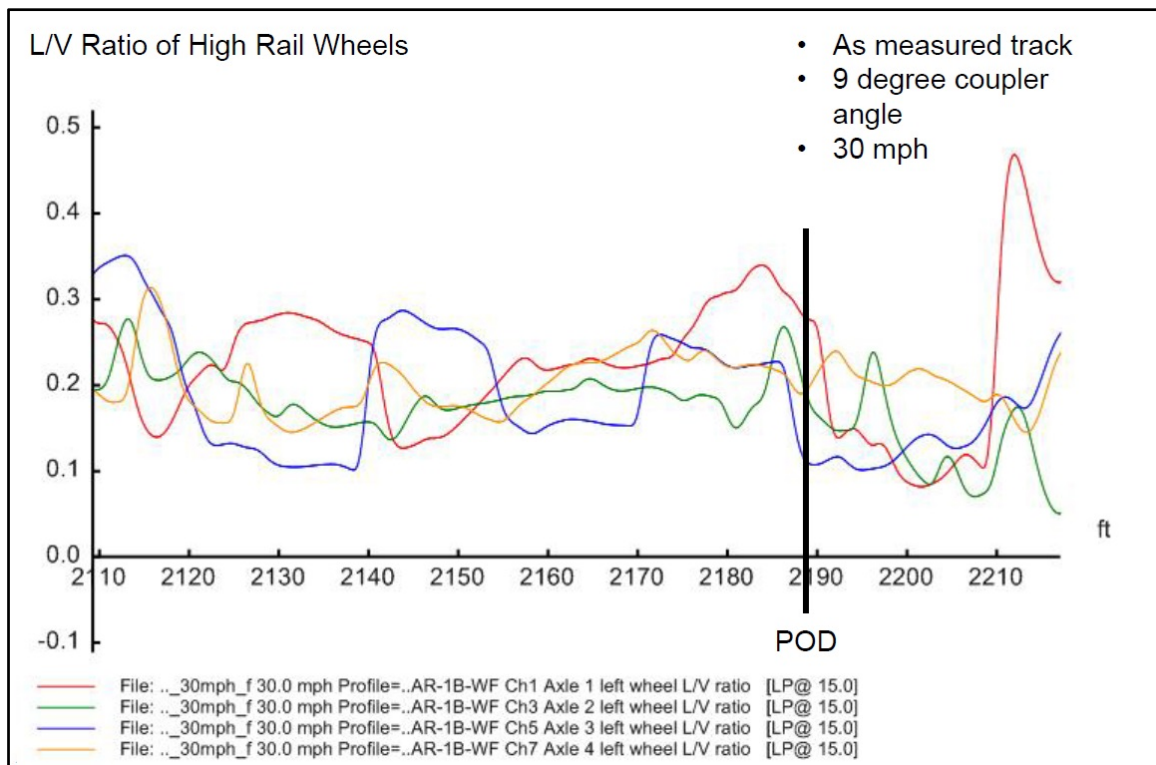


Figure 20: Rapports L/V de roue dans le cas 4: MeasuredTrack_9DegF100V30

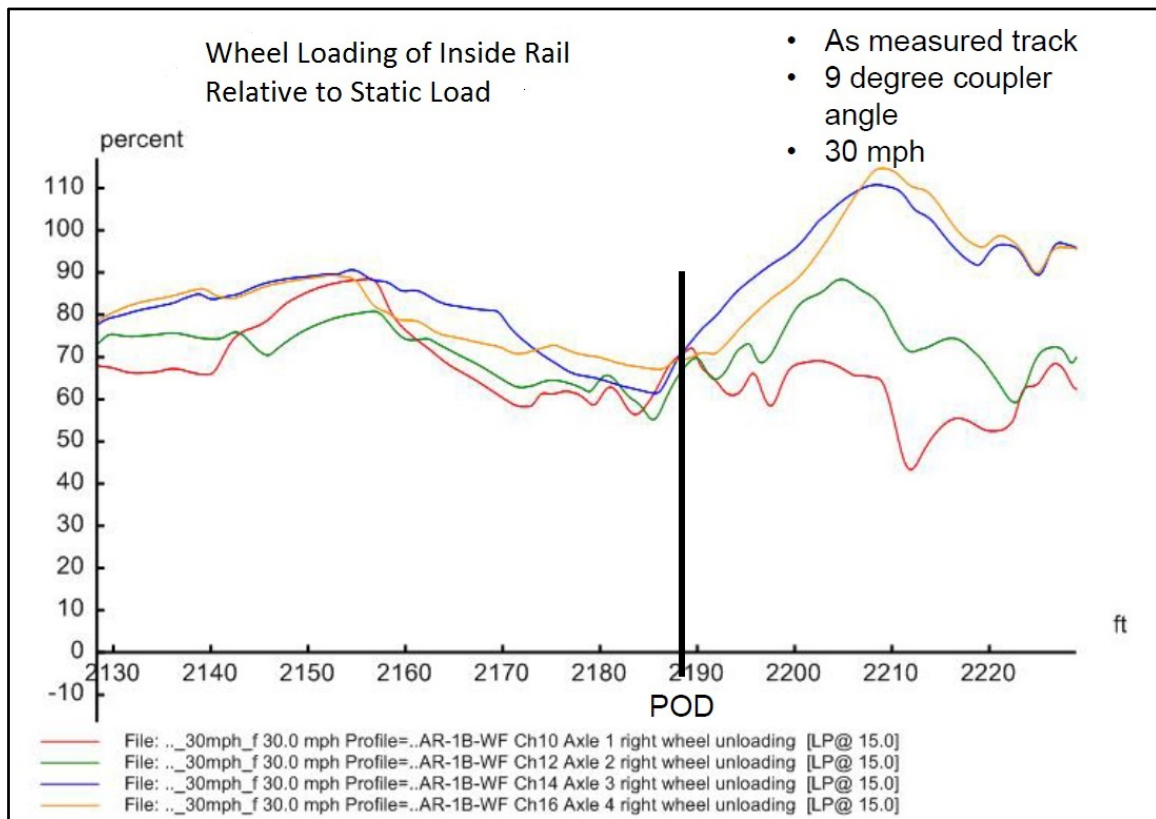


Figure 21: Pourcentage de charge des roues dans le cas 4: MeasuredTrack_9DegF100V30

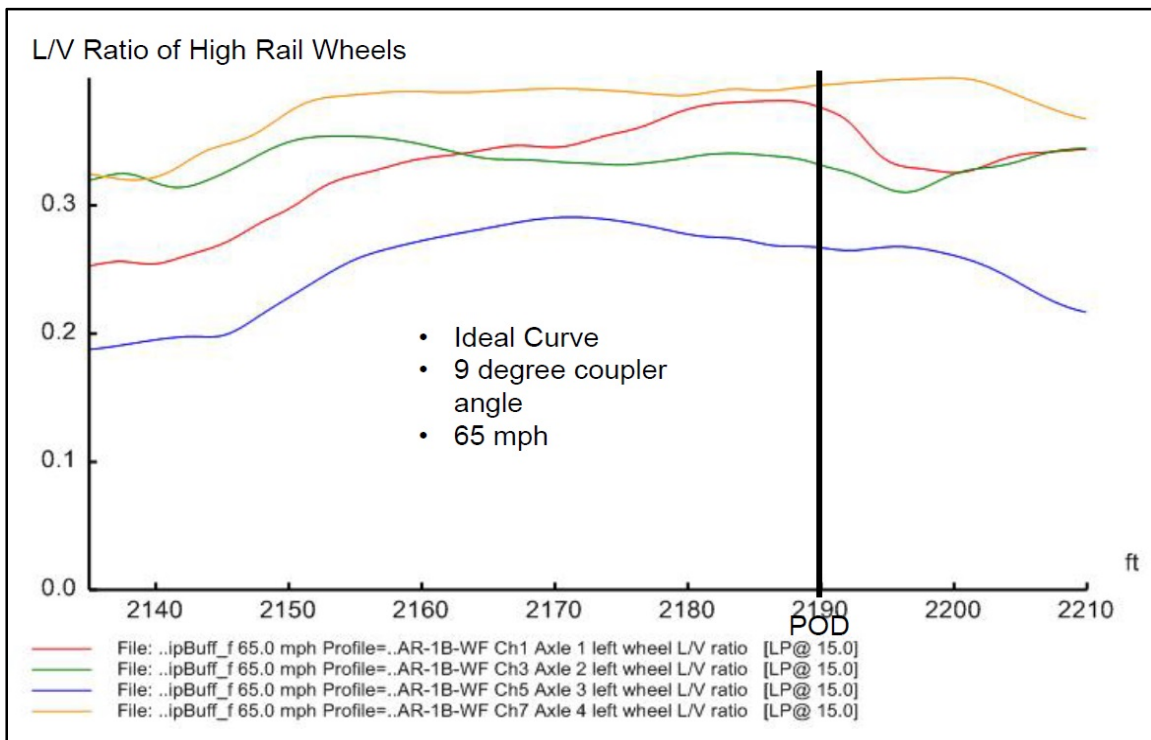


Figure 22: Rapports L/V de roue dans le cas 5: IdealCurve_9DegF100V65

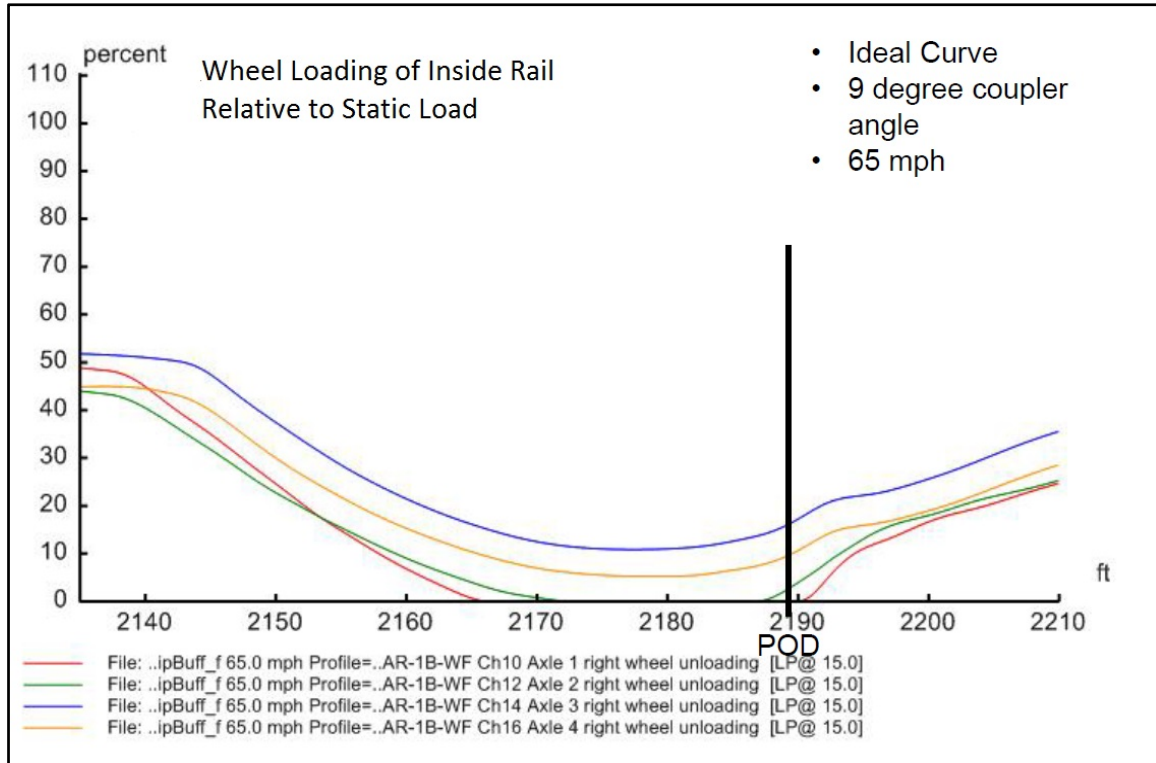


Figure 23: Pourcentage de charge des roues dans le cas 5: IdealCurve_9DegF100V65

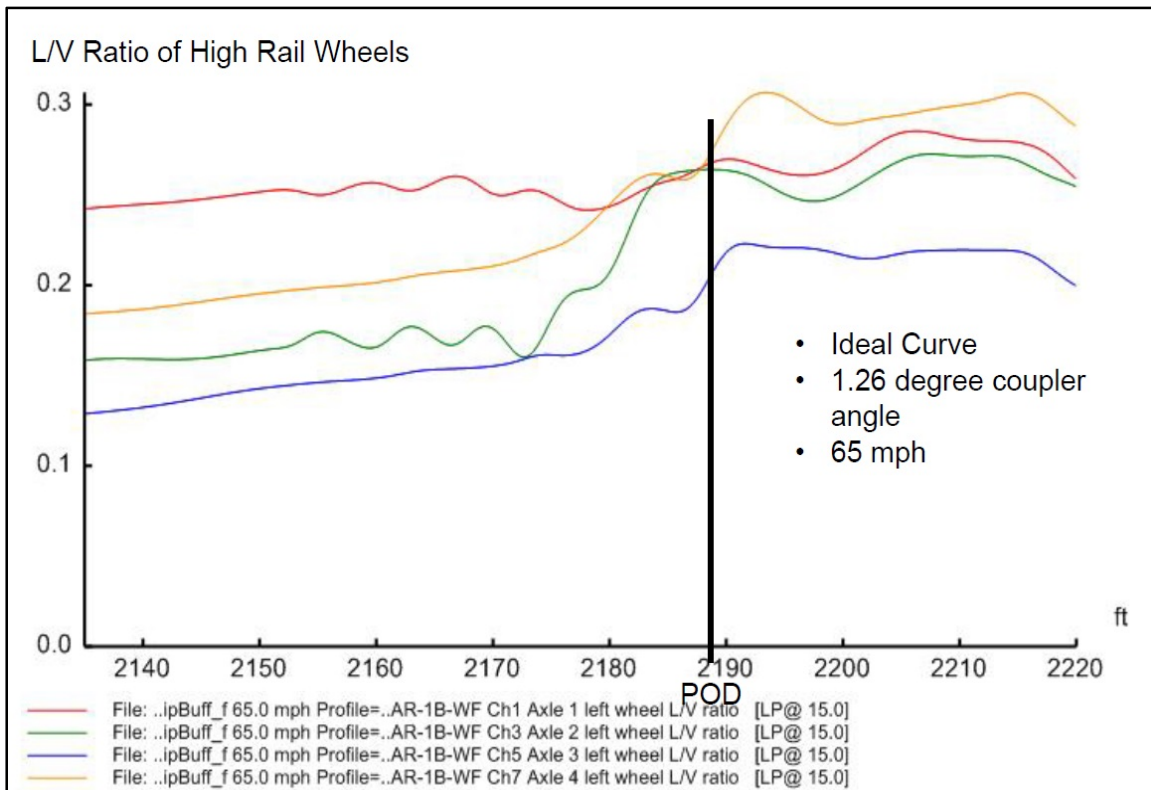


Figure 24 : Rapports L/V de roue dans le cas 6: IdealCurve_1p26DegF100V65

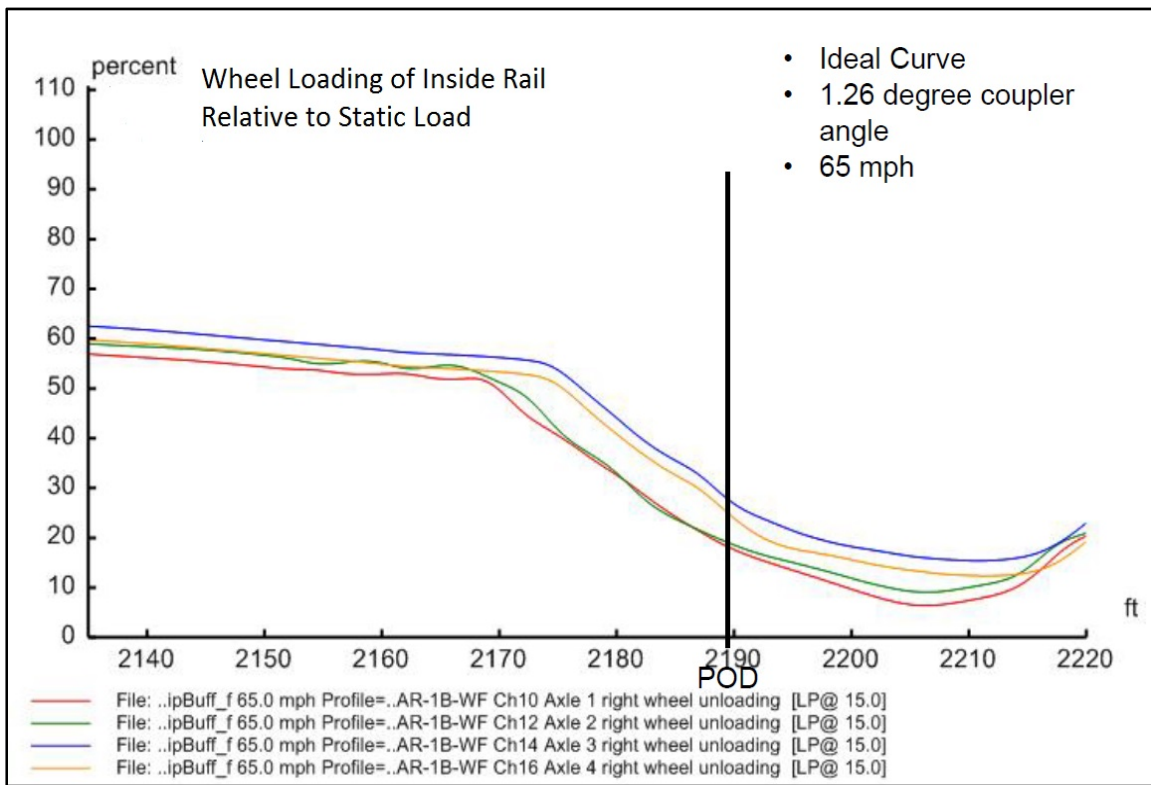


Figure 25: Pourcentage de charge des roues dans le cas 6: IdealCurve_1p26DegF100V65

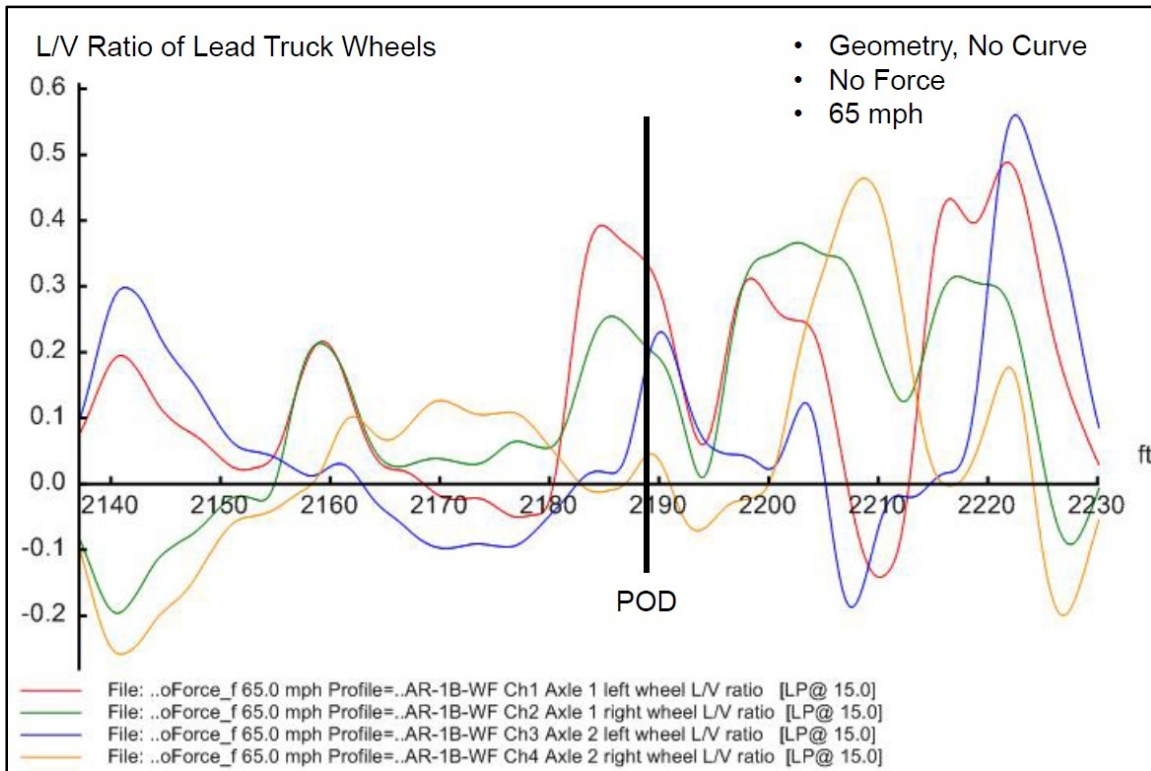


Figure 26: Rapports L/V de roue dans le cas 8: TrackGeomOnly_NoCurve_NoFV65

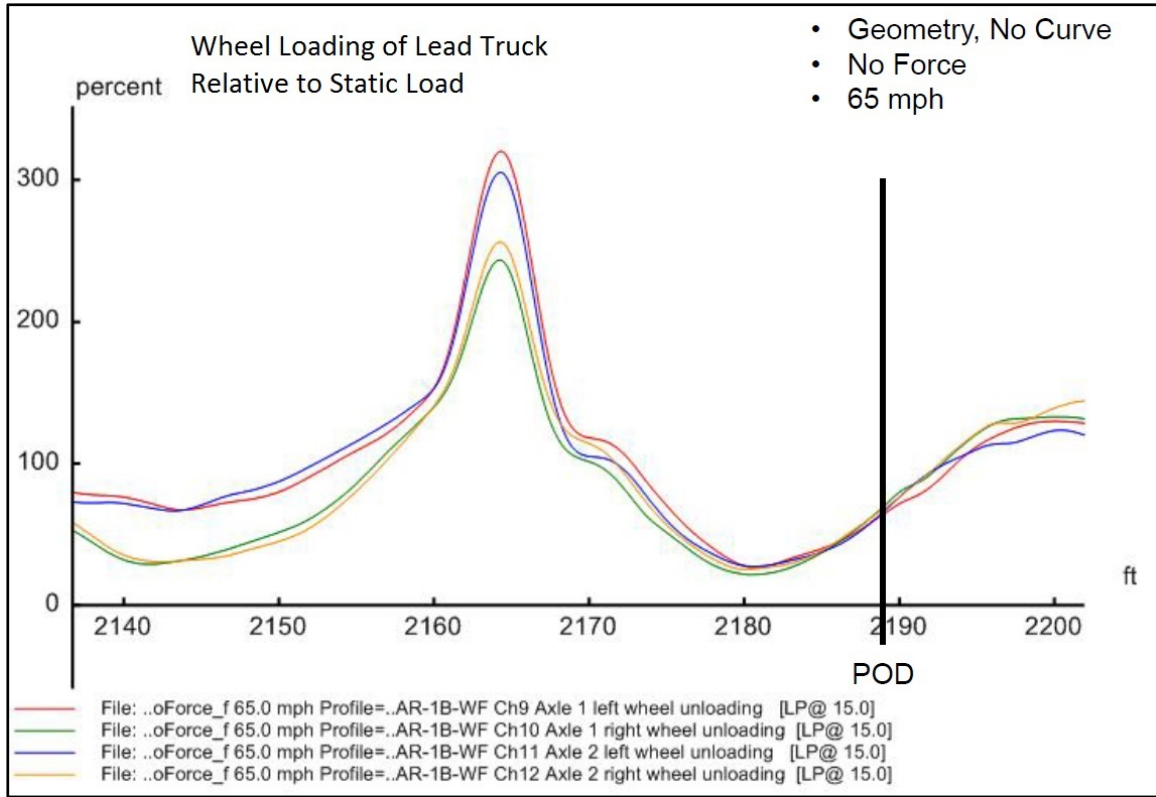


Figure 27: Pourcentage de charge des roues dans le cas 8:TrackGeomOnly_NoCurve_NoFV65

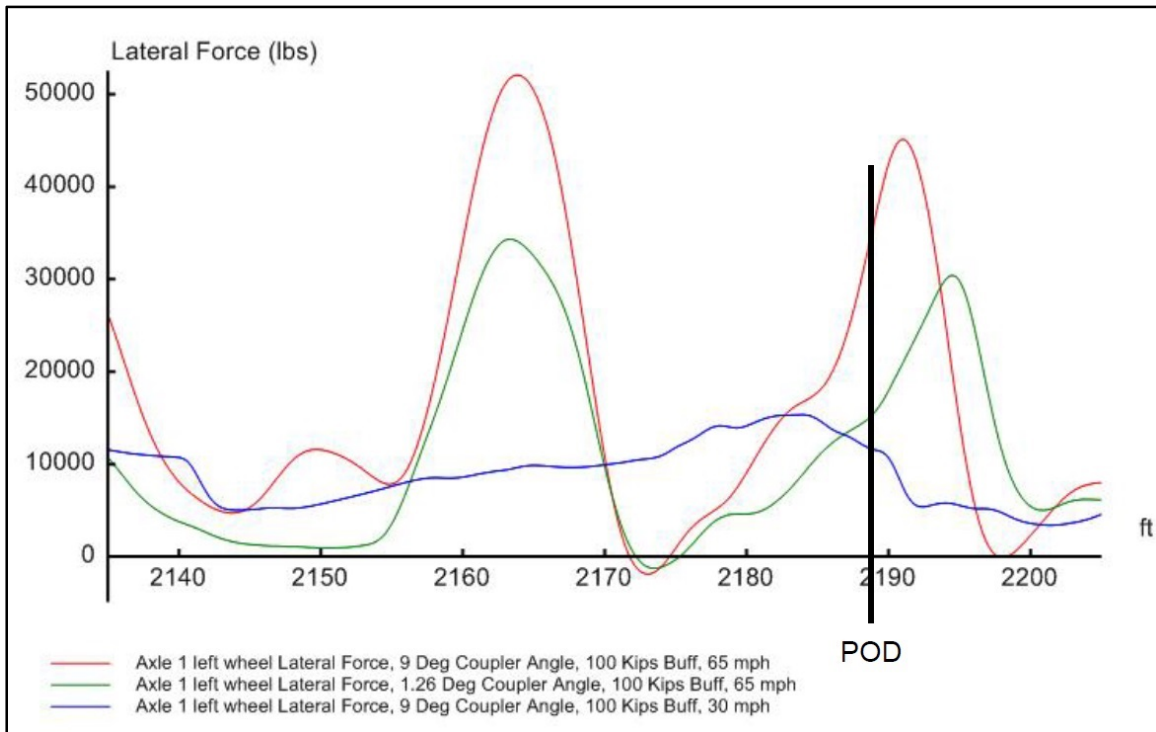


Figure 28: Exemple de force latérale appliquée à la roue gauche de l'essieu de tête dans les cas 1, 2 et 4

Appendix A: Défauts de géométrie de la voie à proximité du PDD

CANADIAN PACIFIC RAILWAY

TRACK EVALUATION CAR

Priority Defect Report

Date Tested: August 21, 2012

Subdivision Number: SHR1

Subdivision Name: SHERBROOKE (MM&A)

Engineering Services

DEF NO.	DEF P/U NAME	T/B C/E	FROM MLGE/FT	TO MLG/FT	LENGTH FT	MAX VAL	SPEED FRT/PAS
2396	P W GA	C	45.0 + 72	45.0 + 66	5	0 3/4"	
2397	P W GA	C	44.9 + 440	44.9 + 424	15	0 7/8"	
2398	P W GA	C	44.9 + 403	44.9 + 390	12	0 7/8"	
2399	P W GA	C	44.9 + 173	44.9 + 170	2	0 3/4"	
2400	P W GA	C	44.9 + 28	44.9 + 25	2	0 3/4"	
2401	P W GA	C	44.8 + 516	44.8 + 511	4	0 3/4"	
2402	P W GA	C	44.8 + 483	44.8 + 473	11	0 7/8"	
2403	P W GA	C	44.8 + 440	44.8 + 431	8	0 7/8"	
2404	P W GA	B	44.5 + 29	44.5 + 27	2	0 3/4"	
2405	P W GA	B	43.5 + 152	43.5 + 115	36	1 "	
2406	P W GA	B	43.5 + 90	43.5 + 81	9	0 7/8"	
2407	U AL/31	C	42.3 + 317	42.3 + 300	7	1 3/8"	25 30
2408	P*AL/31	C	42.3 + 318	42.3 + 255	19	1 1/4"	
2409	P W GA	C	41.8 + 161	41.8 + 158	3	0 3/4"	
2410	P W GA	C	41.8 + 16	41.8 + 8	7	0 7/8"	
2411	P W GA	C	41.7 + 518	41.7 + 507	10	0 7/8"	
2412	P W GA	C	41.7 + 382	41.7 + 379	3	0 3/4"	
2413	P W GA	C	41.7 + 305	41.7 + 296	10	0 3/4"	
2414	P W GA	C	41.7 + 179	41.7 + 171	7	0 3/4"	
2415	P*W GA	C	41.6 + 238	41.6 + 212	24	1 1/8"	
2416	P RC/20	C	41.6 + 206	41.6 + 201	5	1 1/8"	
2417	P R31 NR	C	41.6 + 190	41.6 + 184	7	1 5/8"	
2418	P W GA	C	41.6 + 198	41.6 + 187	6	0 7/8"	
2419	P W GA	C	41.6 + 161	41.6 + 155	7	0 7/8"	
2420	P W GA	C	40.7 + 373	40.7 + 370	2	0 3/4"	
2421	P*SPXLV	E	40.4 + 375	40.4 + 366	9	1 1/4"	
2422	P RC/20	E	40.4 + 350	40.4 + 349	2	1 1/8"	
2423	P*SPXLV	E	40.4 + 353	40.4 + 349	4	1 1/8"	
2424	P*SPXLV	E	40.4 + 346	40.4 + 338	7	1 1/8"	
2425	P RC/20	E	40.4 + 324	40.4 + 321	3	1 "	
2426	P SPXLV	E	40.4 + 330	40.4 + 321	8	1 1/8"	
2427	P*SPXLV	B	40.4 + 20	40.4 + 0	20	1 1/8"	
2428	P W GA	T	39.3 + 442	39.3 + 425	16	1 "	
2429	P*SPXLV	E	38.3 + 272	38.3 + 269	3	1 1/4"	
2430	P RC/20	E	38.3 + 272	38.3 + 257	15	1 3/8"	
2431	P*SPXLV	E	38.3 + 255	38.3 + 247	8	1 1/4"	
2432	Not Valid						
2433	P*AL/31	E	38.2 + 333	38.2 + 328	5	1 1/4"	
2434	P*W GA	E	38.2 + 334	38.2 + 322	12	1 1/8"	
2435	P RC/GA	E	38.2 + 322	38.2 + 310	11	1 3/4"	
2436	Not Valid						
2437	P RC/GA	E	38.2 + 305	38.2 + 302	3	1 1/8"	
2438	P AL/62	E	38.2 + 333	38.2 + 310	9	1 3/4"	
2439	Not Valid						
2440	Not Valid						
2441	P RC/GA	E	38.2 + 299	38.2 + 297	2	1 1/8"	
2444	Not Valid						
2442	P RC/20	E	38.2 + 310	38.2 + 291	20	1 7/8"	

Page 52

DEF NO.	DEF P/U NAME	T/B C/E	FROM MLGE/FT	TO MLG/FT	LENGTH FT	MAX VAL	SPEED FRT/PAS
2886	U RC/55	T	3.5 + 32	3.5 + 28	5	2 "	10 15
2887	P*RC/55	T	3.5 + 28	3.5 + 21	6	2 "	
2885	P RC/62	T	3.5 + 24	3.5 + 20	5	2 "	
2888	P RC/62	T	3.5 + 13	3.5 + 7	6	2 "	
2889	U RC/62	T	3.5 + 20	3.4 + 522	19	2 1/4"	10 15
2890	P RV ELV	E	3.4 + 499	3.4 + 498	2	1 5/8"	
2891	P RC/62	E	3.4 + 499	3.4 + 498	2	1 7/8"	
2892	P RV ELV	E	3.4 + 482	3.4 + 477	5	1 3/8"	
2893	P RV ELV	E	3.4 + 451	3.4 + 443	8	1 3/4"	
2894	P RC/20	E	3.4 + 442	3.4 + 440	2	1 "	
2895	P*SPXLV	E	3.4 + 442	3.4 + 434	8	1 1/8"	
2896	P RV ELV	E	3.4 + 431	3.4 + 423	8	1 3/4"	
2897	U RV ELV	E	3.4 + 443	3.4 + 431	13	2 "	25 30
2898	P RC/20	E	3.4 + 418	3.4 + 416	2	1 "	
2899	P*SPXLV	E	3.4 + 418	3.4 + 407	11	1 1/8"	
2900	P*SPXLV	E	3.4 + 400	3.4 + 395	3	1 1/8"	
2901	P RV ELV	E	3.4 + 379	3.4 + 378	2	1 1/4"	
2902	P SPXLV	E	3.1 + 448	3.1 + 446	2	1 1/8"	
2903	P*SPXLV	E	3.1 + 430	3.1 + 422	7	1 1/4"	
2904	P*SPXLV	E	3.1 + 421	3.1 + 416	4	1 1/4"	
2905	P SPXLV	E	3.1 + 413	3.1 + 403	9	1 1/8"	
2906	U SPXLV	E	3.1 + 422	3.1 + 413	6	1 1/4"	25 30
2907	P RC/62	E	3.1 + 419	3.1 + 392	27	2 "	
2908	P W GA	B	2.8 + 422	2.8 + 409	11	0 7/8"	
2909	P RC/20	B	2.8 + 356	2.8 + 353	3	1 1/8"	
2910	P SPXLV	B	2.8 + 358	2.8 + 353	4	1 1/8"	
2911	P SPXLV	B	2.8 + 347	2.8 + 345	2	1 "	
2912	P R31 SR	B	2.8 + 342	2.8 + 340	3	1 7/8"	
2913	P RC/20	B	2.8 + 337	2.8 + 334	3	1 1/8"	
2914	P SPXLV	B	2.8 + 340	2.8 + 332	8	1 1/8"	
2915	P RC/20	B	2.8 + 332	2.8 + 319	12	1 5/8"	
2916	P*SPXLV	B	2.8 + 316	2.8 + 311	4	1 1/4"	
2917	U SPXLV	B	2.8 + 332	2.8 + 316	16	1 3/4"	10 15
2918	P W GA	E	2.3 + 84	2.3 + 81	2	0 3/4"	
2919	P W GA	E	2.3 + 42	2.3 + 39	2	0 7/8"	
2920	P W GA	C	2.2 + 210	2.2 + 197	12	1 "	
2921	P SPXLV	E	1.8 + 321	1.8 + 320	2	1 "	
2922	P S22 NR	E	1.3 + 418	1.3 + 414	3	1 1/8"	
2923	P S22 NR	E	0.2 + 402	0.2 + 400	2	1 "	
2924	P*SPXLV	E	0.2 + 399	0.2 + 397	2	1 1/4"	
2925	U SPXLV	E	0.2 + 402	0.2 + 399	3	1 1/2"	25 30
2926	P*SPXLV	E	0.2 + 384	0.2 + 380	4	1 1/4"	
2927	U SPXLV	E	0.2 + 380	0.2 + 376	4	1 3/8"	25 30

DEF NO.	DEF P/U NAME	T/B C/E	FROM MLGE/FT	TO MLG/FT	LENGTH FT	MAX VAL	SPEED FRT/PAS
2928	P W GA	E	0.2 + 244	0.2 + 241	3	0 3/4"	
2929	P RC/62	C	0.2 + 175	0.2 + 173	2	1 3/4"	
2930	P RC/62	C	0.2 + 168	0.2 + 163	5	2 "	
2931	P RC/20	C	0.2 + 181	0.2 + 162	19	1 3/8"	
2932	P R31 NR	C	0.2 + 157	0.2 + 154	3	1 7/8"	
2933	P RC/62	C	0.2 + 156	0.2 + 152	4	2 "	
2934	P*R31 SR	C	0.2 + 153	0.2 + 151	2	2 "	
2935	P AL/62	C	0.2 + 162	0.2 + 159	3	1 1/2"	
2936	U AL/RC	T	0.2 + 156	0.2 + 152	4	1 "	25 30
2937	P R31 NR	C	0.2 + 150	0.2 + 147	2	2 "	
2938	U R31 NR	C	0.2 + 154	0.2 + 150	4	2 1/4"	25 30
2939	U R31 SR	C	0.2 + 151	0.2 + 148	3	2 1/4"	25 30
2940	P RC/62	C	0.2 + 138	0.2 + 130	7	2 "	
2941	U RC/62	C	0.2 + 163	0.2 + 136	16	2 3/8"	10 15
2942	P*W GA	C	0.2 + 105	0.2 + 92	13	1 1/4"	
2943	U W GA	C	0.2 + 94	0.2 + 88	5	1 3/8"	10 15
2944	P*W GA	C	0.2 + 88	0.2 + 86	2	1 1/4"	
2945	P RC/GA	C	0.2 + 78	0.2 + 71	7	1 5/8"	
2946	P AL/31	C	0.2 + 75	0.2 + 72	3	1 1/8"	
2947	U AL/62	C	0.2 + 76	0.2 + 68	8	2 1/8"	25 30
2948	P*AL/62	C	0.2 + 77	0.2 + 66	3	1 3/4"	
2949	P RC/GA	C	0.2 + 58	0.2 + 51	5	1 1/2"	
2950	P W GA	C	0.2 + 64	0.2 + 33	22	1 "	
2951	U DS SPD	C	0.1 + 466	0.1 + 49	418		38 38

Subdivision: SHERBROOKE (MM&A) End of Split Split 0 totals
From Mp: 45.00 To Mp: 0.01

Priority defects for this Split

W GA	= 166	SPXLV	= 99	RC/20	= 79	D ELV	= 10
S22 SR	= 9	RC/GA	= 11	R31 SR	= 14	RC/62	= 32
S22 NR	= 16	RC/55	= 6	R31 NR	= 14	AL/31	= 8
AL/62	= 3	RV ELV	= 5	OV ELV	= 1	AE	= 8

Total Priority defects for this Split: 481

Urgent defects for this Split

W GA	= 3	SPXLV	= 23	D ELV	= 1	N GA	= 2
R31 SR	= 3	RC/62	= 10	RC/55	= 4	R31 NR	= 4
DS SPD	= 2	AL/31	= 2	AL/62	= 1	RV ELV	= 2
RRXL	= 1	S62 NR	= 1	AL/RC	= 1		

Total Urgent defects for this Split: 60

DEF	DEF	T/B	FROM	TO	LENGTH	SPEED
NO.	P/U NAME	C/E	MLGE/FT	MLG/FT	FT	MAX VAL

Total Defects(PRIORITY and URGENT) for this Split:
 Total Defects = 541 Average Defects per Mile = 12.03
 Gauge OVER 1/2 inch: 19734 FT
 Gauge PRIORITY Defect Total: 3106 FT/ 177
 Gauge URGENT Defect Total: 63 FT/ 5
 Gauge RELATED Defects U and P (TOTAL): = 182
 Surface RELATED Defects U and P (TOTAL): = 61
 X-level RELATED Defects U and P (TOTAL): = 284
 Split Index Surf Rough: 47
 Split Index Crosslevel: 12

Appendix B: Données d'UMLER concernant un wagon-citerne représentatif

Umler Equipment Management Information System

[Display Unit Report](#)

Equipment ID: TILX0000316547

Equipment Group: TANK

Date and Time: 07/13/2013 - 11:17:21 AM EDT

Flags Legend

Mandatory Value	●
ETC-Gen	▲
Rating	■

General

Element Name	ID	Flags	DB Value	Formatted Value	Conflict
Status Code	USCD	●	A	A - ACTIVE	
Mechanical Designation	UMMD	●▲	T	T - Tank	
Equipment Type Code	UMET		T108	T108	
Built Date	BLDT	●■	Confidential	Confidential	
Tank Built Date	A298		Confidential	Confidential	
Orig Cert of Constr Nbr	A183	●	Confidential	Confidential	
Rebuilt / ILS Date	RBDT		Confidential	Confidential	
Rebuilt Flag	RBFL		Confidential	Confidential	
Owner	UMOW	●	TILX	TILX	
Lessee	LESE				
Maintenance Party	MNPT		TILX	TILX	
Mark Owner Category	B201		B	B - US Private	
Prior Equipment ID	PRID				
Last Update Date	B122		20120319	03/19/2012	
Equipment Add Date	B082		20110628	06/28/2011	
Status Change Reason	USCR		M	M - Movement	
Status Change Date	USCT		20120103	01/03/2012	
Extended Service	A096	●	E	E - Built new from July 1,1974, Qualified for 50 Years Service	
End of Service Date	B078		Confidential	Confidential	
Equipment Identification	EINN		0009686431	0009686431	
EIN Duplication Flag	B074				
Info Conflict Status	B355				
Conflict Status	B050	■			
Date of Original Conflict	B053				
Next Conflict Status	B135				
Notice Indicator	B137				
Conflict Status Next Date	B062				
Rate indicator	A070	■	2	2 - Private Mileage Rate	
Private Zero Rate	B150	■			
First Movement Date	USAT		20120102	01/02/2012	
Equipment Add Company	B063				
Registration Reason	B174		N	N - New	
Restencil Program Ind	B177				

Weight

Element Name	ID	Flags	DB Value	Formatted Value	Conflict
Gross Rail Load/Weight	A266	●■	263000	263000 lb	
Tare Weight	A259	●	66400	66400 lb	
Load Limit	LDLT	●■	196600	196600 lb	
Weighing Status	A289	●	A	A - Actual	
Weighing Date	A288		20111230	12/30/2011	
Gallorage Capacity	A297	▲	30200	30200 usgl	
Star Code	A247	■			
Qual for Inc GRL	B344				
Commodity Load Restrict	B343				

Dimension

Element Name	ID	Flags	DB Value	Formatted Value	Conflict
Plate Code	A046	●■	C	C - Plate Code C	
Outside Length	OSLG	●■	713	59 ft 5 in	
Outside Extreme Width	A186	●■	128	10 ft 8 in	
Outside Extreme Height	A185	●■	186	15 ft 6 in	
Outside Height Extr Width	A187	●■	98	8 ft 2 in	
Truck Center Length	A276	■	550	45 ft 10 in	

Specification

Element Name	ID	Flags	DB Value	Formatted Value	Conflict
--------------	----	-------	----------	-----------------	----------

Page 1 of 4

RAILINC Umler		Equipment Management Information System			
Truck Count	B256		2	2	
Axle Count	A024	●	4	4	
Wheel Bearing Type	B191	●	R	R - Roller	
Bearing Shielded from HBD	B021		Y	Y - Yes	
Brake Shoe Type	B026	●	H	H - High Friction Composite	
CC Side Bearing Type	A146		LC	LC - Long Travel Constant Contact	
Empty/Load Device Eqpd	B075		Y	Y - Yes	
High Speed Design	B109				
Remote Monitoring Device	B176				
AEI High Temperature Tag	B006				
Compartment Count	A052	●	1	1	
Connected Unit Count	A020	●			
Intermediate Conn Style	B115				
Operating Brakes	A182				
ECP Brake Type	B327				
ECP Brake Builder	B328				
Equipment Builder	A035		TRIN	TRIN - Trinity	
Builder Lot Code	B030		Confidential	Confidential	
Built Country	B031		Confidential	Confidential	
Rebuilt Country	B170				
FRA Reflectorization	B096				
Tank Major Class	B207	●	10	10 - General Service Carbon Steel Tank Welded or Riveted Includes Rubber Lined	
Design Shipping Cont Spec	A072		111A100W1	111A100W1 - DOT 111A100W1	
Stenciled Shipping Spec	A237	●	111A100W1	111A100W1 - Major Class 10/18 - DOT 111A100W1	
Stub Sill Design Type	A251		TRN023	TRN023 - TRN023 Stub Sill Design	
Tank Lining Material	A315				
Tank Head Thickness	A255		0.4375	0.4375 9.9999 in	
Tank Head Mat Spec	A254	●	51670	51670 - ASTM A516, Gr. 70	
Tank Head Material Norm	B203		N	N - No	
Tank Shell Mat Spec	A257	●	128B	128B - AAR TC128, Gr. B	
Tank Shell Thickness	A258		0.4375	0.4375 9.9999 in	
TankShell Material Norm	B208		N	N - No	
Coil Material	X111				
Coils Exterior/Interior	X109				
Head Protection Thickness	B105				
Head Protection Type	A118		U	U - Unequipped	
Tank Jacket Material	B204				
Insulation Type	A142				
Insulation Thickness	B259				
Bottom Outlet/Fitting Typ	A308	●	B	B - Bottom Outlet	
Bottom Outlet Count	B142		1	1	
Bottom Fitting Protection	A153		A	A - Level A > 1" Protusion	
Top Fittings Protection	A264	●	Y	Y - Equipped	
Safety Relief Device Cnt	A181		1	1	
Safety Relief Device Type	A230	●	V	V - Valve	
Safety Vent w/Surge Prot	A231	●	N	N - No	
PWHT Not Reworked	B280				
PWHT Re-stress Relieved	B279				
Year Tank Qualified	B240				
Tank Qualification Due	B241				
Thickness Qualified Year	B246				
Thickness Qualified Due	B247				
Service Equip Qualified	B242				
Service Equipment Due	B243				
Pressure Relief Qualified	B244				
Pressure Relief Due	B245				

Cost					
Element Name	ID	Flags	DB Value	Formatted Value	Conflict
Original Cost	A184		Confidential	Confidential	
Ledger Value	A150		Confidential	Confidential	
Total A&B	A003		Confidential	Confidential	

RAILINC Umler		Equipment Management Information System					
Ind for Pos/Neg Total A&B	A128		Confidential	Confidential			
Car Management							
Element Name	ID	Flags	DB Value	Formatted Value	Conflict		
Pool Number	P001		0000000	0000000			
Pool Control	TCPC						
User Routing Instructions	TCUR						
Umler Transportation Code	TCOD						
Transportation Cond Code	TCCD						
Mechanical Restriction	TCME						
Mech Restriction Reason	TCMR						
Sys Gen Routing Inst	TCGR	■					
Train Service							
Element Name	ID	Flags	DB Value	Formatted Value	Conflict		
286K Aprvd COC/FRA Waiver	B098						
Restricted Speed Empty	B180						
Restricted Speed Loaded	B181						
Shove car to rest	B189						
Shove adj. car to rest	B188						
Train Position Sensitive	B211						
End of Train Only	B277						
Check trailing tonnage	B044						
Curve Negotiate Exceptn	B178						
Miscellaneous							
Element Name	ID	Flags	DB Value	Formatted Value	Conflict		
Commercial Owner CIF	B049						
Commercial Lessee CIF	B048						
Umler Effective Date	EFDT		20110701	07/01/2011			
Inspection Due Dates							
Element Name	ID	Flags	DB Value	Formatted Value	Conflict		
ABT 12-Month Due Date	DU13		20121130	11/30/2012			
ABT 5/8-Year Due Date	DU58		20191230	12/30/2019			
Inspection Air Brake Test (ABT)							
Element Name	ID	Flags	DB Value	Formatted Value	Conflict		
Inspection Date Done	DTDN		20111130	11/30/2011			
Inspection Performer	PERF		TILX	TILX			
Inspection Reporter	REPT		TILX	TILX			
Location/SPLC	SPLC		921942000	921942000			
Inspection Reflectorization Event (REF)							
Element Name	ID	Flags	DB Value	Formatted Value	Conflict		
Inspection Date Done	DTDN		20111130	11/30/2011			
Inspection Performer	PERF		TILX	TILX			
Inspection Reporter	REPT		TILX	TILX			
Location/SPLC	SPLC		921942000	921942000			
Component Flat View							
Element Name	Loc	ID	Flags	DB Value	Formatted Value	Conflict	Comp.
Axles Spacing Distance	01	B020	● ■	70	70 - 70 Inches in		AXLESPACE
Axles Spacing Distance	02	B020	● ■	70	70 - 70 Inches in		AXLESPACE
Truck Axle Count	B	B252		2	2		TRUCK
Truck Axle Count	A	B252		2	2		TRUCK
Journal Size	B	A147	● ■	K	K - 6-1/ 2X 9		TRUCK
Journal Size	A	A147	● ■	K	K - 6-1/ 2X 9		TRUCK
Wheel Diameter	B	A294	● ■	36	36 - 36 Inches		TRUCK
Wheel Diameter	A	A294	● ■	36	36 - 36 Inches		TRUCK
Stability Device Equipped	B	B199	■				TRUCK
Stability Device Equipped	A	B199	■				TRUCK

RAILINC Umler Equipment Management Information System

Coupler Code	B	A057		SE60EE	SE60EE - Type E (Rule 16) - SE60EE		DRAFTSYS
Coupler Code	A	A057		SBE60EE	SBE60EE - Type E (Rule 16) - SBE60EE		DRAFTSYS
Coupler Style	B	B058	● ●	D	D - Double Shelf		DRAFTSYS
Coupler Style	A	B058	● ●	D	D - Double Shelf		DRAFTSYS
Inches of Travel	B	B061	●				DRAFTSYS
Inches of Travel	A	B061	●				DRAFTSYS
Draft Gear Type	B	B073	● ●	S	S - Standard		DRAFTSYS
Draft Gear Type	A	B073	● ●	S	S - Standard		DRAFTSYS

Page 4 of 4

TILX00000316547


Umler Equipment Management Information System

Display Unit Report

Equipment ID: WFIX0000130608

Equipment Group: TANK

Date and Time: 07/13/2013 - 11:18:11 AM EDT

Flags Legend

Mandatory Value	●
ETC-Gen	▲
Rating	■

General

Element Name	ID	Flags	DB Value	Formatted Value	Conflict
Status Code	USCD	●	A	A - ACTIVE	
Mechanical Designation	UMMD	●▲	T	T - Tank	
Equipment Type Code	UMET		T108	T108	
Built Date	BLDT	●■	Confidential	Confidential	
Tank Built Date	A296		Confidential	Confidential	
Orig Cert of Constr Nbr	A183	●	Confidential	Confidential	
Rebuilt / ILS Date	RBDT		Confidential	Confidential	
Rebuilt Flag	RBFL		Confidential	Confidential	
Owner	UMOW	●	FURX	FURX	
Lessee	LESE				
Maintenance Party	MNPT		FURX	FURX	
Mark Owner Category	B201		B	B - US Private	
Prior Equipment ID	PRID		TILX0000316400	TILX0000316400	
Last Update Date	B122		20130614	06/14/2013	
Equipment Add Date	B062		20120830	08/30/2012	
Status Change Reason	USCR		M	M - Movement	
Status Change Date	USCT		20120919	09/19/2012	
Extended Service	A096	●	E	E - Built new from July 1,1974, Qualified for 50 Years Service	
End of Service Date	B078		Confidential	Confidential	
Equipment Identification	EINN		0009686284	0009686284	
EIN Duplication Flag	B074				
Info Conflict Status	B355				
Conflict Status	B050	■			
Date of Original Conflict	B063				
Next Conflict Status	B135				
Notice Indicator	B137				
Conflict Status Next Date	B062				
Rate indicator	A070	■	2	2 - Private Mileage Rate	
Private Zero Rate	B150	■			
First Movement Date	USAT		20120919	09/19/2012	
Equipment Add Company	B083				
Registration Reason	B174		P	P - Pending Rescencil	
Rescencil Program Ind	B177				

Weight

Element Name	ID	Flags	DB Value	Formatted Value	Conflict
Gross Rail Load/Weight	A266	●■	263000	263000 lb	
Tare Weight	A259	●	66400	66400 lb	
Load Limit	LDLT	●■	196600	196600 lb	
Weighing Status	A289	●	A	A - Actual	
Weighing Date	A288		20111114	11/14/2011	
Gallorage Capacity	A297	▲	30140	30140 usgl	
Star Code	A247	■			
Qual for Inc GRL	B344				
Commodity Load Restrict	B343				

Dimension

Element Name	ID	Flags	DB Value	Formatted Value	Conflict
Plate Code	A046	●■	C	C - Plate Code C	
Outside Length	OSLG	●■	713	59 ft 5 in	
Outside Extreme Width	A186	●■	128	10 ft 8 in	
Outside Extreme Height	A185	●■	186	15 ft 6 in	
Outside Height Extr Width	A187	●	98	8 ft 2 in	
Truck Center Length	A276	■	550	45 ft 10 in	

Specification

Element Name	ID	Flags	DB Value	Formatted Value	Conflict
--------------	----	-------	----------	-----------------	----------

Page 1 of 4

RAILINC Umler		Equipment Management Information System			
Truck Count	B256		2	2	
Axle Count	A024	🔴 🟡	4	4	
Wheel Bearing Type	B191	🔴 🟡	R	R - Roller	
Bearing Shielded from HBD	B021		Y	Y - Yes	
Brake Shoe Type	B026	🔴	H	H - High Friction Composite	
CC Side Bearing Type	A146		LC	LC - Long Travel Constant Contact	
Empty/Load Device Eqpd	B075		Y	Y - Yes	
High Speed Design	B109				
Remote Monitoring Device	B176				
AEI High Temperature Tag	B006				
Compartment Count	A052	🔴 🟡	1	1	
Connected Unit Count	A020	🟡			
Intermediate Conn Style	B115				
A182					
Operating Brakes					
ECP Brake Type	B327				
ECP Brake Builder	B328				
Equipment Builder	A035		TRIN	TRIN - Trinity	
Builder Lot Code	B030		Confidential	Confidential	
Built Country	B031		Confidential	Confidential	
Rebuilt Country	B170				
FRA Reflectorization	B096				
Tank Major Class	B207	🔴 🟡	10	10 - General Service Carbon Steel Tank Welded or Riveted Includes Rubber Lined	
Design Shipping Cont Spec	A072		111A100W1	111A100W1 - DOT 111A100W1	
Stenciled Shipping Spec	A237	🔴 🟡	111A100W1	111A100W1 - Major Class 10/18 - DOT 111A100W1	
Stub Sill Design Type	A251		TRN023	TRN023 - TRN023 Stub Sill Design	
Tank Lining Material	A315				
Tank Head Thickness	A255		0.4375	0.4375 9.9999 in	
Tank Head Mat Spec	A254	🔴	51670	51670 - ASTM A516, Gr. 70	
Tank Head Material Norm	B203		N	N - No	
Tank Shell Mat Spec	A257	🔴	128B	128B - AAR TC128, Gr. B	
Tank Shell Thickness	A258		0.4375	0.4375 9.9999 in	
TankShell Material Norm	B208		N	N - No	
Coil Material	X111				
Coils Exterior/Interior	X109				
Head Protection Thickness	B105				
Head Protection Type	A118		U	U - Unequipped	
Tank Jacket Material	B204				
Insulation Type	A142				
B259					
Insulation Thickness					
Bottom Outlet/Fitting Typ	A308	🔴	B	B - Bottom Outlet	
Bottom Outlet Count	B142		1	1	
Bottom Fitting Protection	A153		A	A - Level A > 1" Protusion	
Top Fittings Protection	A264	🔴	Y	Y - Equipped	
Safety Relief Device Cnt	A181		1	1	
Safety Relief Device Type	A230	🔴	V	V - Valve	
Safety Vent w/Surge Prot	A231	🔴	N	N - No	
PWHT Not Reworked	B280				
PWHT Re-stress Relieved	B279				
Year Tank Qualified	B240		2011	2011	
Tank Qualification Due	B241		2021	2021	
Thickness Qualified Year	B246		2011	2011	
Thickness Qualified Due	B247		2021	2021	
Service Equip Qualified	B242		2011	2011	
Service Equipment Due	B243		2021	2021	
Pressure Relief Qualified	B244		2011	2011	
Pressure Relief Due	B245		2021	2021	
Cost					
Element Name	ID	Flags	DB Value	Formatted Value	Conflict
Original Cost	A194		Confidential	Confidential	
Ledger Value	A150		Confidential	Confidential	
Total A&B	A003		Confidential	Confidential	

Umler Equipment Management Information System

Ind for Pos/Neg Total A&B
A128
Confidential
Confidential

Car Management

Element Name	ID	Flags	DB Value	Formatted Value	Conflict
Pool Number	P001		0000000	0000000	
Pool Control	TCPC				
User Routing Instructions	TCUR				
Umler Transportation Code	TCOD				
Transportation Cond Code	TCCD				
Mechanical Restriction	TCME				
Mech Restriction Reason	TCMR				
Sys Gen Routing Inst	TCGR	■			

Train Service

Element Name	ID	Flags	DB Value	Formatted Value	Conflict
286K Aprvd COC/FRA Waiver	B098				
Restricted Speed Empty	B180				
Restricted Speed Loaded	B181				
Shove car to rest	B189				
Shove adj. car to rest	B188				
Train Position Sensitive	B211				
End of Train Only	B277				
Check trailing tonnage	B044				
Curve Negotiate Exceptn	B178				

Miscellaneous

Element Name	ID	Flags	DB Value	Formatted Value	Conflict
Commercial Owner CIF	B049				
Commercial Lessee CIF	B048				
Umler Effective Date	EFDT		20120901	09/01/2012	

Inspection Due Dates

Element Name	ID	Flags	DB Value	Formatted Value	Conflict
ABT 12-Month Due Date	DU13		20121108	11/08/2012	
ABT 5/8-Year Due Date	DU58		20191114	11/14/2019	

Inspection Air Brake Test (ABT)

Element Name	ID	Flags	DB Value	Formatted Value	Conflict
Inspection Date Done	DTDN		20111108	11/08/2011	
Inspection Performer	PERF		TILX	TILX	
Inspection Reporter	REPT		TILX	TILX	
Location/SPLC	SPLC		665393000	665393000	


Inspection Reflectorization Event (REF)

Element Name	ID	Flags	DB Value	Formatted Value	Conflict
Inspection Date Done	DTDN		20111108	11/08/2011	
Inspection Performer	PERF		TILX	TILX	
Inspection Reporter	REPT		TILX	TILX	
Location/SPLC	SPLC		665393000	665393000	

Component Flat View

Element Name	Loc	ID	Flags	DB Value	Formatted Value	Conflict	Comp.
Axles Spacing Distance	01	B020	● ■	70	70 - 70 Inches in		AXLESPACE
Axles Spacing Distance	02	B020	● ■	70	70 - 70 Inches in		AXLESPACE
Truck Axle Count	B	B252		2	2		TRUCK
Truck Axle Count	A	B252		2	2		TRUCK
Journal Size	B	A147	● ■	K	K - 6-1/ 2X 9		TRUCK
Journal Size	A	A147	● ■	K	K - 6-1/ 2X 9		TRUCK
Wheel Diameter	B	A294	● ■	36	36 - 36 Inches		TRUCK
Wheel Diameter	A	A294	● ■	36	36 - 36 Inches		TRUCK
Stability Device Equipped	B	B199	■				TRUCK
Stability Device Equipped	A	B199	■				TRUCK

Page 3 of 4

 RAILINC Umler Equipment Management Information System						
Coupler Code	B	A057		SE60EE	SE60EE - Type E (Rule 16) - SE60EE	DRAFTSYS
Coupler Code	A	A057		SBE60EE	SBE60EE - Type E (Rule 16) - SBE60EE	DRAFTSYS
Coupler Style	B	B058	● ●	D	D - Double Shelf	DRAFTSYS
Coupler Style	A	B058	● ●	D	D - Double Shelf	DRAFTSYS
Inches of Travel	B	B061	●			DRAFTSYS
Inches of Travel	A	B061	●			DRAFTSYS
Draft Gear Type	B	B073	● ●	S	S - Standard	DRAFTSYS
Draft Gear Type	A	B073	● ●	S	S - Standard	DRAFTSYS

WFIX00000130608

Page 4 of 4

Appendix C: Sommaire des résultats de la simulation Vampire

Vampire Simulation Results for Lac-Megantic Investigation R13D0054 LP188_2013							
Summarised from the statistic data files by TRRSI enclosed in the report							
Statistics between 2180 and 2200 feet centered around the POD at 2189 feet							
Wheel Dynamic Vertical Force excludes the static load /Wheel Total Vertical Force includes the static load							
Case	Simulation Condition	Wheel L/V Ratio					
		left			right		
		Mean	Min	Max	Mean	Min	Max
1	MeasuredTrack_9DegF100V65	0.443	-0.011	0.744	0.031	-0.264	0.202
2	MeasuredTrack_1p26DegF100V65	0.325	0.034	0.509	0.041	-0.255	0.143
3	MeasuredTrack_NoForceV65	0.305	0.046	0.454	0.043	-0.265	0.17
4	MeasuredTrack_9DegF100V30	0.227	0.087	0.34	0.053	-0.221	0.231
5	IdealCurve_9DegF100V65	0.394	0.261	0.4	0.056	-0.247	0.156
6	IdealCurve_1p26DegF100V65	0.28	0.173	0.307	0.127	-0.246	0.141
7	IdealCurve_NoForceV65	0.248	0.156	0.289	0.136	-0.234	0.163
8	TrackGeomOnly_NoCurve_NoFV65	0.246	-0.22	0.393	0.18	-0.071	0.347
Wheel Loading Percentage							
		left			right		
		Mean	Min	Max	Mean	Min	Max
1	MeasuredTrack_9DegF100V65	158.503	76.878	290.572	14.908	-1.778	53.349
2	MeasuredTrack_1p26DegF100V65	161.284	51.589	380.029	6.747	-0.546	35.077
3	MeasuredTrack_NoForceV65	157.755	54.577	369.397	8.605	-0.886	37.482
4	MeasuredTrack_9DegF100V30	122.976	95.499	148.346	63.562	55.215	95.68
5	IdealCurve_9DegF100V65	184.191	177.482	198.663	4.796	-0.006	25.552
6	IdealCurve_1p26DegF100V65	170.086	154.565	191.782	19.047	9.754	43.905
7	IdealCurve_NoForceV65	161.768	147.092	184.261	26.968	16.821	52.898
8	TrackGeomOnly_NoCurve_NoFV65	61.518	26.489	129.754	77.98	21.633	151.34
Wheel Lateral Force (lb)							
		left			right		
		Mean	Min	Max	Mean	Min	Max
1	MeasuredTrack_9DegF100V65	23163.21	-100	47965.25	463.734	-3200.24	2632.418
2	MeasuredTrack_1p26DegF100V65	17463.58	1673.737	36081.43	181.313	-2220.86	1061.283
3	MeasuredTrack_NoForceV65	15862.15	2305.581	29870.83	147.365	-2554.59	1161.585
4	MeasuredTrack_9DegF100V30	9734.616	3431.621	15345.09	1100.113	-5006.37	4492.36
5	IdealCurve_9DegF100V65	23769.11	14832.61	24541.44	212.118	-1487.6	692.12
6	IdealCurve_1p26DegF100V65	15536.5	8564.287	17662.48	756.386	-2666.28	1410.841
7	IdealCurve_NoForceV65	13505.47	7356.717	16601.94	1203.131	-2861.18	2103.874
8	TrackGeomOnly_NoCurve_NoFV65	5671.599	-4500.8	12609.63	4665.714	-2311.09	14740.124
Wheel Dynamic Vertical Force (lb)							
		left			right		
		Mean	Min	Max	Mean	Min	Max
1	MeasuredTrack_9DegF100V65	-18721.1	-60983.1	7399.071	27229.35	14928.22	32569.002
2	MeasuredTrack_1p26DegF100V65	-19611	-89609.2	15491.37	29840.9	20775.43	32174.758
3	MeasuredTrack_NoForceV65	-18481.6	-86207	14535.39	29246.42	20005.74	32283.424
4	MeasuredTrack_9DegF100V30	-7370.56	-15470.8	1440.268	11660.07	1382.376	14331.324
5	IdealCurve_9DegF100V65	-26941.2	-31572.2	-24794.4	30465.19	23823.52	32001.982
6	IdealCurve_1p26DegF100V65	-22427.6	-29370.4	-17460.7	25904.97	17950.31	28878.672
7	IdealCurve_NoForceV65	-19765.8	-26963.6	-15069.3	23370.1	15072.71	26617.145
8	TrackGeomOnly_NoCurve_NoFV65	12314.31	-9521.43	23523.48	7046.523	-16428.8	25077.584

		Wheel Total Vertical Force (lb)					
		left			right		
		Mean	Min	Max	Mean	Min	Max
1	MeasuredTrack_9DegF100V65	56592.61	24600.93	92983.15	10778.7	-569	17071.785
2	MeasuredTrack_1p26DegF100V65	56597.05	16508.63	121609.2	6397.035	-174.757	11224.57
3	MeasuredTrack_NoForceV65	55188.41	17464.61	118207	6547.427	-283.424	11994.26
4	MeasuredTrack_9DegF100V30	41960.6	30559.73	47470.81	24300.85	17668.68	30617.623
5	IdealCurve_9DegF100V65	62422.59	56794.39	63572.18	5610.481	-1.982	8176.481
6	IdealCurve_1p26DegF100V65	57662.44	49460.73	61370.38	9158.891	3121.328	14049.687
7	IdealCurve_NoForceV65	55067.66	47069.29	58963.64	11702.36	5382.856	16927.291
8	TrackGeomOnly_NoCurve_NoFV65	23957.33	8476.52	41521.43	31824.79	6922.417	48428.82
		Axle Sum L/V Ratio					
		front			rear		
		Mean	Min	Max	Mean	Min	Max
1	MeasuredTrack_9DegF100V65	0.454	0.018	0.729	0.509	0.158	0.742
2	MeasuredTrack_1p26DegF100V65	0.352	0.041	0.451	0.373	0.132	0.565
3	MeasuredTrack_NoForceV65	0.323	0.045	0.419	0.406	0.202	0.578
4	MeasuredTrack_9DegF100V30	0.377	0.122	0.556	0.41	0.213	0.47
5	IdealCurve_9DegF100V65	0.417	0.287	0.495	0.621	0.319	0.646
6	IdealCurve_1p26DegF100V65	0.388	0.211	0.406	0.51	0.296	0.552
7	IdealCurve_NoForceV65	0.383	0.226	0.406	0.449	0.313	0.523
8	TrackGeomOnly_NoCurve_NoFV65	0.434	0.014	0.644	0.171	0.017	0.373
		Truck Side L/V Ratio					
		left			right		
		Mean	Min	Max	Mean	Min	Max
1	MeasuredTrack_9DegF100V65	0.705	0.038	1.123	0.448	-2.81	1.714
2	MeasuredTrack_1p26DegF100V65	0.607	0.079	1.98	0.058	-0.091	0.201
3	MeasuredTrack_NoForceV65	0.896	0.095	3.734	0.074	-0.037	0.271
4	MeasuredTrack_9DegF100V30	0.331	0.169	0.447	-0.175	-0.663	0.218
5	IdealCurve_9DegF100V65	0.465	0.434	0.483	0.056	-0.026	0.123
6	IdealCurve_1p26DegF100V65	0.356	0.308	0.369	0.192	-0.202	1.95
7	IdealCurve_NoForceV65	0.329	0.275	0.351	0.157	-1.339	0.998
8	TrackGeomOnly_NoCurve_NoFV65	-0.097	-2.328	1.381	0.263	-0.286	1.67