

Jean Bernard AYASSE
Hugues CHOLLET

**Expertise du déraillement de La Ferté
Rapport final sur les simulations dynamiques**

*Rapport INRETS
Avril 2007*

Auteurs :

Jean Bernard Ayasse, Directeur de Recherche à l'INRETS

Hugues Chollet, Chargé de Recherche à l'INRETS

INRETS – Laboratoire des Technologies Nouvelles, F94114 ARCUEIL CEDEX France

Chollet@inrets.fr

Confidentialité :

Niveau 2 : accessible par les auteurs et leur hiérarchie; accessible par le BEA.

Copyright :

INRETS

Table des matières

Table des matières.....	4
Introduction.....	6
Apport des contrôles sur le bogie déraillé.....	6
Documents de référence.....	6
1 - Complément sur les données physiques.....	7
1.1 - Données sur le véhicule.....	7
1.1.1 - Données sur bogie standard.....	7
1.1.2 - Amortisseurs Lenoir.....	8
1.1.3 - Parallélisme.....	8
1.1.4 - Gauche de châssis de bogie.....	8
1.1.5 - Différences de rayon de roulement.....	8
1.1.6 - Données sur la caisse.....	8
1.1.7 - Déséquilibre des charges.....	8
1.2 - Données sur le contact roue-rail.....	9
1.2.1 - Les profils de roue.....	9
1.2.2 - Comparaison aux profil S1002 et R 28,5.....	9
1.2.3 - Sélection de profil représentatif.....	10
1.2.4 - Forme des rails.....	11
1.2.5 - Stockage des données de calcul.....	12
Fichier de référence.....	12
1.3 - Données sur l'adhérence.....	14
Hypothèse de référence :	14
1.4 - Données de voie.....	14
1.4.1 - Les mesures MAUZIN.....	14
Recalage des dévers et écartements.....	14
Courbure transversale non recolorée.....	15
Recoloration des courbures transversales.....	15
Fichiers "Mauzin recolorés" :	16
1.4.2 - Défaut de profil de rail PK 190,079 à 085.....	17
1.4.3 - Défauts de danse.....	17
1.5 - Données d'exploitation : la vitesse.....	17
2 - Evolution des caractéristiques des modèles.....	19
2.1 - Modèle de véhicule.....	19
2.1.1 - Modèle standard.....	19
Le bogie.....	19
Le wagon.....	19
Modélisation des lisoirs avec jeu.....	19
Modélisation d'un amortisseur Lenoir endommagé.....	19
Modélisation du frottement sec aux Lenoirs.....	19
Modélisation du frottement sec à la crapaudine.....	20
Fichier du véhicule bogie symétrique : DAwLAFERTECra035CST.....	20
Fichier de référence : DAwLAFERTECra035sym.....	21
2.1.2 - Modèle dissymétrique Lenoir 1 HS.....	23
Fichier Lenoir 1 HS : DAwLAFERTECra035len1HS.....	23
2.1.3 - Modèle à lisoirs élastiques.....	24
Fichier lisoirs élastiques : DAwLAFERTEcra035symLisElast.....	24
2.2 - Modèle de contact roue -rail, fichiers, fonction APT, adhérence.....	25
3 - Simulations sur voie Mauzin	26
3.1 - Véhicule de référence sur voie Mauzin.....	26
3.1.1 - Pseudoglisement de dérive, saturation et adhérence.....	28
3.1.2 - Bogie de référence à différentes adhérences.....	29
3.1.3 - Bogie de référence à forte adhérence et boudin lubrifié.....	29

3.2 - Véhicule dissymétrique.....	30
3.3 - Véhicule à lisoirs élastiques.....	32
4 - Simulation sur voie élastique discrétisée.....	33
5 - Simulation avec profil S1002.....	34
5.1 - Roue S1002 sur rails au PK 190,190 en multi-Hertzien.....	34
5.2 - Variante : recherche du pic maximum pour cette configuration.....	35
5.3 - Comportement du bogie à Lenoir 1 HS autour du pic maximum.....	36
6 - Vérification du comportement d'autres véhicules.....	37
6.1 - Véhicule chargé à 22,5 t/essieu.....	37
6.2 - Véhicule à vide.....	38
Conclusions.....	39
Bibliographie.....	41
ANNEXES.....	43
Annexe 1 : profils des roues mesurées.....	44
Première roue :	44
Deuxième roue :	46
Troisième roue :	48
Quatrième roue :	50
Annexe 2 : profils du rail au PK 190,190.....	52
Influence de l'inclinaison sur la fonction APT.....	52

Introduction

Le 13 juin 2006 est survenu entre Margut et La Ferté sur Chiers un déraillement du dernier wagon d'un train de minéral. Le bogie déraillé a endommagé les voies sur 10 km avant arrêt du train, ce qui a occasionné des dégâts matériels importants.

Bien que certains paramètres techniques soient proches des limites admissibles : le gauche, l'écartement, il n'a pas été trouvé de cause expliquant clairement cet accident compte tenu du grand nombre de wagons similaires utilisant cette voie.

C'est pourquoi le Bureau Enquête Accident du Ministère des Transports a sollicité l'équipe de dynamique ferroviaire de l'INRETS pour expertiser le sujet au moyen de simulations dynamiques réalisées sur micro-ordinateur avec un logiciel indépendant, d'autres simulations étant menées par le CIM, service de la SNCF.

Après un premier rapport présentant les données des modèles utilisés et une série de simulations avec des hypothèses simples, le présent rapport aborde des hypothèses plus resserrées suite aux éléments recueillis lors de l'enquête, et plus détaillées au niveau du contact roue rail en prenant en compte les nombreux profils relevés sur le terrain, puis le tracé de voie. Il prend en considération, à partir d'un modèle de bogie standard de référence, la possibilité d'un amortisseur Lenoir endommagé.

Apport des contrôles sur le bogie déraillé

Les hypothèses sur le bogie découlent des vérifications faites en atelier de maintenance lors de l'expertise judiciaire, et des mesures demandées par le BEA.

Le 16 janvier, l'INRETS a participé aux premières mesures de la géométrie du bogie à TERGNIER. Elles ont été complétées ensuite pour la caisse du wagon et ses prédécesseurs, et par quelques mesures jugées nécessaires comme le parallélisme.

La vérification de toutes ces caractéristiques du véhicule a permis de vérifier que le bogie déraillé comportait peu de défauts; il persiste un doute sur la suspension de l'essieu d'attaque, par manque de jeu entre une pièce du mécanisme Lenoir et le châssis, d'où la seule hypothèse résiduelle : l'amortisseur Lenoir de la roue 1 déraillante ne marchait plus.

Documents de référence

En sus des documents cités dans le premier rapport, les nouveaux documents utilisés ont été :

- "**Couple de rotation bogie caisse**", DOC005816 / D003550 mesures réalisées par l'AEF de la SNCF sur bogies d'origine et bogies de transport

- "**Fiche de réparation** - Vérification de la géométrie et redressage châssis de bogies Y21 à Y37 et leurs dérivés"

- "**Résultats de l'expertise du wagon 6551.318 (w.44)**" document du 13.03.2007 fourni par le BEA.

1 - Complément sur les données physiques

Dans ce chapitre on s'intéresse aux informations sur les données physiques du modèle indépendamment du modèle qui en sera fait.

1.1 - Données sur le véhicule

1.1.1 - Données sur bogie standard

On n'a pas modifié les masses des solides ni leurs inerties.

Couple caisse-bogie

Le couple caisse bogie utilisé jusque là est de 2200 daNm soit un coefficient de frottement moyen de 0,37 sur les facettes représentant la crapaudine. Pour un bogie à lisoirs sans ressorts, c'est un couple significatif, conséquence normale de la charge qui se reporte sur la crapaudine.

Les graphes mesurés sur banc par l'AEF ont permis d'affiner ces paramètres :

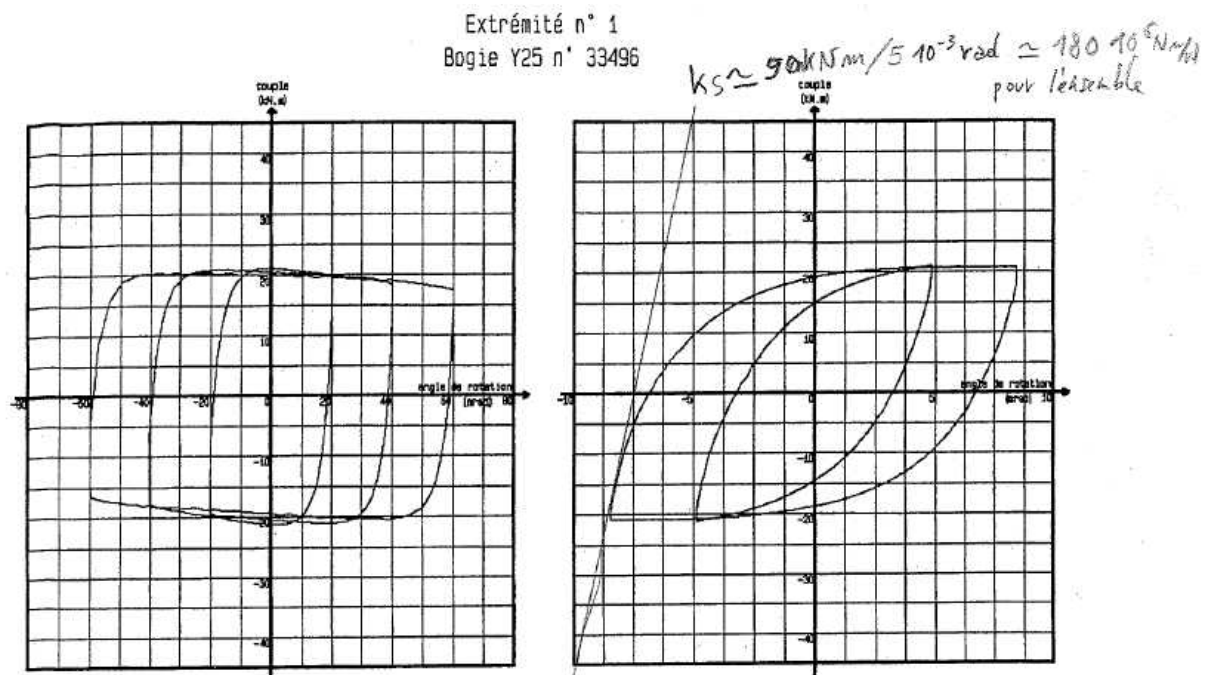


Figure 1 - Mesure de couples de lacet et détermination de la pente à l'origine

Les graphes de Couple de rotation bogie caisse confirment une valeur maximale de 2000 à 2100 daNm. Cependant le bogie arrière, comme l'a fait remarquer l'AEF, présente un couple un peu moins important (plutôt 1800 à 2000) et des pics, dont un petit maximum à 2100.

D'autre part les courbes mesurées montrent (- Mesure de couples de lacet et détermination de la pente à l'origine Figure 1), au delà d'une pente élastique de $180 \cdot 10^6 \text{ Nm/rad}$ une apparition progressive du couple, qui suggère que la garniture a des portées irrégulières. Il n'est pas impossible que ces portées sur les crapaudines conduisent à un couple de roulis ou de tangage moindre que ne le suggère le couple de lacet mesuré.

1.1.2 - Amortisseurs Lenoir

La SNCF-CIM a proposé dans ses modèles un coefficient de frottement de 0,24 dans ces amortisseurs, nous utilisons 0,35 dans les modèles du rapport 1. Les deux faces des boîtes frottent simultanément, serrées par un effort moyen de $0,40 \times$ la charge F_z d'un seul ressort de tarage. Une des faces frottantes sur le châssis est le piston de Lenoir, considéré sans jeu radial. Ce coefficient est partagé par les glissements en Y et en Z.

Sur la boîte d'essieu de la roue 1 il a été observé un piston de Lenoir plus court que la tolérance mini; c'est également sur cette boîte que l'on a noté, avant l'accident, un chapeau de ressort de tare de Lenoir trop proche du châssis de bogie, qui pourrait signifier que si le chapeau de ressort de tare est en appui sur le châssis, il n'y a plus de transmission de l'effort de placage de la boîte d'essieu sur les glissières de châssis. La boîte pourrait donc décoller de son appui et l'angle d'attaque de l'essieu par rapport au rail augmenter jusqu'à $4/1500 = 2,6$ milliradians de plus qu'en inscription normale. Cette augmentation d'angle n'est pas énorme mais pourrait conduire à augmenter l'effort de dérive Y sur la roue d'attaque.

On retient deux configurations d'amortisseur Lenoir pour les études de ce rapport 2 :

- tous les Lenoirs sont opérationnels, comme un wagon standard.
- ou bien celui de la roue 1 est "HS" : il frotte uniquement lorsqu'il est appuyé sur les plaques du châssis, et peut prendre un jeu jusqu'aux 4 mm théoriques qu'autorise le mécanisme (voir chapitre 2 pour la façon dont il est modélisé).

On n'entrera pas dans les nuances possibles sur ce jeu nominal de 4 mm, mais il faut savoir qu'il est assez largement toléré, et sensible aux usures de pièces. De plus, il est probable que le mécanisme réel sur le bogie déraillé se remette à fonctionner avant la course de 4 mm.

En soit, il n'est pas certain que la seconde configuration soit défavorable, car la roue peut alors retomber sur le rail, et non rester coincée, "pincée" par le mécanisme en position haute.

1.1.3 - Parallélisme

Le parallélisme et le losange du châssis de bogie accidenté se sont révélés nuls.

1.1.4 - Gauche de châssis de bogie

Les contrôles du 16 janvier à TERGNIER [Résultats de l'expertise] ont conduit également à revenir sur une hypothèse : aucun gauche de châssis de bogie avant n'ayant été observé. Aucune dissymétrie notoire de la géométrie des suspensions n'a été confirmée.

Le châssis de bogie arrière présente un gauche de 5 mm.

1.1.5 - Différences de rayon de roulement

Il n'y a pas de différences entre les diamètres de roues du bogie avant, donc pas de cause de mise en crabe pour cette raison.

1.1.6 - Données sur la caisse

Le rayons de giration de caisse en roulis avait été pris assez petit (1 mètre) pour tenir compte de la forte densité du chargement groupé en bas de la caisse. Le CIM a de son côté fait l'hypothèse de 2 mètres. L'influence de ce point du modèle a été simulé.

Le centre de gravité a été laissé à 1 m 80.

Il existe un léger gauche de châssis de wagon comme nous l'avions prévu. Il a donc été conservé pour tous les modèles. Son effet a lieu en limite des jeux verticaux des lisoirs avec jeu, et sur le bogie déraillant, pas sur le bogie arrière. On a donc modifié les jeux de la manière suivante :

- jeu lisoir gauche : 11 mm
- jeu lisoir droit : 13 mm contre 10 mm

1.1.7 - Déséquilibre des charges

On conserve l'hypothèse d'un décalage de centre de gravité vers la droite, donc vers l'intérieur de la courbe, de 30 mm, puisqu'il permet de reproduire le déséquilibre des pesées.

1.2 - Données sur le contact roue-rail

On va disposer pour cette deuxième tranche de l'expertise de nombreux profils de rails à droite et à gauche. Mais il faut faire un choix sur le profil de roue représentatif : dans notre logiciel il n'est pas possible de tenir compte de toutes les combinaisons simultanément et sur toutes les roues avec le modèle de contact semi-Hertzien que nous avons l'intention d'utiliser. Il faut sélectionner un profil de roue unique.

1.2.1 - Les profils de roue

Tous les fichiers de roue mesurés ont été dépouillés. Certains ne sont pas très réguliers. Une erreur probable de fichier : deux profils sont parfaitement identiques. On trouvera ci-après un tableau récapitulatif les épaisseurs, hauteur de boudin et "quantités restantes".

	Eb (mm)	Hb (mm)	Qr (mm)	pen­te de $\gamma_r=70$ à 90 du flanc int	pen­te MAX au boudin
R1 p 0	27.6	22.9	6.14	2.2%	75°
p 120	28.3	22.7	7.58	3%	77.6°
p 240	27.9	23.4	7.3	3.4%	70.2°
R2 p 0	28	23.5	7.4	1.8%	75.8°
p 120	27.8	24	8.51	2%	76.1°
p 240	27.4	24	6.43	0.67%	75.9°
R3 p 0	28.6	26.8	7.75	2.9%	81.1°
p 120	28.6	26.7	8.2	2.9%	80.5°
p 240	"	"	"	"	"
R4 p 0	28.8	26.9	9.0	0.7%	79.8°
p 120	28.8	27	11.2	2.1%	79.9°
p 240	28.8	26.8	9.29	2.6%	80.2°

Tableau 1 - Paramètres des roues mesurées sur le bogie avant dérailant

Les écartements entre faces internes des roues étaient normaux, en tenant compte de la roue 2 observée décalée en atelier. Les roues ne semblent pas significativement voilées. En relativisant le martèlement sur les pointes de boudin, il n'y a pas de valeurs anormales.

1.2.2 - Comparaison aux profil S1002 et R 28,5

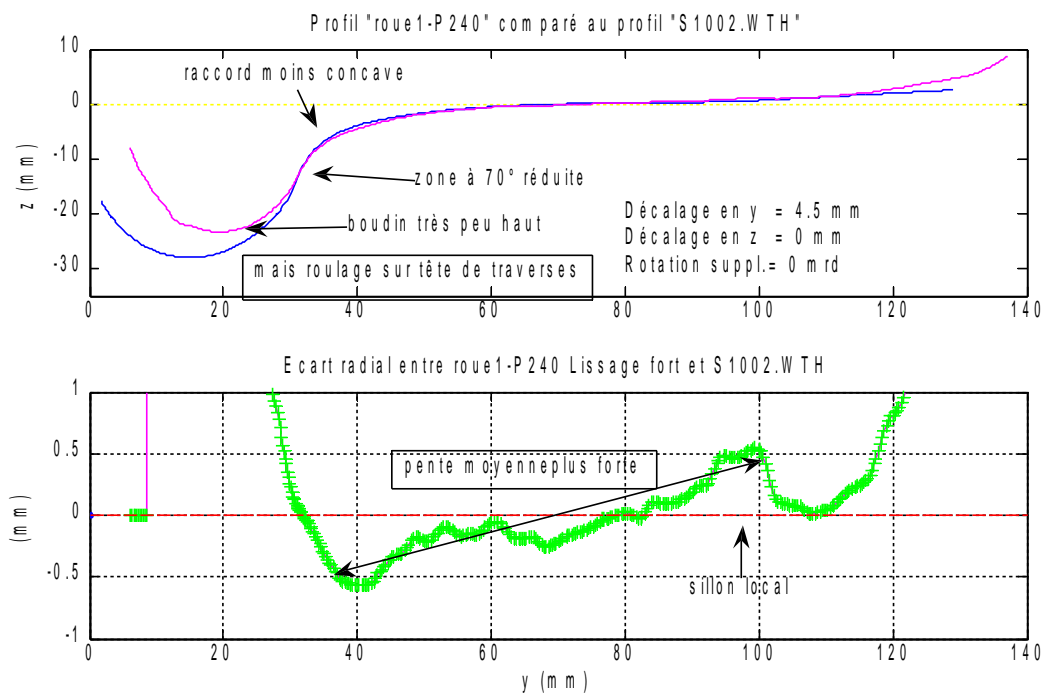


Figure 2 - Ecart radial entre roue mesurée et roue théorique S1002

Le profil neuf de ces bogies Y 25 est en principe le S1002. Comme ces bogies ont tendance à ne pas user leurs boudins, l'épaisseur de boudin peut être réduite à l'usage.

N'ayant pas créé le profil S1002 aminci dans notre environnement logiciel, la comparaison est faite avec le profil R 28,5, ancien profil d'essai représentatif d'une roue « normalement usée ». La différence de largeur de boudin n'est que de 0.5 mm. La hauteur théorique de boudin est de 29, elle était signalée à 28,5 au contrôle précédant l'accident.

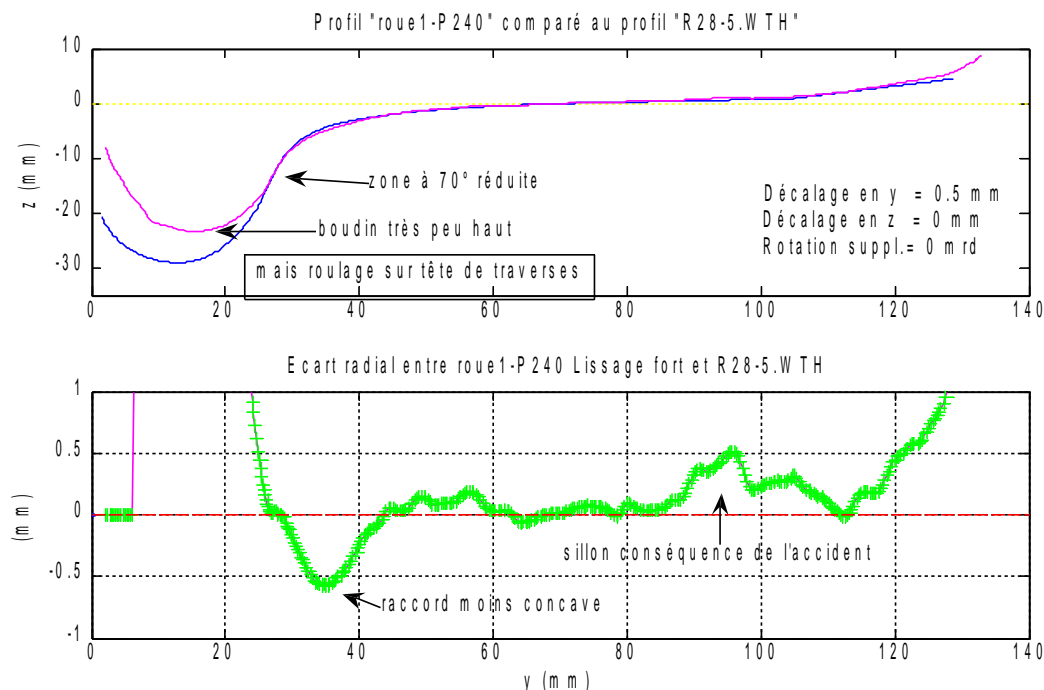


Figure 3 - Ecart radial entre roue mesurée et roue théorique R 28,5

La principale différence après l'accident tient au profil de boudin, moins haut. Sur tous les relevés, les profils présentent des « petits » boudins. Le profil déraillé se révèle le plus bas, d'autre part le raccord est moins concave, ces deux paramètres augmentant la pente moyenne du roulage sur la table, donc la conicité apparente. Cette usure comprend certainement un effet de l'accident, en particulier par un sillon relatif vers $Y=90 / 100$ mm (Figure 2 et Figure 1Figure 3).

Trois points vont dans le sens d'une plus grande sensibilité de ce profil au déraillement :

- une zone de pente maximale à 70° très faible
- un raccord intact et une forme de boudin encore très proche d'une forme usinée
- un boudin peu haut au départ.

1.2.3 - Sélection de profil représentatif

On se concentre sur la bonne représentation de la roue 1 déraillante. Pour comparer les trois mesures on dispose d'une part de leurs profils, d'autre part de leur comportement sur un rail donné. La figure suivante donne l'exemple de la fonction APT : angle du plan tangent au contact fonction du déplacement latéral.

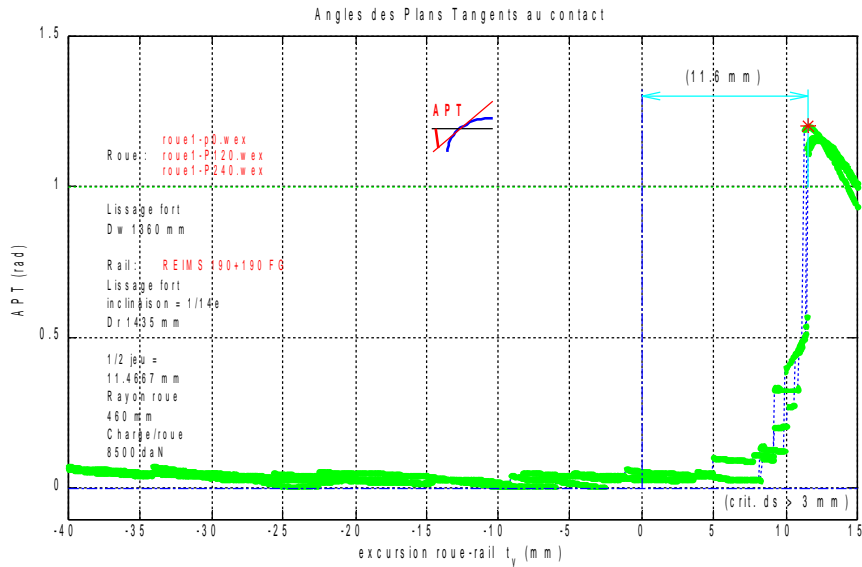


Figure 4 - Angles des plans tangents au contact entre les profils roue 1 et le rail PK 190,190 ext.

On utilisait auparavant dans le rapport 1 le R1P120 dont l'angle au boudin est de 77° .

Le fichier R1P240 présente un des boudins les moins hauts, et l'angle au boudin le plus bas ($70,2^\circ$) donc le plus sensible, théoriquement, au déraillement en phase ultime. Sur cette roue il présente la plus forte pente de cône sur la table (moyenne entre les points situés de 70 à 90 mm du flanc interne) donc sans doute un lacet cinématique plus court et une plus forte tendance à l'instabilité.

Le fichier R1P0 présente la pente la plus faible sur la table (tableau 1) ce qui peut donner une longueur d'onde de lacet plus longue, différente du précédent profil, et une plus grande tendance à la stabilité.

1.2.4 - Forme des rails

Les fichiers de rails extérieurs, fournis par la SNCF dans un repère quelconque pour les mesures sur la partie démontée, ont été redressés à partir du PK 190,180. Exemple sur le PK 190,184 qui présentait une inclinaison de la face extérieure insuffisante :

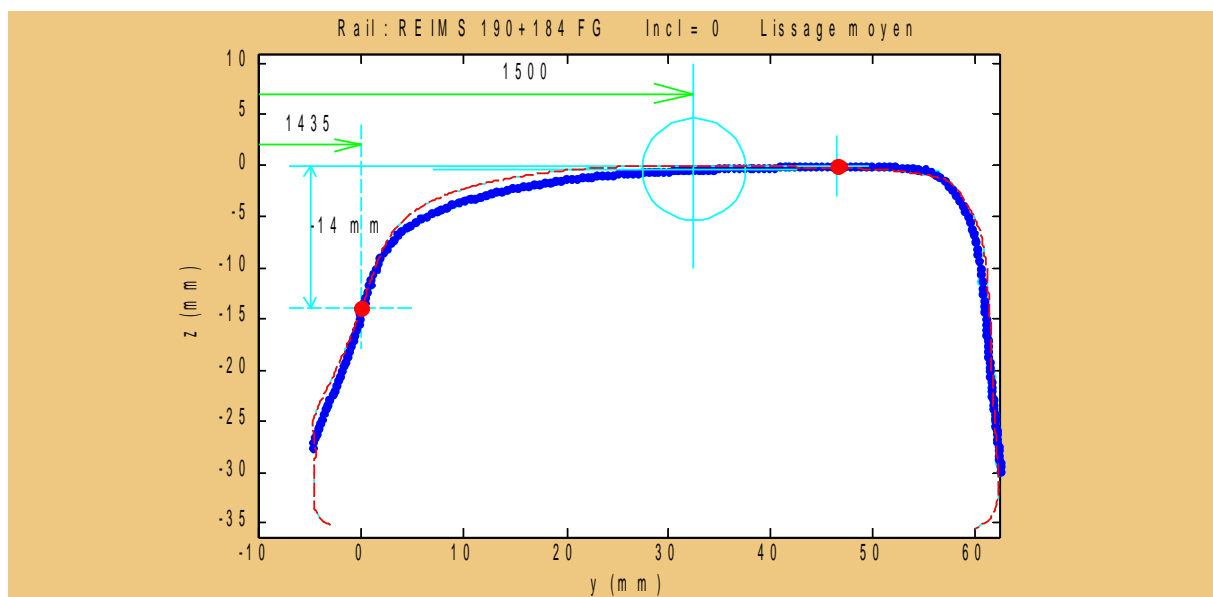


Figure 5 - Profil initial au PK 190.184 (trait fin) et redressement (trait épais)

La Figure 5 montre que ce redressement est nécessaire : l'écart est significatif. On a choisi de forcer les pentes externes à 10¹, valeur théorique pour un rail incliné de 1/20e, en relativisant car les rails avant la section 190,180 ne présentent pas une inclinaison constante de 10, et un rail fortement poussé vers l'extérieur peut présenter un roulis non pris en compte par les modèles de contact.

On ne pourra pas faire mieux, cette partie de voie ayant été déposée. C'est déjà bien d'avoir pu obtenir les profils.

1.2.5 - Stockage des données de calcul

Fichier de référence

a) file gauche ou file droite identique

Cette configuration simplifiée simule bien le contact de la roue dérailante, la roue poussante se trouvant en contact sur la table au même moment, la forme de son contact étant jugée alors du second ordre.

b) toutes les sections fournies

Tous les profils de rails disponibles sont utilisés pour cette simulation.

La figure suivante montre l'exemple de quinze profils disponibles à gauche.

¹ Environ, car cela dépend des points pris en compte sur la partie droite, il est difficile de déterminer automatiquement la bonne zone sur ces rails usés.

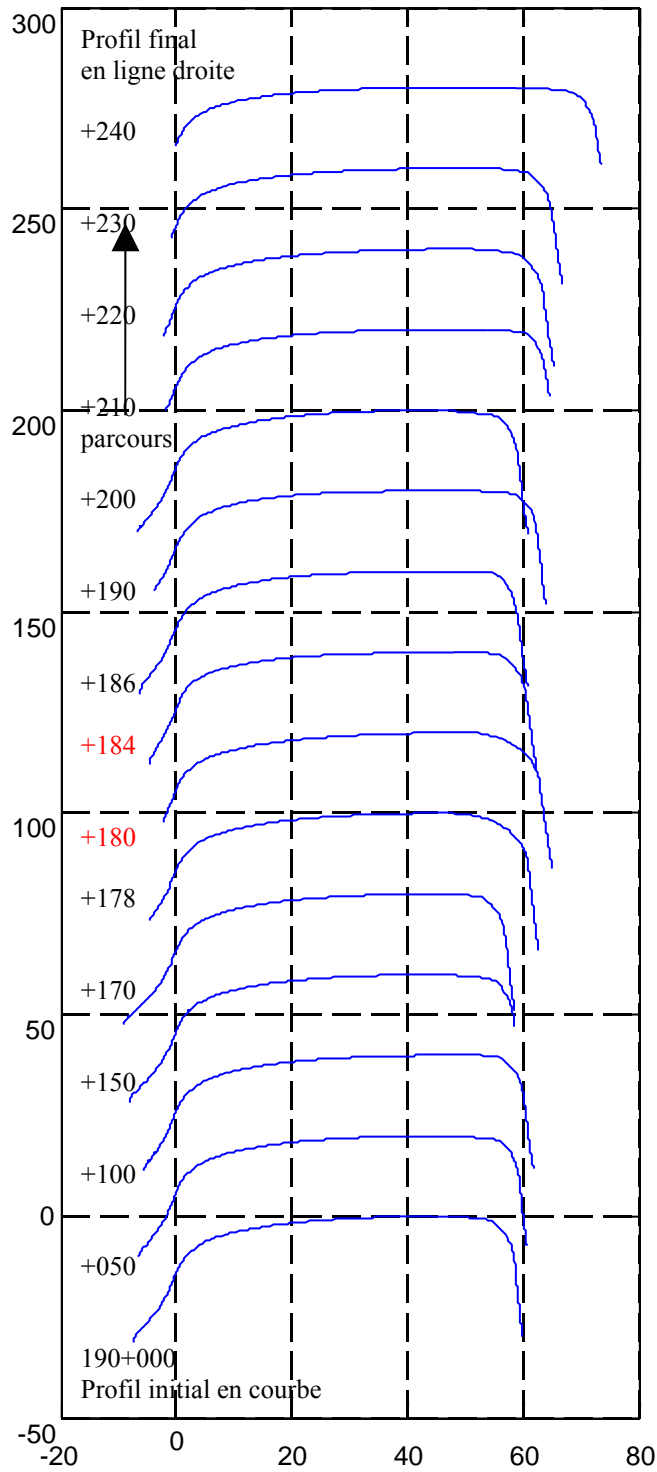


Figure 6 - Profils successifs du rail extérieur (inversé droite-gauche)

Sur les figures présentant le ballant d'essieu, chaque section sera repérée par un point bleu au centre de la voie.

On note que les largeurs de rail sont très disparates : les usures sont très prononcées. Par convention, le zéro de bord intérieur correspond au point de mesure d'écartement de la voie. Les profils mesurés des rails sont recalés sur ce zéro à la cote de -14 mm. Comme l'écartement est mesuré par les voitures MAUZIN à -10 mm on majore un peu l'écartement réel.

1.3 - Données sur l'adhérence

On en reste pour la configuration de référence à une adhérence forte correspondant à un manque de graissage. Cependant l'adhérence a fait l'objet de simulations spécifiques.

Hypothèse de référence :

Adhérence sur la table de 0.5 (sec) ainsi qu'au boudin.

1.4 - Données de voie

Le fichier MAUZIN est légèrement remanié pour tenir compte des écarts observés par rapport aux mesures de terrain.

1.4.1 - Les mesures MAUZIN

Les opérations suivantes ont été faites sur le fichier MAUZIN original :

- décalage de -10,5 m de l'abscisse s du fichier pour se recalcr sur les mesures manuelles
- offset de -13 mm pour le dévers, sans toucher au gain issu du Mauzin
- offset de -6 mm du surécartement Mauzin
- recoloration de la courbure transversale
- démarrage progressif de la simulation par saturation en S sur les premiers 200 m.

Recalage des dévers et écartements

Par rapport aux positionnements bruts présentés dans le premier rapport, on se positionne ainsi :

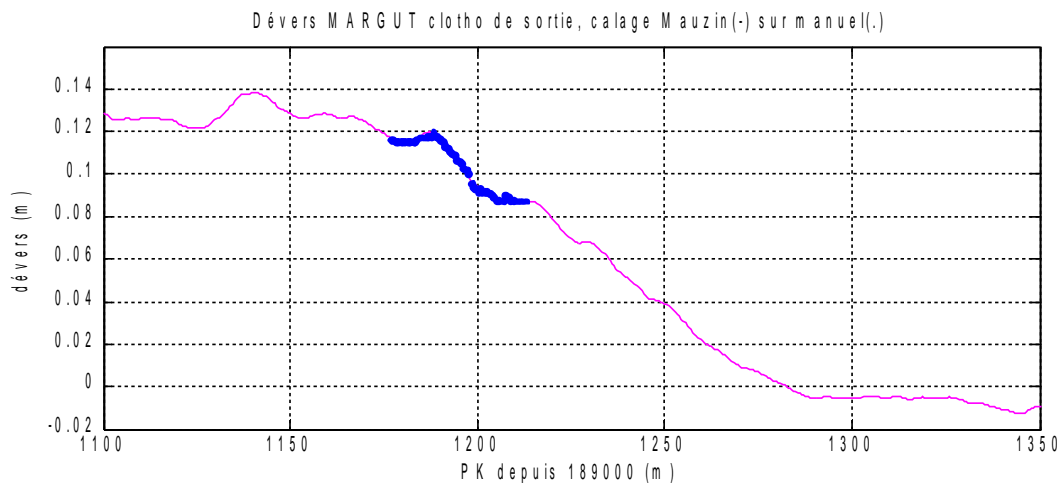


Figure 7- Recalage précis des signaux Mauzin sur la mesure de dévers

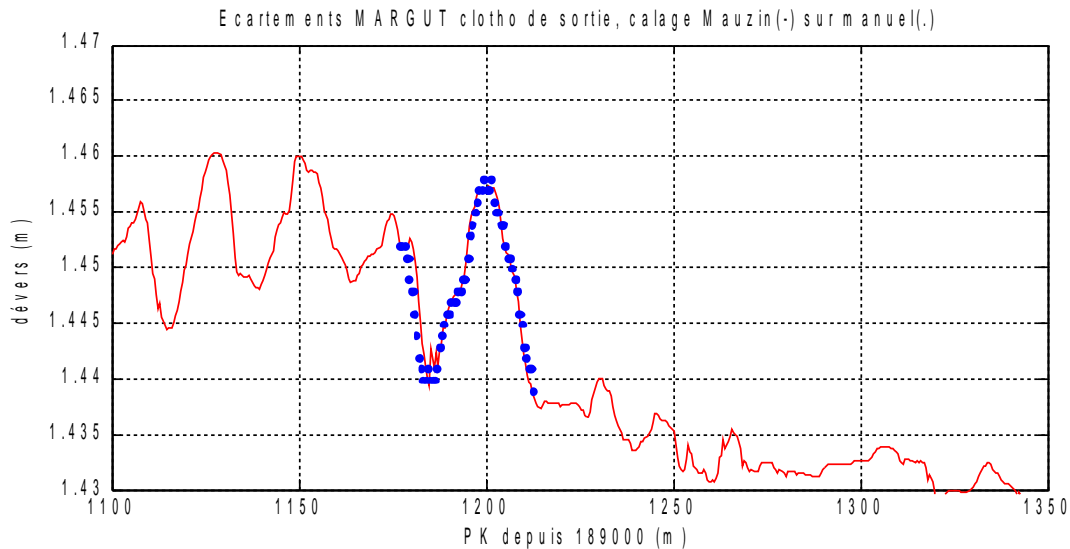


Figure 8- Recalage précis des signaux Mauzin sur la mesure d'écartement

Le décalage du PK de -10.5 m est commun aux signaux de dévers et de surécartement, mais on voit qu'il y a sans doute un décalage de ce dernier signal de -1 m par rapport au premier. Cependant on ne l'a pas recalé différemment du dévers.

Les signaux Mauzin adoucissent un peu les pointes observées en manuel.

Courbure transversale non recolorée

Dans ce cas on considère la mesure de flèche comme la courbure moyenne et on n'essaie pas de faire remonter les petits défauts.

La courbure est déduite de la flèche sur base de 10 m soit : $C_y = \frac{2f}{a^2}$.

Le signal est représenté en haut des graphes de la .

Cette courbure non recolorée correspond au fichier "Mauzin brut" :

DEFMAUZINCybrutMargutPK189a191

Recoloration des courbures transversales

Ce traitement nécessite la signal toolbox de MATLAB si on applique un filtre passe bas.

La difficulté est que la voiture Mauzin a un capteur de flèche transversale centré au milieu de la voiture, ce qui ne permet pas de bien recolorer (contrairement à la voiture Matisa qui a un capteur décalé de 1 pas de mesure).

On utilise ici un filtre de recoloration de type Wiener inverse, méthode INRETS².

Une hypothèse est nécessaire sur le rapport bruit/signal. Avec un rapport fort, B=0,1 à 0,3, on obtient un fichier moins bruité si l'on compare le signal d'origine et le signal recoloré (figure 4) :

² Pour mémoire, filtre Wie_tz_ro.m et fonction Ri_ro_f.m sous MATLAB, programmes propres à l'INRETS.

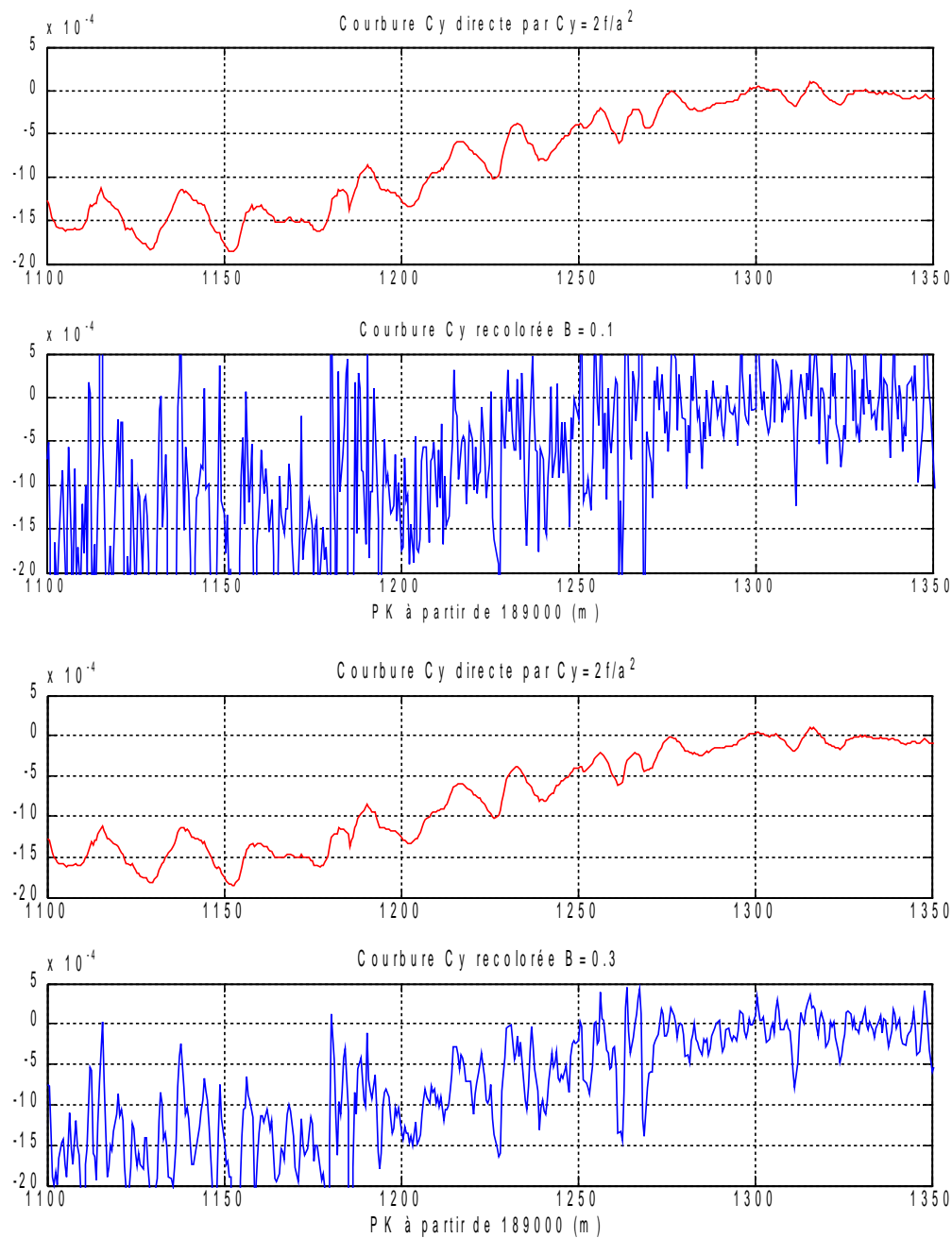


Figure 9- Comparaison des courbures non traitées et recolorées, selon deux valeurs de B

Avec un rapport $B=0,1$ à $0,3$ on ne recoloré pas trop.

Fichiers "Mauzin recolorés" :

DEFMAUZINrecolB0p1MargutPK189a191

DEFMAUZINrecolB0p3MargutPK189a191

Il est très difficile de savoir quel est le fichier le plus représentatif, en l'absence d'un système de mesure absolu ou d'un contrôle avec une autre voiture, type Matisa par exemple. Le traitement qui filtre le plus est $B=0,3$, on a donc recherché le déraillement avec $B=0,1$.

1.4.2 - Défaut de profil de rail PK 190,079 à 085

Position en PK : profils donnés aux PK 190,178/180 et 184/186 donc seulement 20 m avant le déraillement présumé. La Figure 6 montre que ces deux profils sont un peu plus larges et moins usés.

Ce défaut est mesuré par la voiture Mauzin, et surtout modélisable par des changements de profils, rapides à cet endroit.

On compte sur la bonne connaissance du terrain pour recalculer les PK de la MAUZIN sur les défauts mesurés à la main et pour positionner les sections de rail sur ces PK terrain.

1.4.3 - Défauts de danse

Contrairement à une des pistes suivies dans le rapport 1, il n'est pas ajouté de danse de traverse. On fait confiance aux mesures de danse de la SNCF, faite après renseignement avec des tiges insérées dans le ballast. Pour les simulations du présent rapport, elles sont de toute façon intégrées dans les mesures de gauche et de dévers Mauzin, qui sont cohérentes avec les mesures de dévers et d'écartement du terrain.

1.5 - Données d'exploitation : la vitesse

On dispose d'une bande qui montre que la vitesse a varié dans la zone de déraillement. Elle est plus proche de 97 km/h que de 100.

Sans avoir d'explication sur cette variation, on choisit cette vitesse observée localement soit 26.94 arrondi à 27 m/s.

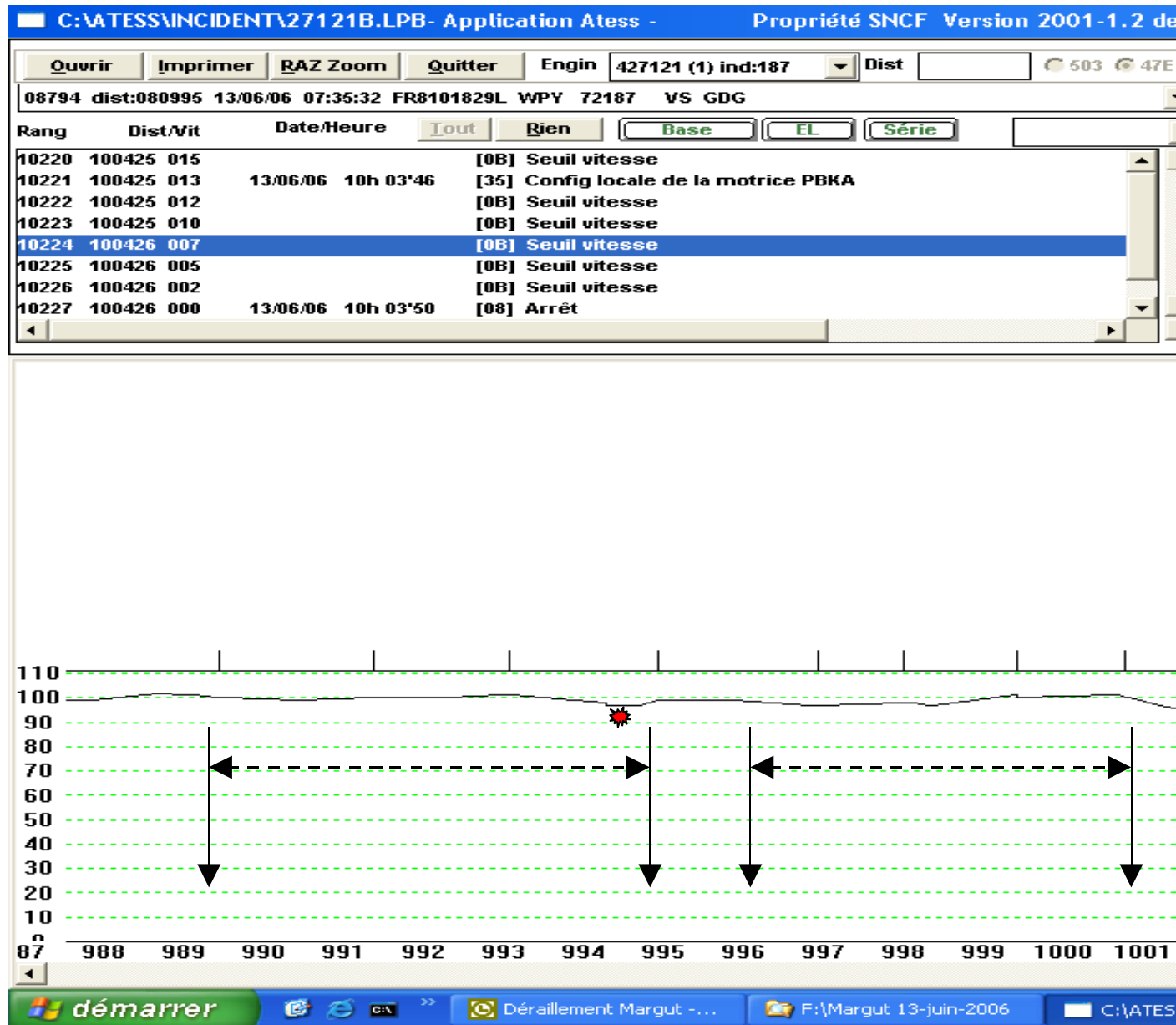


Figure 10 - Graphe de la vitesse dans la zone du déraillement

2 - Evolution des caractéristiques des modèles

Ce chapitre décrit en détail les évolutions des modèles réalisés dans l'environnement logiciel VOCOLIN, compte tenu des évolutions de données et par rapport au précédent rapport.

2.1 - Modèle de véhicule

2.1.1 - Modèle standard

Le bogie

Les modèles ont connu plusieurs modifications successives en coopération avec la SNCF-IR et sur des informations complémentaires données par le CIM.

On est maintenant sûr du seuil de transition de chargement entre petits et grands ressorts, ce qui veut dire que l'amortissement par frottement sec des amortisseurs Lenoir, lié au chargement d'un des deux ressorts de tare, est correctement proportionnel à la charge dynamique.

On a corrigé une erreur d'orientation des liaisons d'amortisseur LENOIR et le coefficient de charge. Il y a donc des modifications significatives par rapport aux précédentes simulations. Elles ont été refaites sans que l'on observe, en général, un comportement très différent.

Le wagon

Le rayon de giration de roulis pris auparavant à 1 m est assez faible. La SNCF a utilisé un rayon de 2 m. L'influence de ce paramètre par quelques simulations a montré qu'un rayon de giration de 2 m était défavorable, on a donc choisi de passer pour notre modèle de référence à cette valeur de 2 m. Néanmoins on a aussi décidé de faire varier le paramètre pour modifier la fréquence propre de lacet du wagon.

Modélisation des lisoirs avec jeu

La modélisation des lisoirs a été vérifiée et améliorée. Le comportement avec la nouvelle version de véhicule est légèrement différent des graphes du rapport préliminaire.

La création d'une nouvelle liaison ("type 5 modifié" dans le logiciel VOCOLIN de l'INRETS) est en cours. En attendant, le modèle comporte un petit ressort qui théoriquement peut être complètement déchargé, lorsque le jeu est négatif ; par contre la raideur transversale ne peut pas être brusquement réduite.

Modélisation d'un amortisseur Lenoir endommagé

La panne possible d'amortisseur Lenoir a été abordée de la manière suivante :

- suppression de la raideur longitudinale (k_x) de la liaison standard;
- réduction du frottement sec initial à 1% de la valeur précédente;
- ajout d'une raideur longitudinale avec jeu de 4 mm en compression;
- ajout d'un frottement sec latéral lié à la liaison précédente.

Ces modifications de liaison permettent de prendre en compte le fait que la boîte n'est pas plaquée sur son appui.

Un frottement sec persiste dans cette situation, mais il est remplacé par une liaison liée à l'appui sur les glissières de boîte.

Modélisation du frottement sec aux Lenoirs

Comme il n'y a qu'un seul ressort de tare qui appuie sur un seul chapeau, et bien qu'il y ait deux faces frottantes simultanément, on en arrive à une force de frottement apparente $F_z \mu_{ap} = 2 \mu \times 0,4 F_z/2$ avec $\mu=0,24$. Soit $\mu_{ap} = 0,10$.

La tangente d'inclinaison des anneaux de 0,40 est sensible à la longueur de piston de renvoi, mais le traitement du Lenoir de boîte 1 concerné par ce paramètre hors tolérance sera spécifique.

Modélisation du frottement sec à la crapaudine

La première possibilité est de tenir compte de coefficients de frottement identiques sur toutes les facettes, comme on l'avait fait dans le rapport 1. On a diminué la raideur en série de ces liaisons par frottement sec à $45 \cdot 10^6$ Nm/rd contre 100 auparavant, de façon à représenter au mieux la pente initiale des graphes mesurés par l'AEF.

Fichier du véhicule bogie symétrique : DAwLAFERTECra035CST

La vitesse critique de ce véhicule à crazpaudine à frottement sec fixe, sur un couple de profils roue et rail identique à gauche et à droite (rail extérieur au PK 190,190) :est déterminée par une simulation à vitesse décroissante (décélération de -0.5 m/s²).

La Figure 11 représente le débattement latéral de l'essieu avant en fonction du PK jusqu'à l'arrêt. La courbe décroissante est la vitesse en km/h à un facteur 10 près.

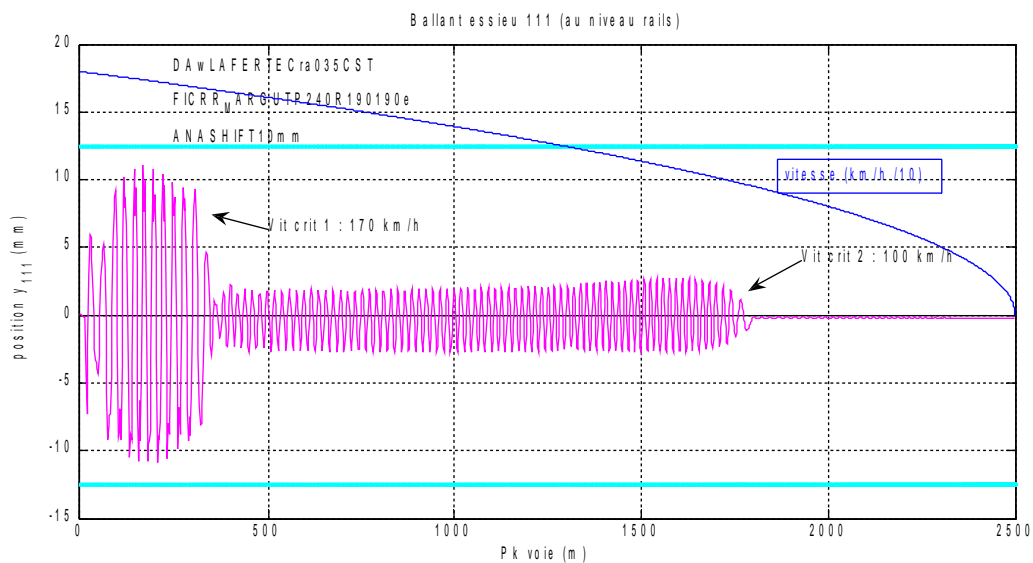


Figure 11 - Vitesse critique du bogie de référence, coefficient de frottement constant de 0,35 aux facettes de crapaudine

On constate un régime de vibration entretenue faible mais jusqu'à 100 km/h ; sans généraliser, car cette réponse est sensible aux conditions de contact.

Fichier de référence : DAwLAFERTECra035sym

Avec les amortisseurs Lenoir tous identiques, le bogie est nominal.

Sur ce bogie de référence, pour tenir compte des graphes de mesure des couples, montrant une évolution progressive, le coefficient de frottement de 0,37 à la crapaudine est baissé à 0,35. On dispose de quatre facettes qui ont permis de répartir différents coefficients de frottement sur ces liaisons pour reproduire la progressivité du couple en lacet, en faisant attention à ce que la somme diamétrale des coefficients vaille 0,35, car elle peut jouer sur le couple en roulis, et à ce stade on n'a pas de mesure de ce couple. Les coefficients pondérateurs adoptés sont 0,8 à gauche, 1,2 à droite, 0,6 devant, 1,4 derrière, Le modèle global de frottement sec en lacet du bogie de référence est donc moins "sec" qu'avant.

Noter que si on appliquait les coefficients 0,6 et 0,8 aux facettes gauche et droite, il y aurait le même couple de lacet mais un couple moins fort en roulis, et plus fort en tangage. Les combinaisons d'organes sont nombreuses et il faut bien faire un choix.

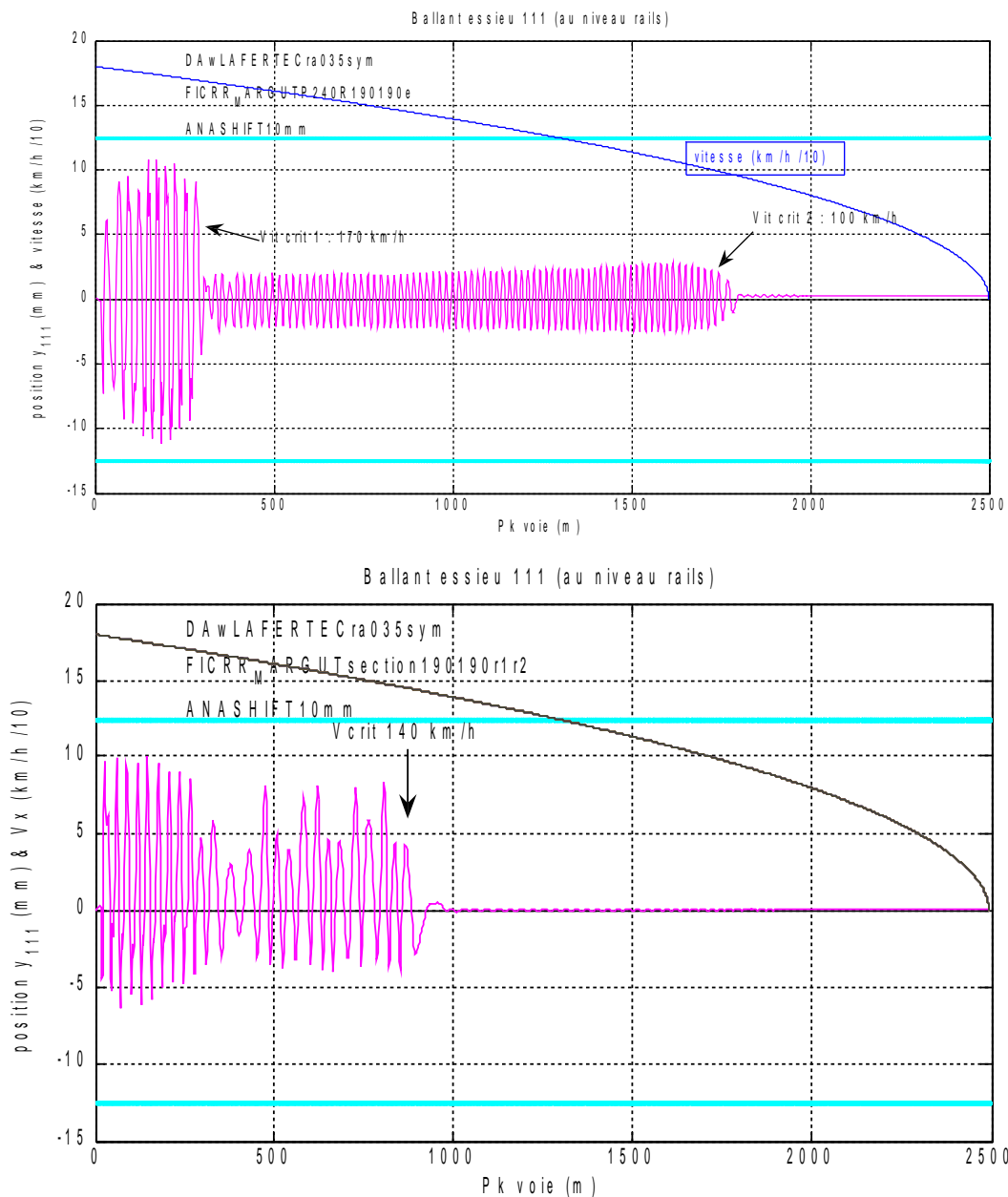


Figure 12 - Vitesse critique du bogie de référence, couple caisse-bogie réparti, selon le couple de contact roue rail (rails identiques ou différents)

Avec un coefficient de frottement à la crapaudine variable de 60 à 140 % d'une adhérence moyenne de 0,35 sur les différentes facettes du modèle de crapaudine, la vitesse critique dépend des profils roue rail : la figure du dessus montre un comportement analogue au modèle à frottement constant, la seconde figure montre une vitesse critique de plus de 140 km/h en changeant le contact pour des couples dissymétriques droite-gauche.

On note que l'essieu ne reste pas centré une fois stable; deux causes : on a effectué la simulation sur les profils dissymétriques de la courbe réelle, et de nombreux frottements secs empêchent le mécanisme de se recentrer complètement.

2.1.2 - Modèle dissymétrique Lenoir 1 HS

Fichier Lenoir 1 HS : *DAwLAFERTECra035len1HS*

Avec l'amortisseurs Lenoir de boîte 1 hors service :

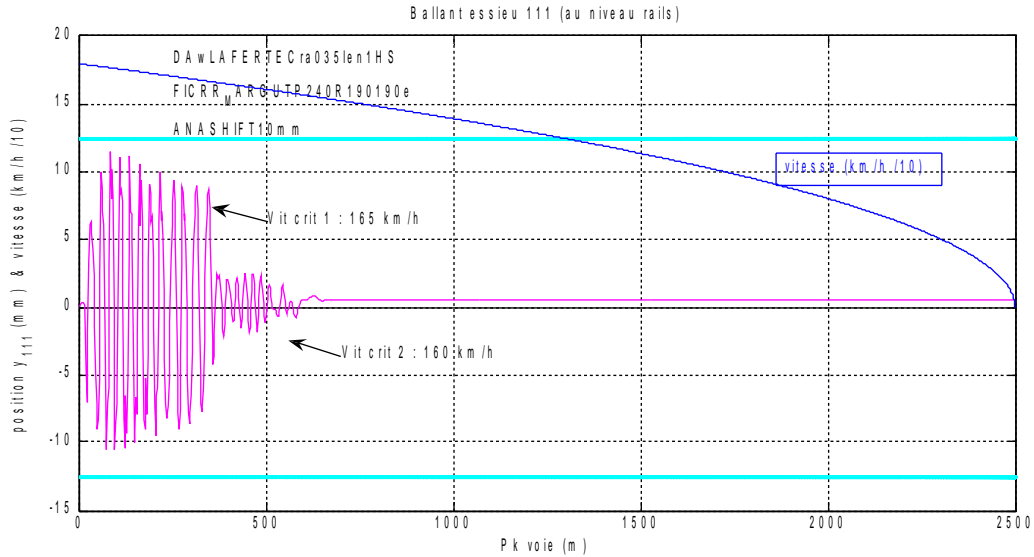


Figure 13 - Vitesse critique du bogie à Lenoir 1 HS, crapaudine à 0,35 répartis, un seul couple roue-rail

En dessous de la vitesse critique "principale" il persiste un comportement dynamique oscillant, mais ce deuxième comportement instable a presque disparu avec l'amortisseur supposé endommagé.

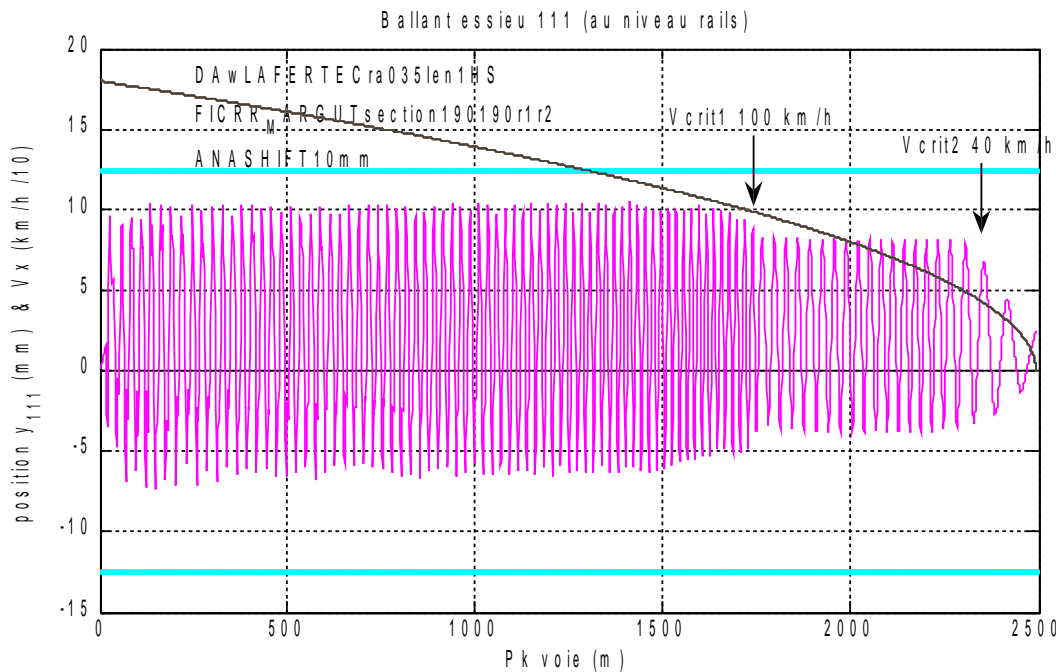


Figure 14 - Vitesse critique du bogie à Lenoir 1 HS, crapaudine à 0,35 répartis, couples roue-rail dissymétriques

Cette fois, uniquement en changeant de profils roue-rail, une première vitesse critique montre un changement de régime à 100 km/h et un régime périodique entretenu se stabilisant en dessous de 50 km/h. Le comportement est très différent et très sensible aux conditions de contact, sans doute aussi à cause du jeu possible dans le Lenoir.

2.1.3 - Modèle à lisoirs élastiques

Le type de véhicule utilisé par ce train minéralier comporte indifféremment des wagons à bogies à lisoirs élastiques ou avec jeu.

On souhaite comparer le comportement de ces deux types de bogies, on a donc réalisé un modèle où c'est le seul paramètre différent par rapport au modèle standard. En théorie, avec un frottement de 0,30 aux lisoirs plaqués, le couple supplémentaire³ est de + 960 daNm. Cela fait un offset de couple antilacet, surtout sensible à vide. Le châssis peut rester plus longtemps dans une orientation marquée.

Ce n'est pas le seul effet de ces lisoirs : les ressorts de placage exercent un couple permanent de redressement en roulis opposé et proportionnel au débattement de roulis.

Fichier lisoirs élastiques : DAwLAFERTEcra035symLisElast

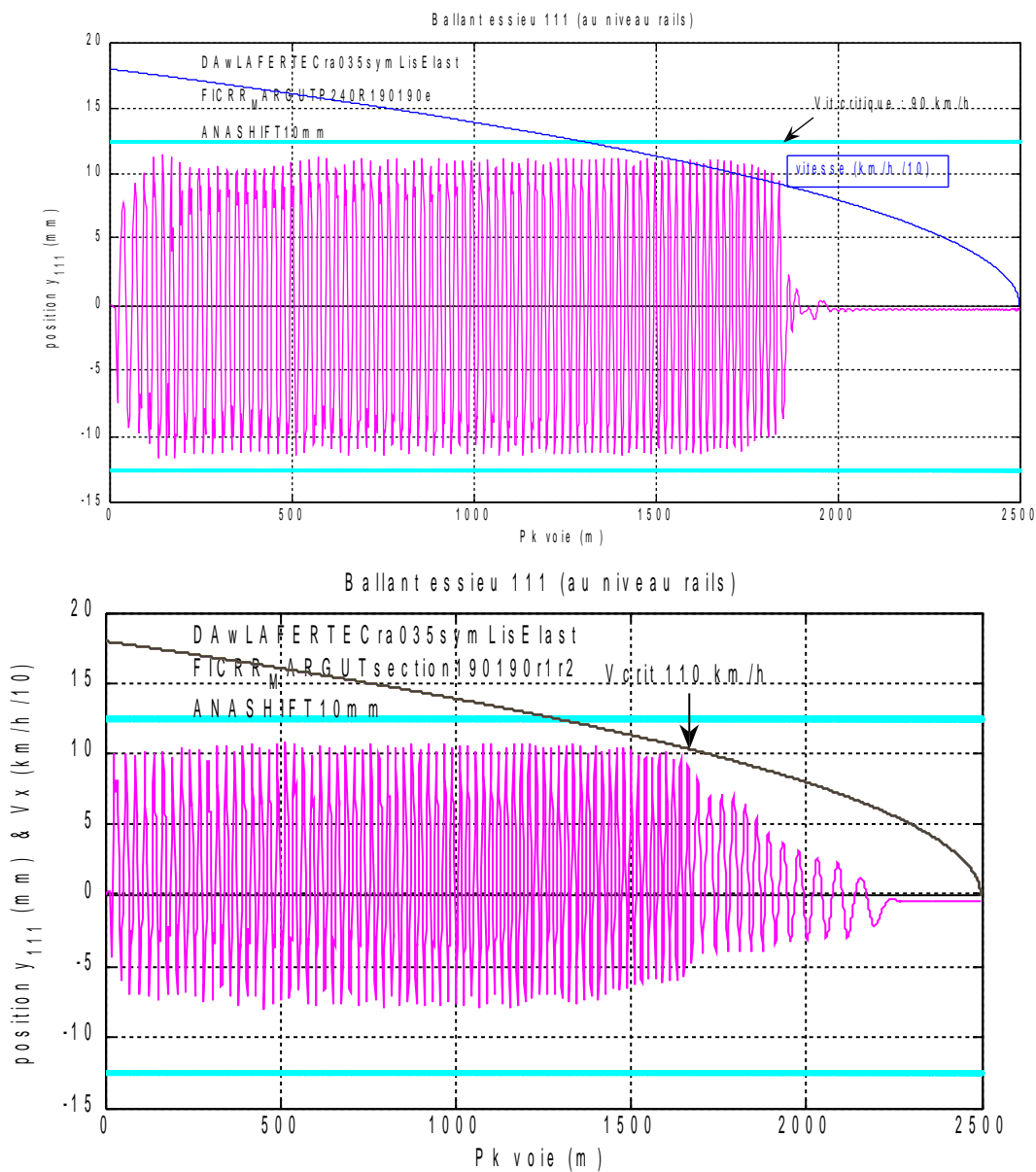


Figure 15 - Vitesse critique du bogie à lisoirs élastiques

³ 1600 daN x bras de levier 1m x 2 lisoirs x 0,30

La simulation de vitesse critique avec coefficient de frottement à la crapaudine répartie montre des vitesses critiques plus basse que précédemment, pour les deux cas de contact roue rail, de 90 avec stabilisation nette, ou de 110 km/h avec persistance d'une réponse oscillatoire s'atténuant avec la vitesse.

On s'attendait à mieux avec cet amortisseur supplémentaire. On peut en conclure que le comportement de ce type de bogie est difficilement prévisible.

2.2 - Modèle de contact roue -rail, fichiers, fonction APT, adhérence

Les considérations sur l'adhérence sont séparées du contact "géométrique" dans le logiciel VOCOLIN. L'adhérence est à préciser pour chaque simulation.

Les différents types de contact disponibles dans VOCOLIN ont été utilisés. Il a même été tenu compte de la plastification par saturation des contraintes au contact.

3 - Simulations sur voie Mauzin

Les simulations de ce deuxième rapport se font sur voie dite "réelle" c'est à dire dont la géométrie est établie à partir des données Mauzin recalées au mieux.

Pour toutes les simulations on lance la simulation à 27 m/s (97 km/h) contre 28 (102 km/h) auparavant.

3.1 - Véhicule de référence sur voie Mauzin

Un paramètre important est l'angle de dérive de l'essieu d'attaque dans cette courbe de 650 mètres de rayon. Sur le graphique suivant on a représenté les angles des deux essieux d'attaque, des bogies 1 et 2.

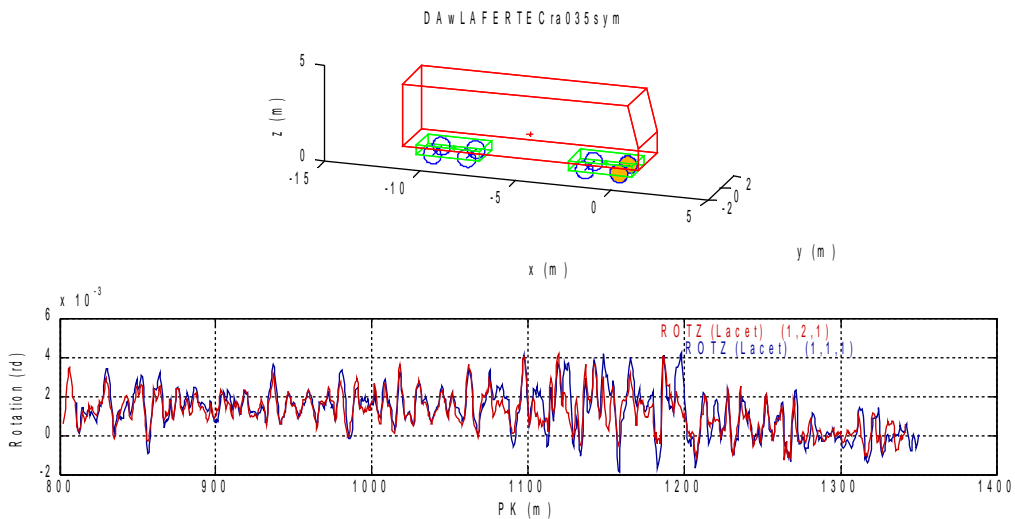


Figure 16 - Véhicule de référence, lacets des deux essieux avant des deux bogies

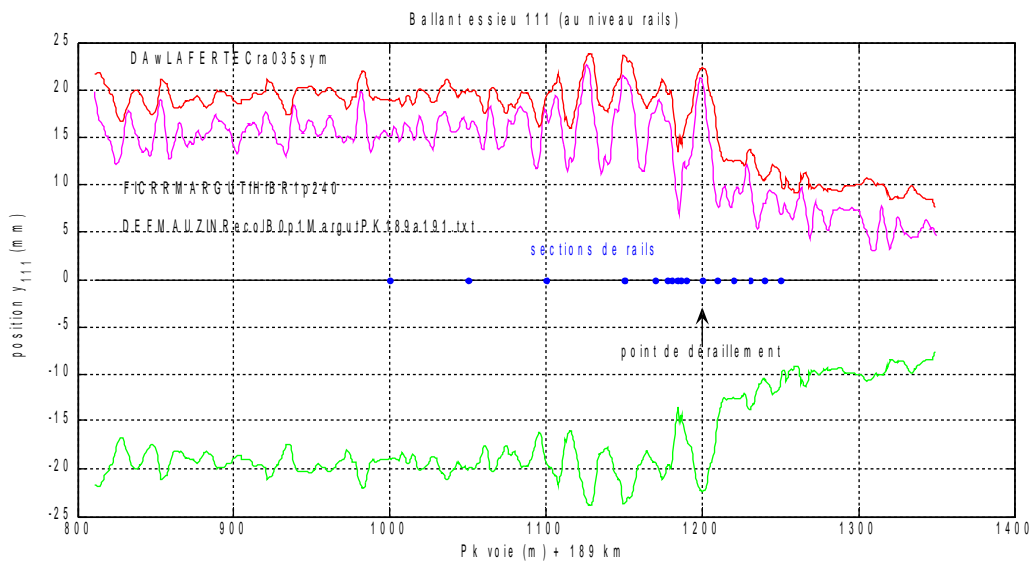


Figure 17 - Véhicule de référence, balant de l'essieu d'attaque dans le jeu

La simulation montre une grande importance des défauts de voie ; la valeur moyenne de l'angle de dérive par rapport à la voie est inférieure à 2 milliradians, avec des pointes à 4. Le retour à la valeur de 0 mrad dans la ligne droite n'est pas du tout proressif.

Au PK 190,200, le lacet de l'essieu d'attaque est de 4 milliradians au moment du pic de Y/Q correspondant à un choc au boudin, il diminue rapidement sous l'effet du couple de lacet consécutif à l'augmentation du rayon de roulement au boudin de la roue d'attaque.

A ce PK 190,200, l'essieu 1 montre une pointe à 4 milliradians mais pas l'essieu 3 ; la différence entre les deux bogies à cet endroit tient sans doute au couple de crapaudine, survireur à l'arrière et sous vireur à l'avant.

Le Y/Q simulé sur la roue d'attaque est le suivant :

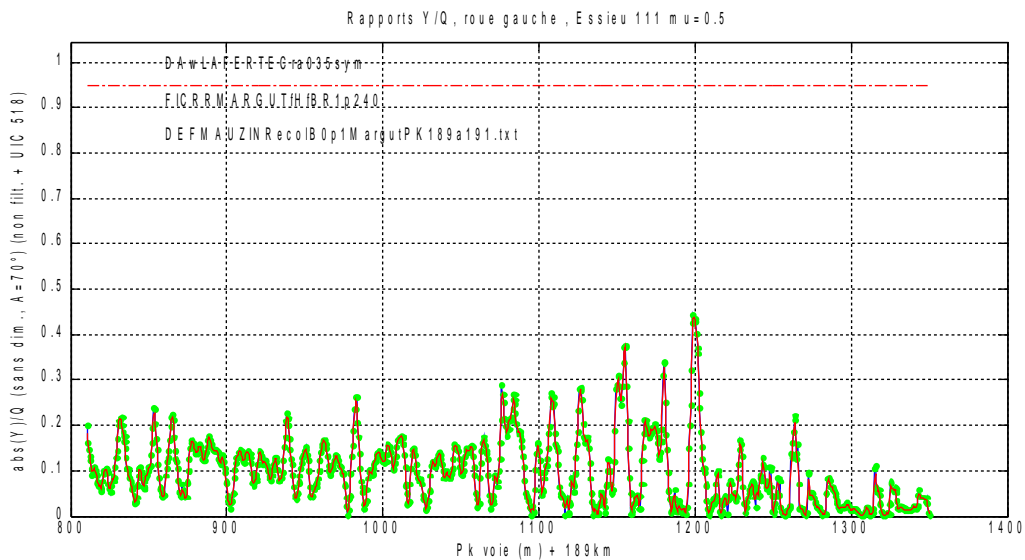


Figure 18 - Modèle de référence sur voie Mauzin sèche, rapports Y/Q

On remarque que la pointe de Y/Q au PK 190,200 est large, bien prononcée. C'est la pointe la plus forte de cette zone, mais la valeur pour cette situation de référence ne dépasse pas 0,44, loin des 0,95 correspondant à la limite de Nadal pour le déraillement à cette adhérence théorique de 0,5.

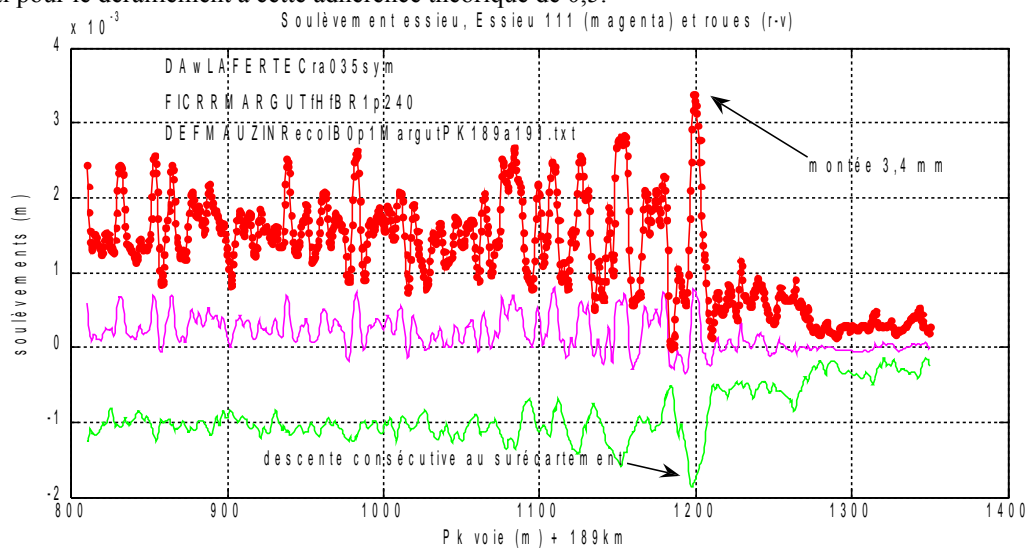


Figure 19 - Modèle de référence sur voie Mauzin sèche, montée de roue

La simulation ne montre pas non plus de montée excessive de roue, cependant la plus forte montée de la roue d'attaque a bien lieu au PK supposé du déraillement, conjointement à une descente de la roue opposée (donc du roulis) conséquence du sur-écartement local.

3.1.1 - Pseudoglisement de dérive, saturation et adhérence

Un paramètre fondamental en ce qui concerne le critère de Nadal est le coefficient d'adhérence. L'effet de l'adhérence peut se faire sentir si les pseudoglisements sont suffisamment importants pour saturer les capacités du contact roulant. Or les valeurs de dérive simulées ne sont pas très élevées.

Les pseudoglisements calculés avec l'adhérence de référence de 0,5 dépendent du chargement de la roue et de son élanement. Au moment du pic de Y/Q, on note un déchargement de la roue d'attaque avec 60 000 Newtons, tandis que la roue droite est chargée à 10 500 daN

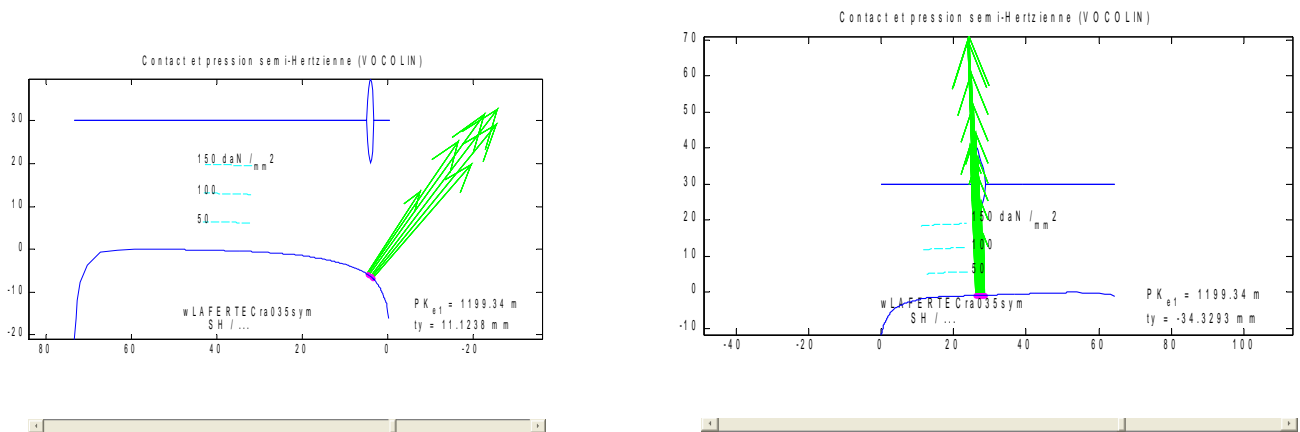


Figure 20 – Contacts juste avant le point supposé de déraillement

La figure ci-dessus montre la position extrême de la roue d'attaque au point supposé de déraillement. A noter que la pression de contact supposée à ce moment est très élevée, l'ellipse très allongée.

Le logiciel EXPRO nous permet d'estimer la valeur pour laquelle l'ellipse typique sur la table de la roue 2, est saturée à cette charge.

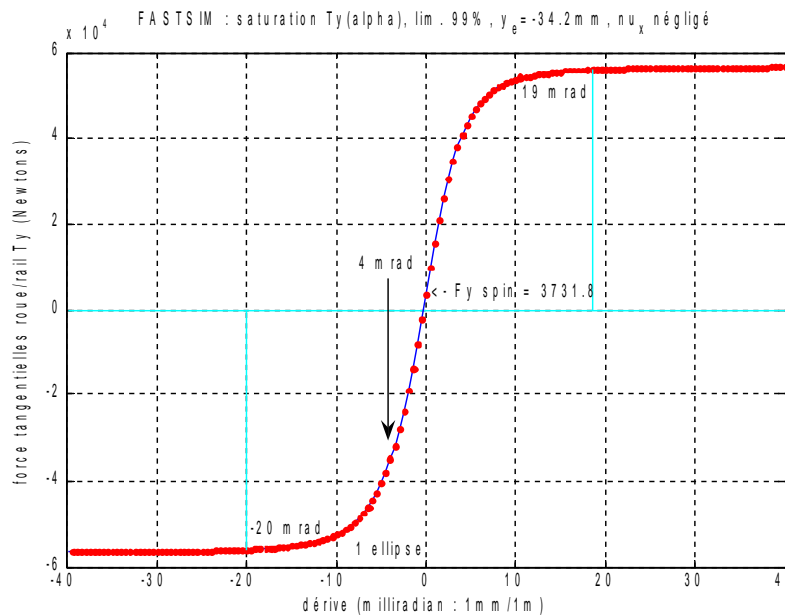


Figure 21 - Effort de dérive possible pour l'ellipse typique sur la roue d'attaque au PK 190,198

Comme le pseudoglisement de dérive n'est pas seul en présence, l'adhérence sera saturée plus tôt que les 20 milliradians de la figure 18. Le graphe des pseudoglisements de dérive et longitudinaux propose une répartition de ce qui se passe dans la courbe :

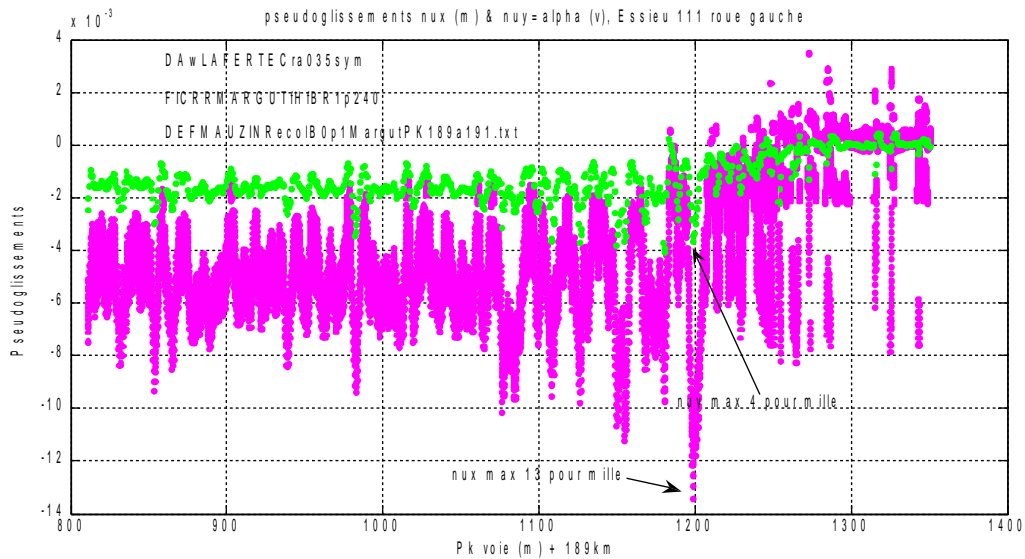


Figure 22 - Pseudoglisements simulés au contact de la roue d'attaque ; modèle semi-Hertzien

La figure ci-dessus montre que le pseudoglisement longitudinal (nux) est en moyenne trois fois plus fort que la dérive (nuy), même lors de la pointe du PK 190,200. L'adhérence est donc surtout utilisée en longitudinal, une augmentation de l'adhérence ne va pas se transformer proportionnellement en effort de dérive plus important.

3.1.2 - Bogie de référence à différentes adhérences

Le tableau ci-dessous montre les variations de la dérive et du Y/Q avec l'adhérence.

Adhérence	Angle de dérive	Y/Q
0,35	4,4 mrad	0,43
0,5	4,2	0,44
0,6	3,9	0,47

En résumé : l'adhérence n'a pas un effet dominant sur l'inscription en courbe de ce bogie, les pseudoglisements de dérive étant peu élevés.

3.1.3 - Bogie de référence à forte adhérence et boudin lubrifié

On a essayé d'augmenter l'adhérence disponible pour la poussée latérale Y sur la roue poussante, en diminuant le pseudoglisement longitudinal par une lubrification simulée du boudin opposé.

Avec une très forte adhérence de 0,6 sur la table des rails et un boudin lubrifié à 0,15 sur la roue d'attaque, on n'observe la même valeur de Y/Q : 0,47. Le lacet reste à 4 milliradians.

En descendant à une adhérence au boudin de 0,01 on a les mêmes résultats. Le châssis de bogie est tellement raide que les différences d'effort ne change pas beaucoup l'orientation des essieux.

3.2 - Véhicule dissymétrique

Après l'étude de la configuration de référence, la première différence sur le véhicule va porter sur le mécanisme d'amortissement Lenoir sur la roue d'attaque.

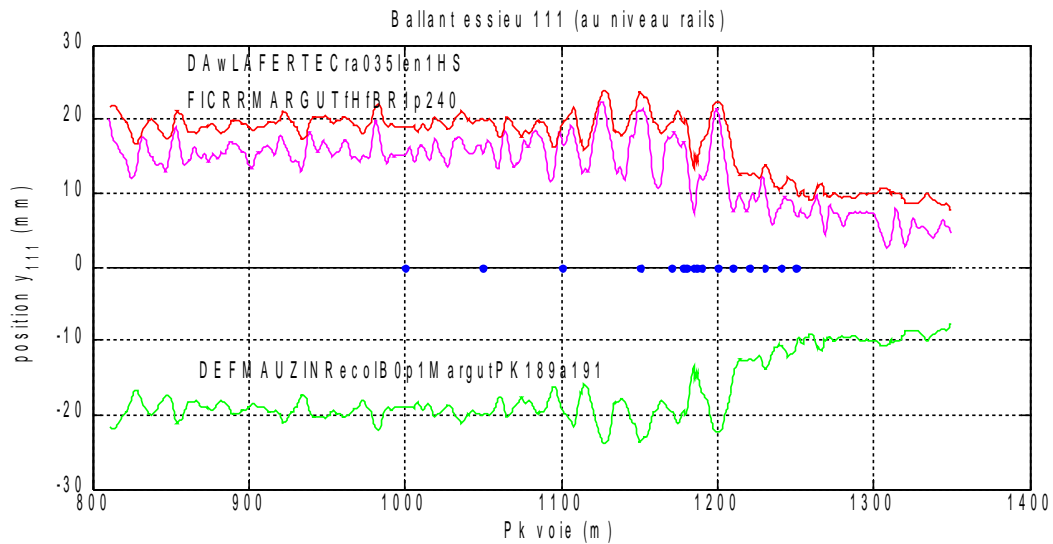


Figure 23 - Modèle à Lenoir 1 HS, débattement de l'essieu 1 dans le jeu en fin de courbe

Bien que le Lenoir soit modélisé endommagé, le comportement dynamique ne semble pas plus instable que celui du bogie de référence.

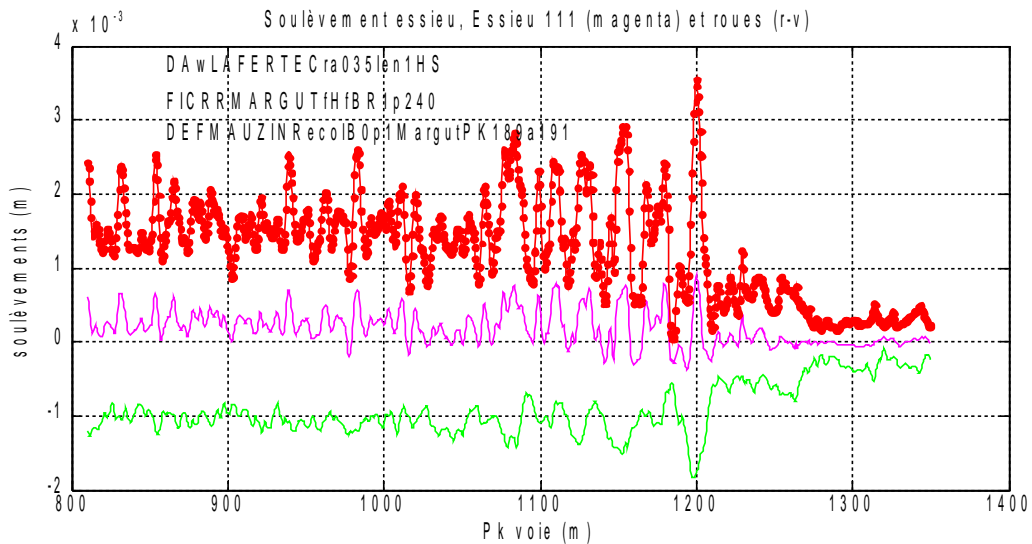


Figure 24 - Modèle à Lenoir 1 HS, montée de roues et d'essieu

La montée de roue d'attaque (en rouge sur le graphe) est à peine plus forte que pour le bogie de référence.

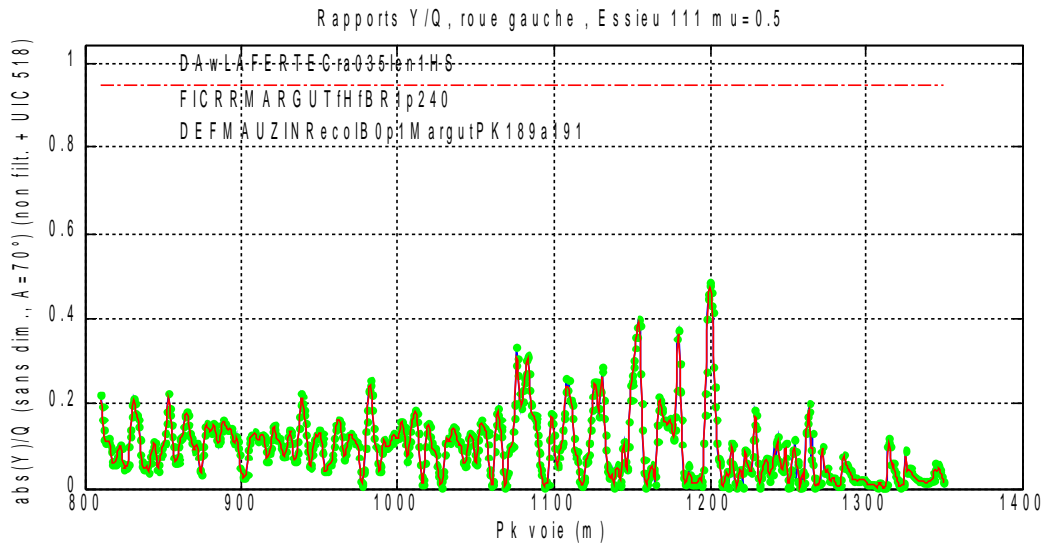


Figure 25 - Modèle à Lenoir 1 HS, rapports Y/Q

Comme pour les autres paramètres dynamiques, on ne remarque pas de différences notables, Le pic de Y/Q est analogue à moins de 0,5.

L'analyse du comportement de la nouvelle liaison représentant l'amortisseur Lenoir et son jeu de 4 mm va nous révéler ce qui se passe :

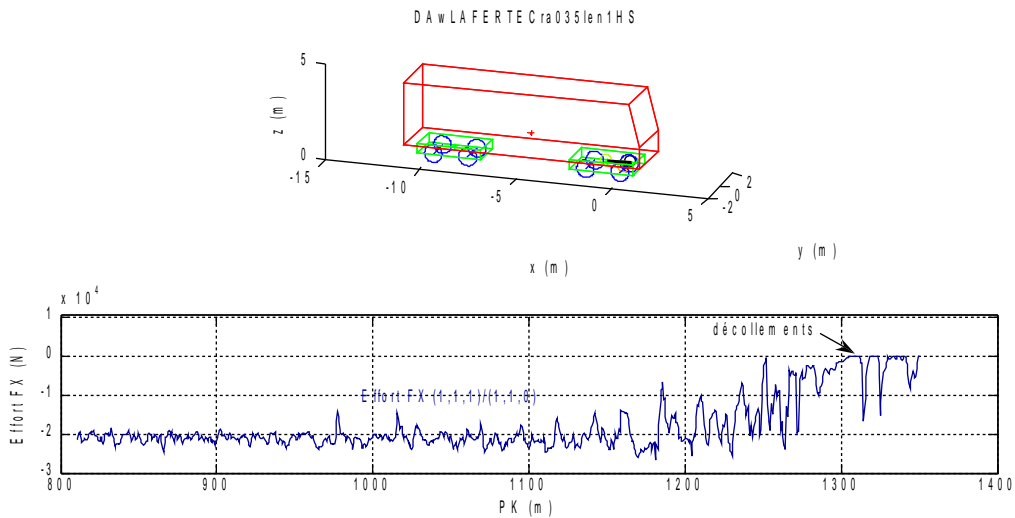


Figure 26 - Modèle à Lenoir 1 HS, effort à l'appui boîte-chassis

En conclusion, le modèle à Lenoir endommagé, bien qu'il nous ait demandé une modélisation dissymétrique plus complexe, ne révèle pas un comportement très différent puisque la boîte reste, pour l'essentiel, plaquée sur son appui dans la courbe, avec un effort de deux tonnes-force.

Le frottement sur cet appui est réduit par la non modélisation du piston, mais ce n'est pas décisif.

3.3 - Véhicule à lisoirs élastiques

Ce véhicule est sensé avoir un plus fort amortissement en lacet.

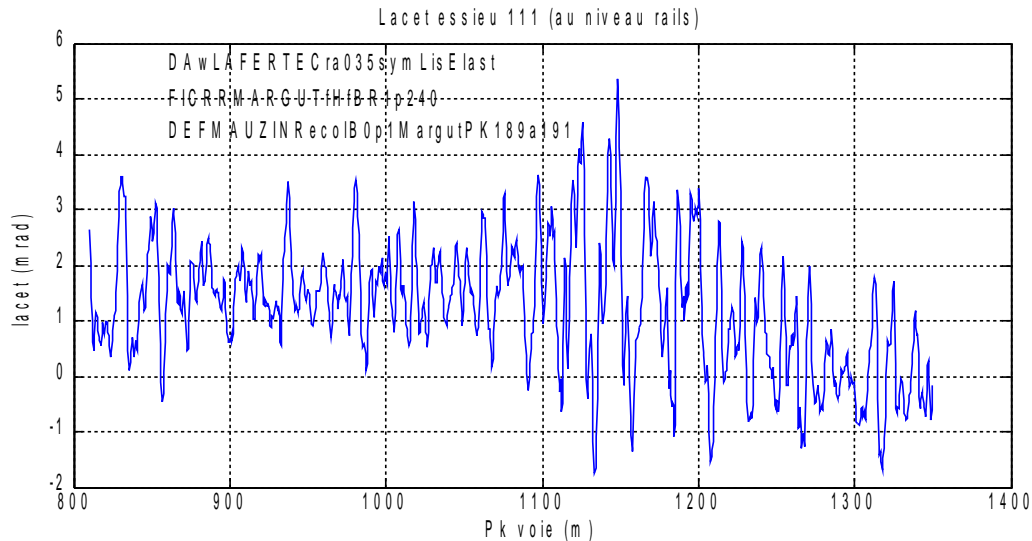


Figure 27 - Modèle de référence à lisoirs élastiques : lacet d'essieu avant

Le comportement de ce bogie est une nouvelle fois peu différent de celui du bogie de référence, le paramètre pour lequel on a trouvé l'écart le plus significatif est le lacet de l'essieu 1, limité à 3 milliradians avant le point de déraillement.

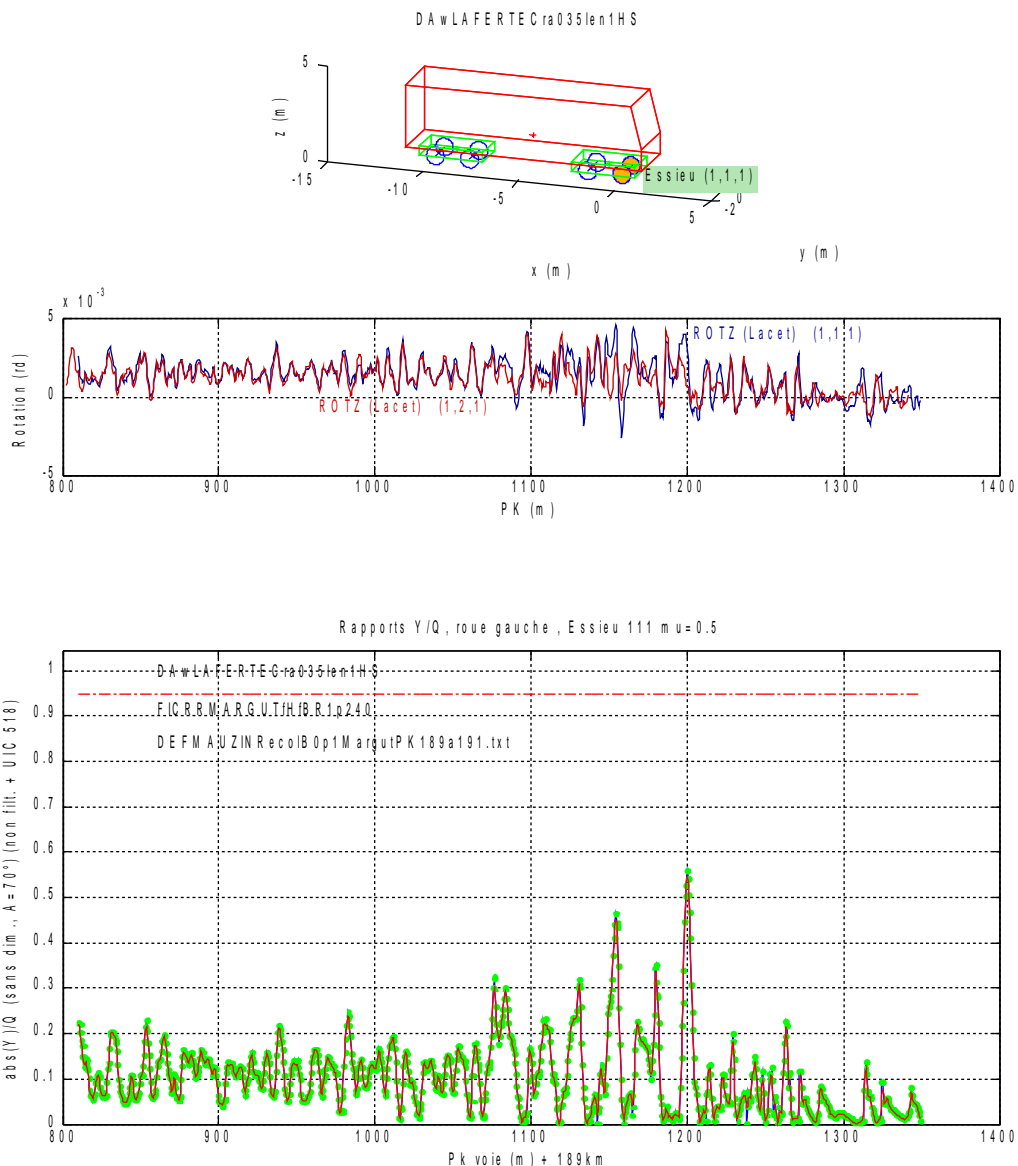
La pointe de Y/Q est de 0,43 à cet endroit.

4 - Simulation sur voie élastique discrétisée

Pour la plupart des simulations on en est resté à la modélisation d'une voie standard de raideur et d'amortissement normaux, constants et répartis.

Une simulation a été réalisée avec une voie élastique de type rail UIC 60 / voie ballastée élastique sur traverses espacées de 60 cm.

La voie réelle est munie de rails de moindre inertie, il conviendrait d'en créer un modèle plus précis.



Le résultat d'une variante de simulation sur voie élastique discrétisée est un léger accroissement de la dynamique et du paramètre Y/Q.

On en conclut que la dynamique fine de voie – les vibrations du rail - n'est pas nécessaire pour le scénario observé.

5 - Simulation avec profil S1002

5.1 - Roue S1002 sur rails au PK 190,190 en multi-Hertzien

Compte tenu que les roues mesurées ont roulé quelques kilomètres sur des têtes de traverse, la SNCF-CIM a réalisé une simulation avec un profil de roue S1002 sur les deux sections de rail 190,190 files gauche et droite.

De façon à se comparer à cette configuration, on a réalisé après la réunion du 17 avril une simulation comparable : une roue théorique S1002 sur les profils du PK 190,190, avec un modèle de contact multi-Hertzien.

Le contact multi-Hertzien de VOCOLIN est ce qui se rapproche le plus du modèle VOCODYM de l'ellipse équivalente, basée sur une pré-analyse multi-hertzienne.

A noter que, conformément aux comparaisons faites entre les roues (Figure 2), on a augmenté le jeu de +4,5 mm pour chaque roue à partir d'un profil S1002 à boudin de 32,5 mm. A gauche, la combinaison présente un angle du plan tangent moins progressif que celle avec roue usée. Les roues auront donc tendance à prendre le jeu maximal de 11,2 mm plus facilement qu'avec le profil mesuré R1p240.

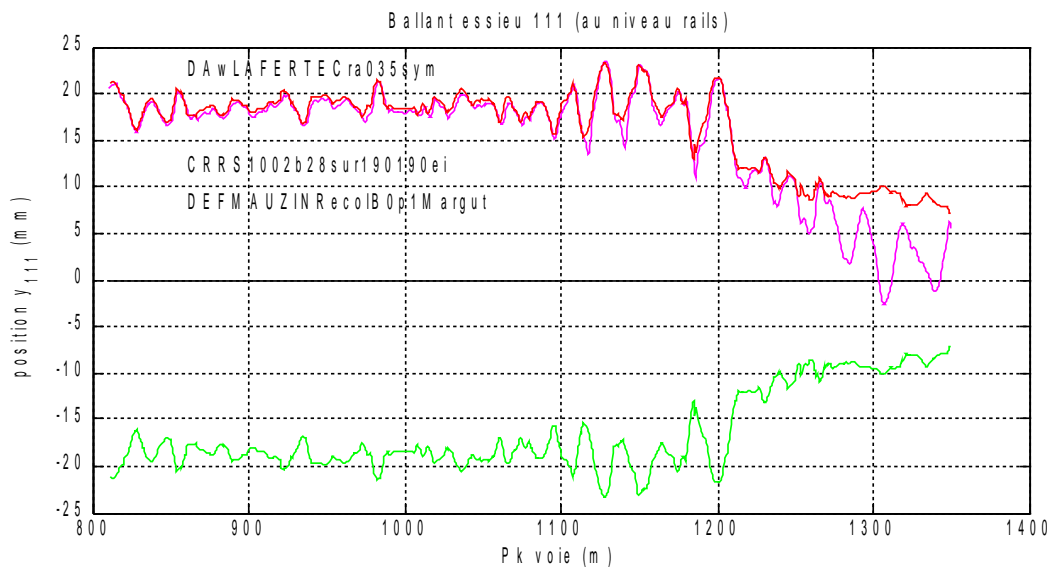


Figure 28 - Calage de la roue S1002 le long du rail extérieur en courbe

C'est ce qu'on observe sur la position de l'essieu avant dans la courbe : bien entendu sous vireur, il a tendance à suivre tous les défauts d'écartement du rail extérieur, sans marquer d'instabilité.

Observons maintenant le Y/Q (Figure 29).

La pointe de Y/Q au bon endroit monte à 0,70 ; il y a donc un effet sensible du profil de la roue. Or il est légitime de faire varier la roue puisque les mesures sur essieu accidentés ne sont évidemment pas exactement celles qu'il y avait avant l'accident.

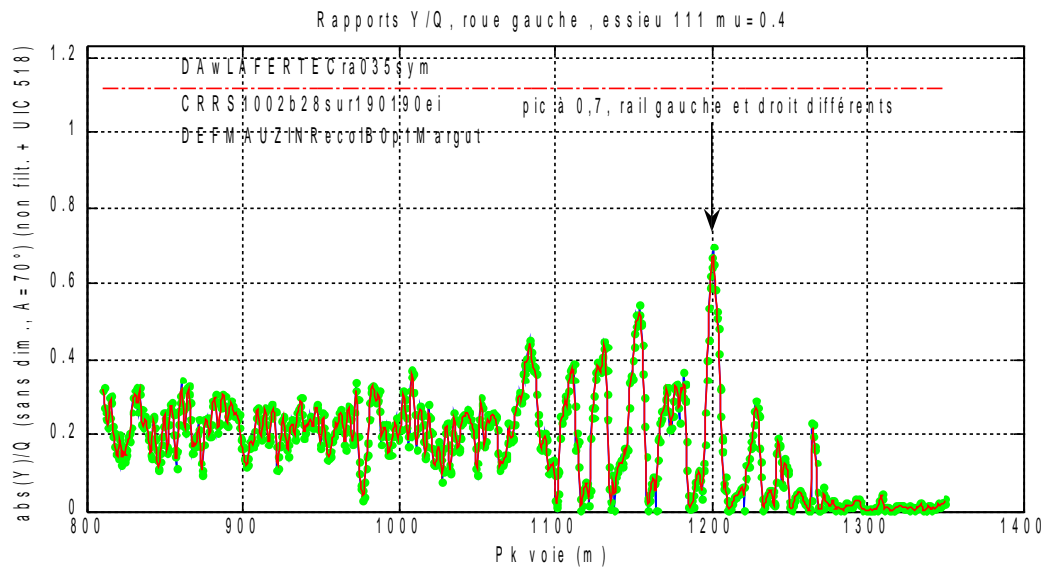


Figure 29 - Y/Q de la configuration bogie standard sur roues S1002

5.2 - Variante : recherche du pic maximum pour cette configuration

Cette voie étant intéressante, on a prolongé l'expérience numérique par des variations sur différents paramètres autres que la roue, dont l'adhérence et la raideur de voie :

- en supposant les flancs graissés (mu 0.15), cette pointe de Y/Q monte à : 0,78
- en augmentant l'adhérence sur la table à 0.5 le Y/Q monte à : 0,86
- en diminuant la raideur de voie (de 5 à 2 10⁷ N/m en Y et Z, pour 1 rail) : 0,85
- en diminuant l'amortissement de voie (de 1 à 0.5 10⁵ N/m en Y et Z, pour 1 rail) : 0,92
- en diminuant l'adhérence au boudin à 0.1 : 0,93
- en diminuant l'adhérence au boudin à 0.05 : 0,95

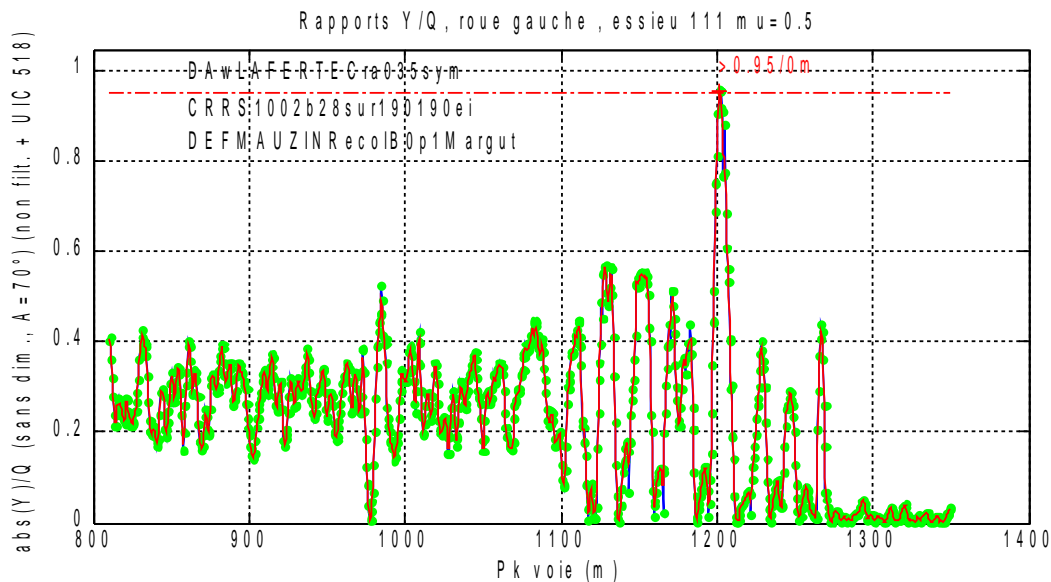


Figure 30 - Configuration bogie normal sur roues S1002, pic à 0.95 sur voie assouplie

Pour cette dernière configuration on dépasse le critère de Nadal sur un point, au PK 1201⁴.

⁴ On a également mené des simulations avec un seul type de rail, le profil extérieur, dans la même configuration le dépassement a lieu sur 3 mètres, mais cette configuration exploite encore moins fidèlement les données.

Autour du moins bon résultat⁵, présenté, encore réaliste, on a testé d'autres configurations de voie souple en latéral ou vertical uniquement, sans trouver plus de 0.92.

Cette tendance est confirmée en changeant de modèle de contact roue rail pour le Semi-Hertzien, sans changer les profils (mais en réduisant le jeu : quand on l'augmente, le Y/Q diminue !).

Ces hypothèses s'écartent de ce que l'on sait : voie certes sèche, mais pas graissée au boudin. Cependant une plus faible raideur de voie que le standard est également réaliste, compte tenu de l'état général. Toutes les variations ne répondent pas à la logique traditionnelle des mécanismes linéaires. On relativisera car on utilise un modèle, forcément simplifié, mais on voit à quel point le système est sensible aux hypothèses sur le contact, à la forme de roue, à la raideur de voie, et aux divers coefficients de frottement.

5.3 - Comportement du bogie à Lenoir 1 HS autour du pic maximum

En partant du pic maximum, présenté sur la figure précédente, des simulations avec le modèle de bogie Lenoir 1 HS montre la même tendance : pointe de Y/Q à 1, dépassement sur plus de 3 mètres, mais pas de déraillement franc.

Des variantes sur le thème de :

- la hauteur du centre de gravité de caisse, de 1 m 50, 1m90, 2m et 2m20
- l'inertie en tangage, 20 % de plus ou de moins
- l'inertie de caisse en lacet
- l'inertie en roulis, idem

n'ont fait que diminuer le Y/Q maxi observé.

En conclusion, la voie explorée par le CIM avec un modèle de contact plus simple et des hypothèses de contact plus éloignées du profil final a conduit, avec de petites adaptations, à retrouver les valeurs de pic présentées par le CIM en réunion, et toujours pas de déraillement. Les deux logiciels ne sont donc pas très éloignés.

⁵ En diminuant encore l'adhérence au boudin à 0.01 ce qui est peu réaliste, on atteint un Y/Q de 0.98 mais on ne déraille toujours pas. De même pour des adhérences sur tables irréalistes de 0.75 à 2 !

6 - Vérification du comportement d'autres véhicules

Les vérifications portent sur le passage d'un wagon vide ou chargé au maximum, de même caractéristiques par ailleurs ; Les rayons de giration ne sont pas modifiés. Comme ces modèles comportent des liaisons par frottement sec asservies à la charge dynamique, aucune liaison n'est modifiée, les coefficients de frottement restent identiques et les forces de saturation suivent.

On conserve un centre de gravité de caisse décalé de 30 mm (même à vide).

En principe, un véhicule à bogies Y25 est plus instable à vide qu'en charge, surtout sans lisoirs fixes, car les masses non suspendues sont proportionnellement plus importantes.

6.1 - Véhicule chargé à 22,5 t/essieu

Ce chargement s'accompagne d'un centre de gravité plus haut, à 2 m 200.

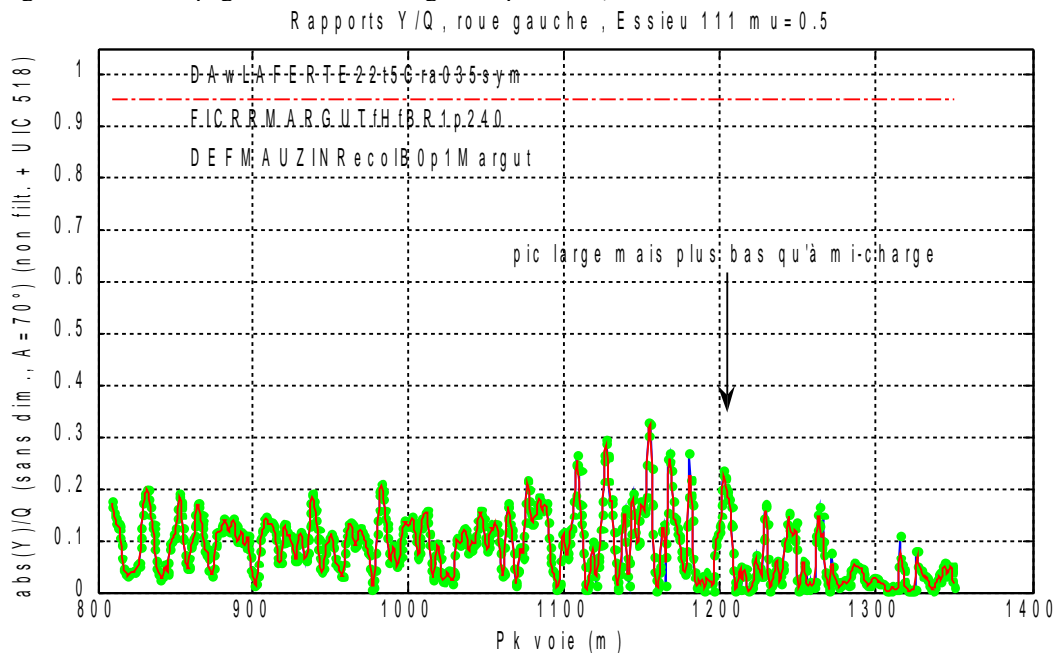


Figure 31 - Paramètre Y/Q roue 1 au passage d'un wagon à bogie symétrique chargé au maximum

On a réalisé des simulations sur quatre ou cinq combinaisons de profils plausibles à l'endroit du déraillement, dans tous les cas, le Y/Q de la roue d'attaque ne présente pas de pic particulier dans cette zone.

6.2 - Véhicule à vide

Ce chargement s'accompagne d'un centre de gravité baissé, à 1 m 70.

Le comportement moins stable de ce wagon exige de présenter le débattement de l'essieu dans la voie (ballant)

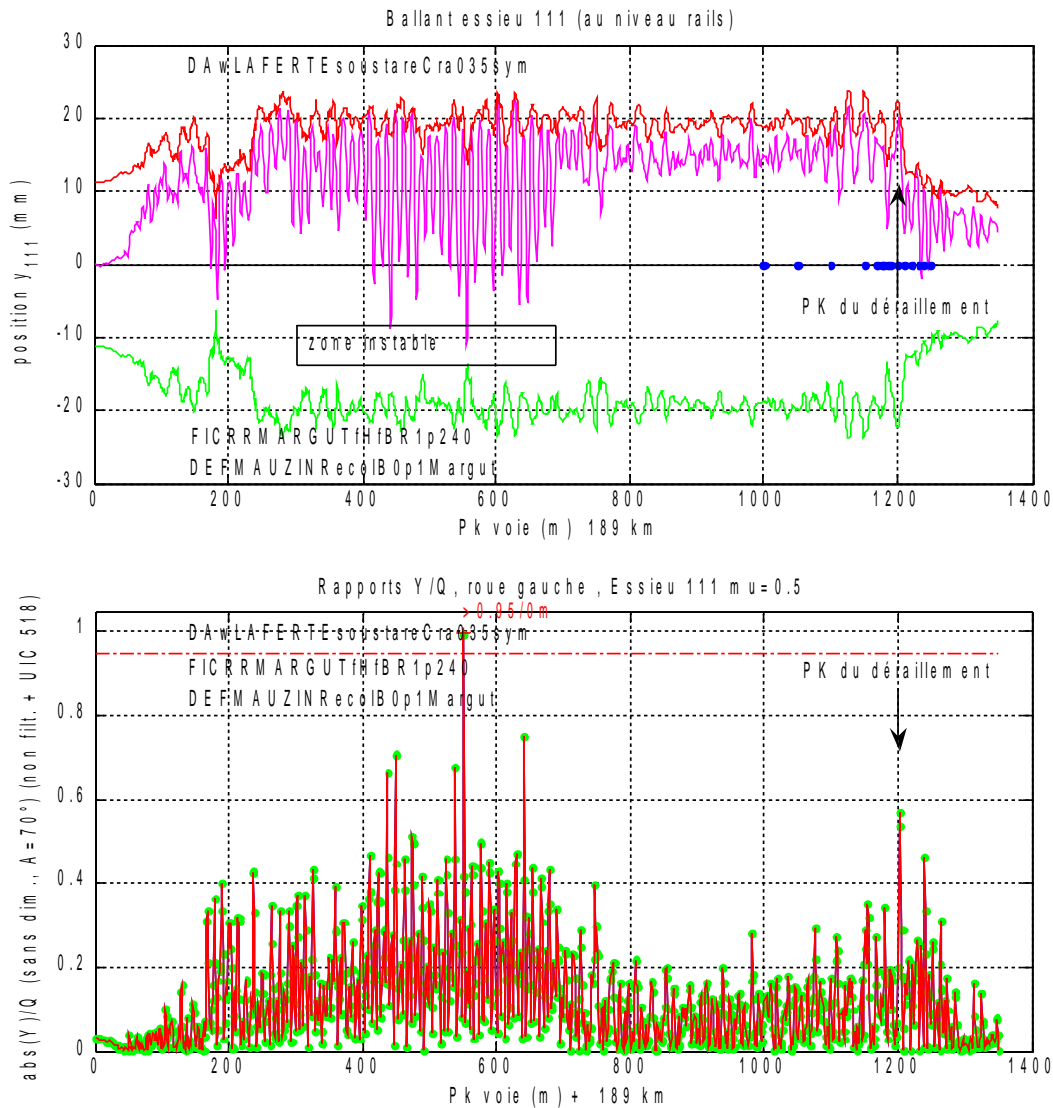


Figure 32 - Paramètre Y/Q roue 1 au passage d'un wagon à bogie symétrique sous tare dans la zone du déraillement

La première partie de courbe présente une instabilité de wagon, avec même un soulèvement de roue droite (intérieure) au PK 189,600. Certains pics de lacet atteignent 10 milliradians (on présenté ici). Un seul dépassement du critère de Nadal au PK 189,540 sans conséquences.

Ce wagon vide n'est cependant pas instable dans la zone de déraillement, et il ne déraille nulle part. le pic simulé au PK du déraillement est un peu plus fort qu'à la charge du déraillement, mais plus étroit.

La situation peut paraître plus malsaine qu'à mi-charge, mais on note que la longueur d'onde de lacet dans la phase d'instabilité est plus courte (8 mètres) que celle des défauts périodiques des PK 190,100 à 210 : 22 mètres.

Cette dernière simulation conforte l'idée qu'il peut y avoir eu, à mi charge, une mauvaise conjonction de fréquence de lacet et de fréquence d'excitation par la voie.

Conclusions

Les simulations plus approfondies et plus précises développées dans le présent rapport ne permettent pas d'expliquer le déraillement observé à Margut. L'examen approfondi du bogie dans les ateliers de Tergnier n'a pas conduit à découvrir de circonstances causant clairement le déraillement. Les simulations représentant ce bogie ont montré que, même dans l'hypothèse d'un amortisseur Lenoir endommagé, l'essieu reste plaqué dans son logement de boîte avec un angle de dérive raisonnable, d'environ 4 milliradians au maximum.

Les incertitudes

Certaines circonstances restent incertaines, par exemple le tracé de voie réel le jour de l'accident. Les mesures de voie MAUZIN datent de plusieurs mois avant le déraillement, et sont faites à une charge qui ne révèle pas forcément les danses de traverses au passage des trains lourds. La présence d'un défaut métallurgique important près du point d'impact peut être révélatrice d'un endommagement évolutif de la voie, qui aurait entraîné un défaut de dressage ou de gauche encore plus important à cet endroit ce jour là. L'hypothèse d'une voie plus souple montre une élévation du risque.

Le comportement du modèle de bogie n'est pas totalement maîtrisable, son architecture basée sur de nombreux mécanismes non linéaires suggère qu'il n'est pas possible d'observer un comportement stable ou périodique garanti avec ce type de bogie : l'attracteur type n'est pas une ellipse ou un tore. Le wagon, à vide, est peu stable même s'il ne déraille pas sur ce secteur.

Les inerties, mal connues avec ce wagon et ce chargement, restent un paramètre d'ajustement large. Les coefficients de frottement dans les Lenoir aussi. Il est possible qu'une combinaison que nous n'avons pas explorée entraîne un mouvement de lacet plus synchrone aux excitations et plus violent que ce que nous avons simulé avec nos modèles et leurs variantes. Les modèles étant non linéaires, il n'est pas suffisant d'extrapoler un comportement à partir d'un balayage de paramètre sur deux ou trois valeurs.

Suggestions

A la charge pratiquée sur le bogie dérailant, les paramètres dynamiques présentent dans tous les cas un maximum local au PK signalé du déraillement, conséquence de plusieurs défauts de voie périodiques successifs, en particulier en gauche. La longueur d'onde de ces défauts, 20 à 25 mètres, est proche de la longueur d'onde de Klingelt donnée par la conicité standard d'une roue de wagon sur un rail standard. Les simulations ont montré que cette longueur d'onde théorique était sensible à la charge quand on tient compte des divers mécanismes du bogie. Cette série de défauts de rail, qui aurait pu causer une résonance avec le lacet naturel du wagon, n'aurait pas dû être admise. En tout cas pas conjointement avec un gauche élevé.

Il pourrait être intéressant d'introduire un critère de longueur d'onde sur le dressage dans l'analyse de la dangerosité des défauts relevés.

Ce même critère de longueur d'onde pourrait être appliqué sur le sur-écartement, clairement observé dans cette courbe et qui a certainement joué un rôle.

Il a parfois été proposé de simuler un bogie type, pour estimer le risque d'incident consécutif à un défaut mesuré, pour améliorer la décision en aval de la mesure Mauzin. Sans doute valable pour des bogies linéaires, cette stratégie ne l'est pas pour des bogies rustiques et non linéaires tels que le Y25. Cependant, en tant que sujet de recherche, nous suggérons à la SNCF de faire bénéficier de l'expérience de cet accident dans une mise en commun au niveau Européen, par exemple dans un projet Virtual Homologation de l'UNIFE avec l'UIC actuellement proposé pour le 7^e PCRD.

La question de rendre les amortisseurs antilacets obligatoires n'a pas été traitée de façon générale, mais locale sur les défauts de cette courbe. Pour le bogie avant et l'essieu d'attaque, la simulation montre une légère amélioration de la situation. Est-ce suffisant pour exprimer cette contrainte ?

Bibliographie

"Essais du bogie Y 25 en similitude échelle 1/4", H. CHOLLET, J.B. AYASSE, P. CAROFF, J.P. PASCAL, rapport de fin d'étude, sous convention MRT-AFME, octobre 87

"Simulation dynamique du bogie Y37", J.B. AYASSE, H. CHOLLET, rapport d'étude confidentiel sous contrat GEC ALSTHOM-ACR ainsi que pour la SNCF, juillet 1990

"Modélisation simplifiée d'un bogie avec frottements secs", J.B. AYASSE, H. CHOLLET, J.P. PASCAL, rapport de recherche INRETS n° 33, mars 1987

"Essais en similitude à l'échelle 1/4 de bogies de wagon de la famille Y 25", H. CHOLLET, rapport de recherche INRETS n° 78, septembre 1988

"Identification des paramètres fonctionnels associés aux profils des roues et des rails ferroviaires", J.P. PASCAL, G. SAUVAGE, J.B. AYASSE, H. CHOLLET, J.L. MAUPU (Contrat de recherche SERT/PREDIT : "Dynamique ferroviaire"), rapport de recherche INRETS n° 123, juin 1990

"Contact roue-rail : vérification expérimentale de la théorie de KALKER", H. CHOLLET, rapport de recherche INRETS n° 135, 87 pages, juin 1990

"Measurement of the Transversal Creepforce in a Wheel-Rail Contact Area", H. CHOLLET, J.B. AYASSE, J.P. PASCAL, 11th IAVSD Symposium, KINGSTON, Ontario, Canada, août 1989 (édition en 90, ZWEIT & ZEITLINGER BV, LISSE)

"Etude en similitude mécanique des effort tangents au contact roue-rail", Hugues CHOLLET, Thèse de Doctorat de l'UNIVERSITE PARIS 6, spécialité : mécanique, soutenue le 21 Juin 1991

"Some experiments on longitudinal and Combined Creepages of a Conic Wheelset", H. CHOLLET, poster paper, 3rd International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail / Wheel Systems, CAMBRIDGE, Royaume Uni, juillet 1990 (édition en preprint)

"Quasi static derailment of a railway vehicle - Comparison between experimental and simulation result", P. AKNIN, J.B. AYASSE, H. CHOLLET, J.L. MAUPU (INRETS), A. GAUTIER, M. PARADINAS (SNCF MCR/MEP), 13th IAVSD Symposium, CHENGDU, Sichuan, Chine, août 1993 (édition en 94, ZWEIT & ZEITLINGER BV, LISSE)

"Frottement de roulement en ferroviaire"
Hugues CHOLLET, Brahim SOUA (INRETS-LTN), présentation journée Club CRIN / matériaux - Tribologie, 26 juin 1995

"A new approach for the modelling of track geometry recording vehicles and the deconvolution of versine measurements", P. AKNIN, H. CHOLLET (INRETS), 16th IAVSD Symposium, Pretoria, août 99 (Vehicle Systems Dynamics)

"Paramètres Caractéristiques du Contact Roue-Rail", J.B. AYASSE, H. CHOLLET, J.L. MAUPU, rapport de recherche INRETS n° 225, janvier 2000

"Dry friction models", J.B. AYASSE, S. IWICKI, H. CHOLLET, poster paper, XVIIth IAVSD Symposium, Lyngby, Denmark, août 2001

"Determination of the wheel rail contact patch in semi-Hertzian conditions"
JB Ayasse and H. Chollet
VEHICLE SYSTEMS DYNAMICS
Vol 43 Number 3 March 2005

Hugues CHOLLET et Jean Bernard AYASSE : "Wheel Rail Contact"
in : "Handbook of railway vehicle dynamics"
Coordinateur : Simon Iwnicki, Ed : Taylor & Francis, en anglais, sept 2005

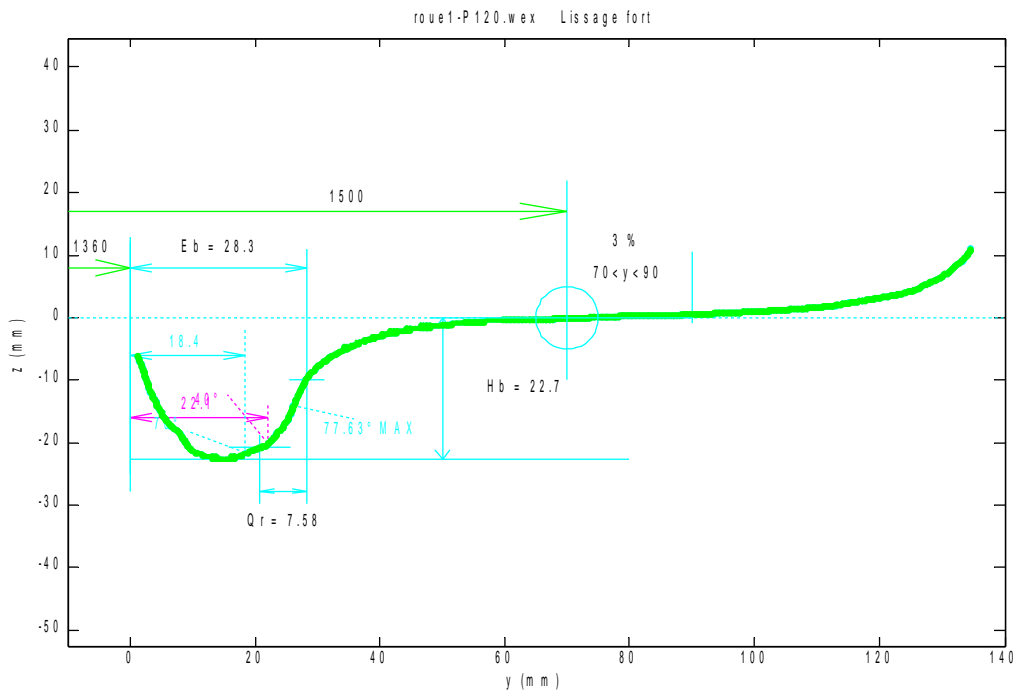
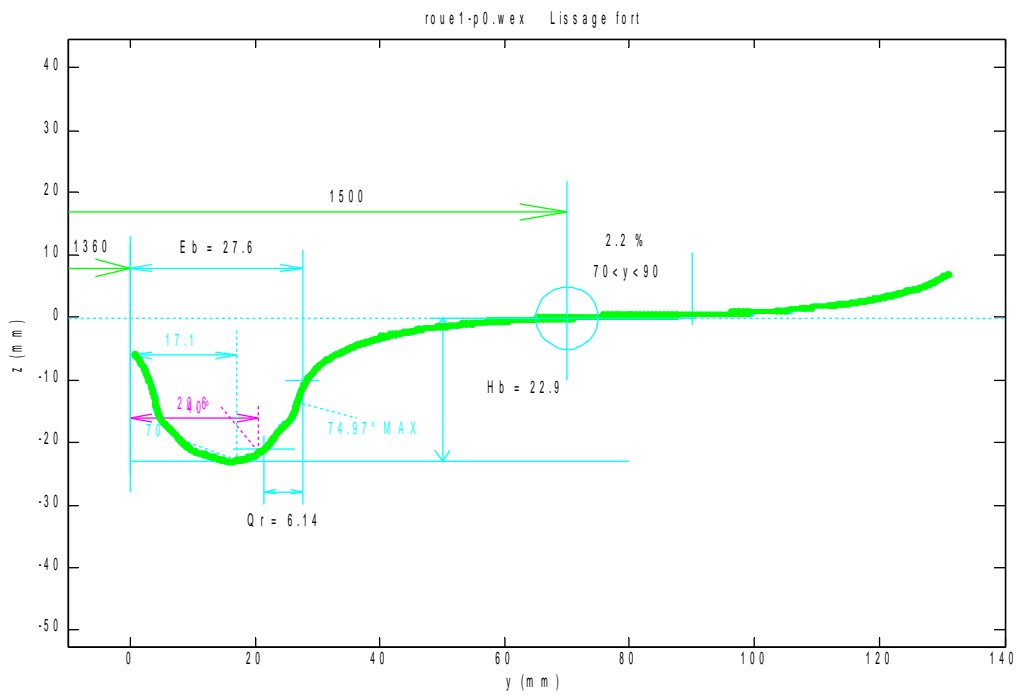
"*Wheel Rail Contact Models for Vehicle System Dynamics Including Multi-Point Contact*", auteurs J. Piotrowski, H. Chollet, State of the Art paper, 19th IAVSD Symposium, Milano, août 2005, in : special issue "IAVSD : State of the Art", vol.43 n° 6-7, June-July 2005, p. 455, Guest Editor : Stefano Bruni and Giampiero Mastinu, Publisher : Taylor & Francis, ISSN 0042-3114

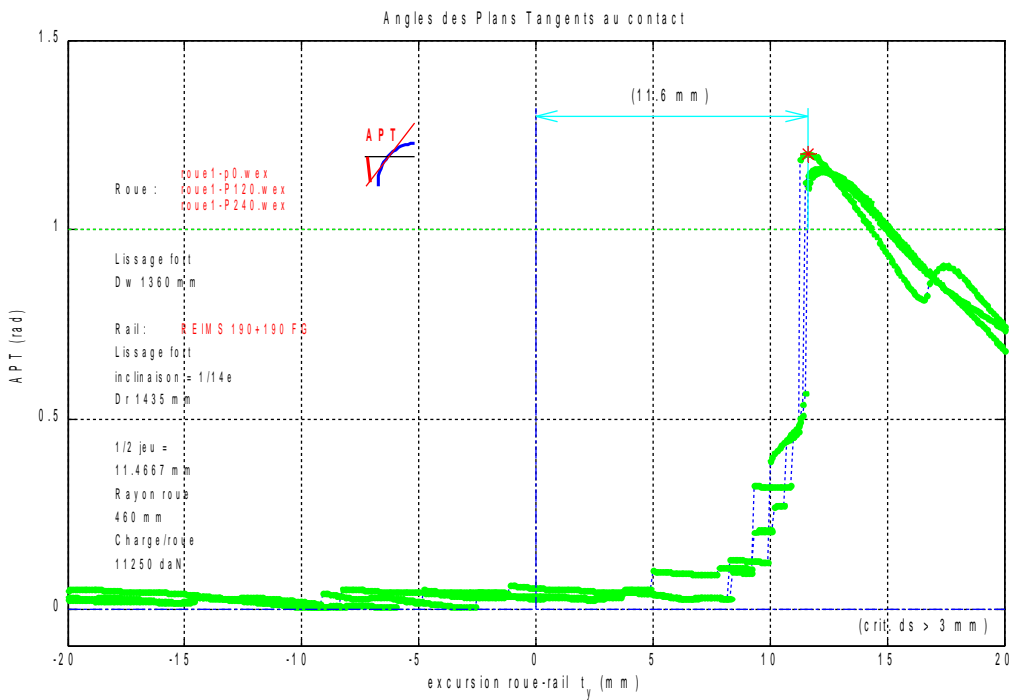
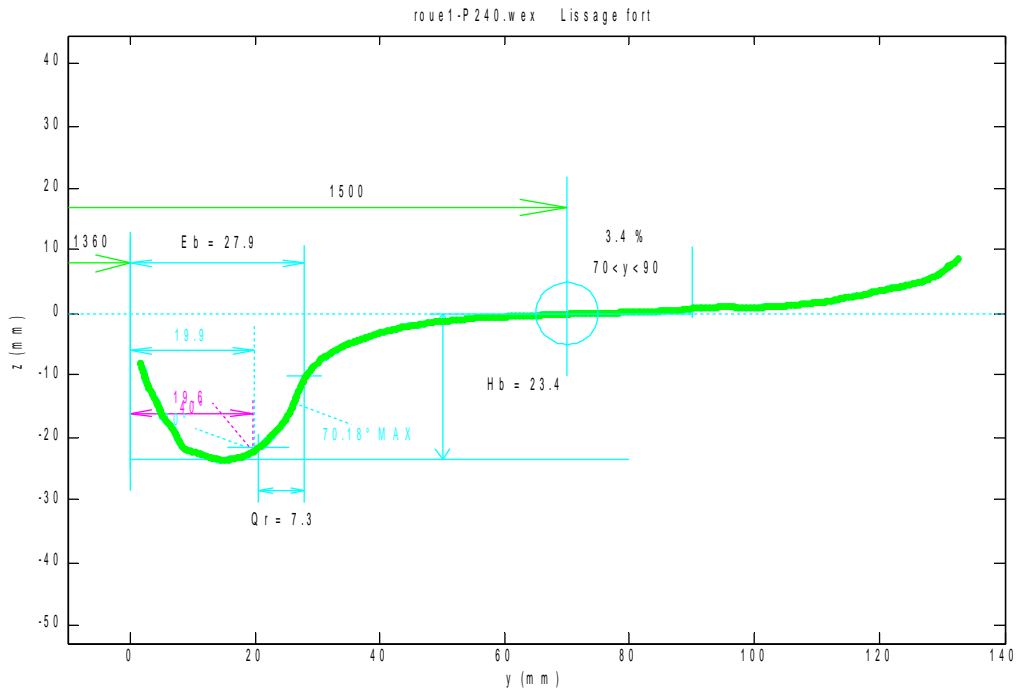
ANNEXES

Annexe 1 : profils des roues mesurées

On a constitué des panels de trois mesures réalisées sur une même roue, pour étudier la dispersion de la fonction APT (angle du plan tangent) au contact roue rail pour chaque roue. On présente ici les trois profils et les trois APT superposés. Le rail choisi est le profil externe au PK 190,190.

Première roue :



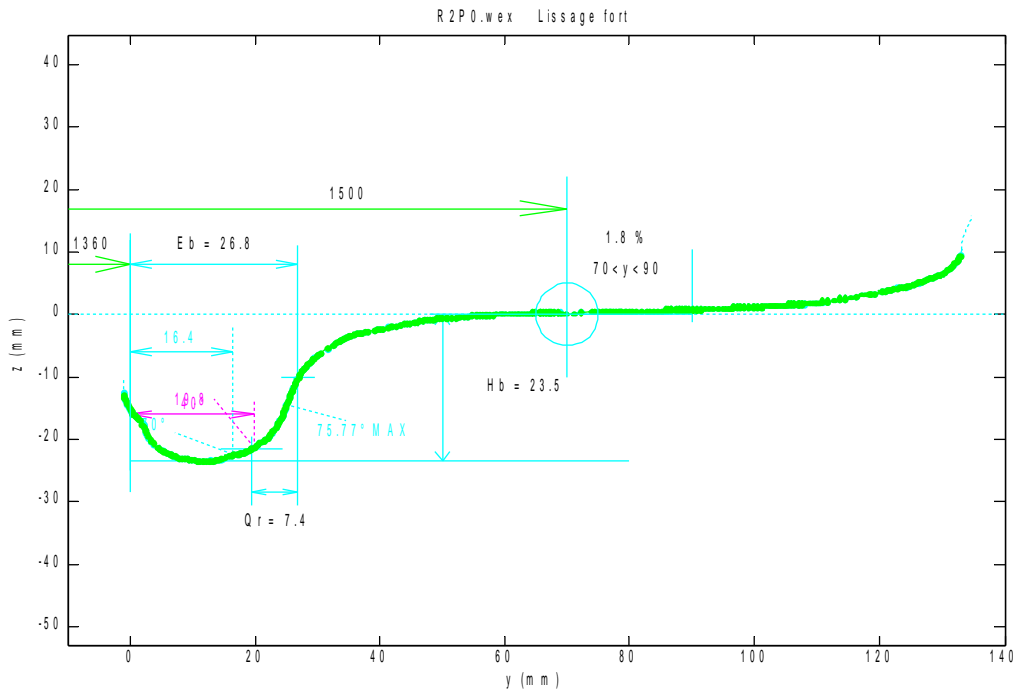


Peu de dispersion, un angle au contact faible en position centrée, des contacts progressifs au raccord de boudin (contact dit "conforme") et un saut au boudin de valeur homogène : 11,5 mm.

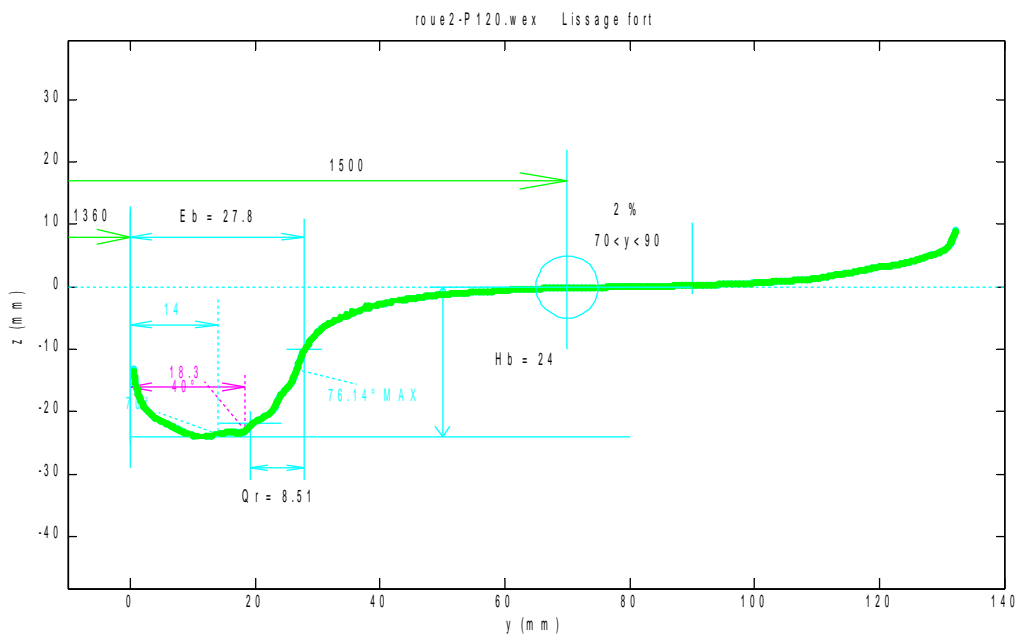
La pente au boudin est la plus faible sur cette roue : 70 à 77 degrés. L'épaisseur de boudin et surtout la hauteur sont les plus faibles de toutes les roues.

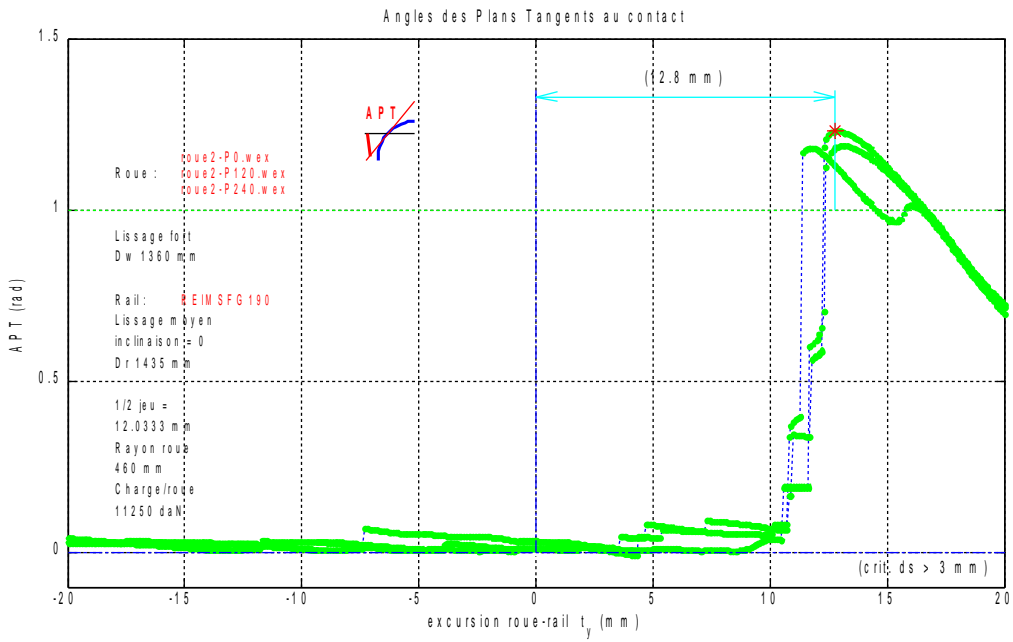
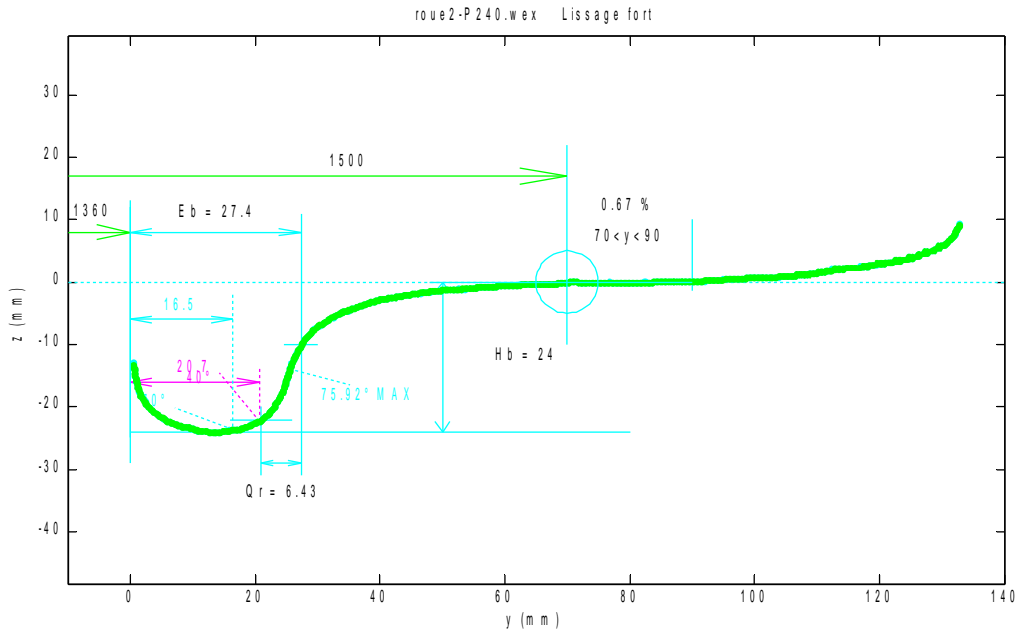
On peut envisager que cette roue ait été usinée avec un boudin plus "mince" que les autres. En effet il arrive qu'un reprofilage ne consiste qu'en une reprise de certaines parties de la roue pour revenir à des paramètres acceptables. Néanmoins le plus probable est un martelage du sommet de boudin qui vient perturber les cotes obtenues.

Deuxième roue :



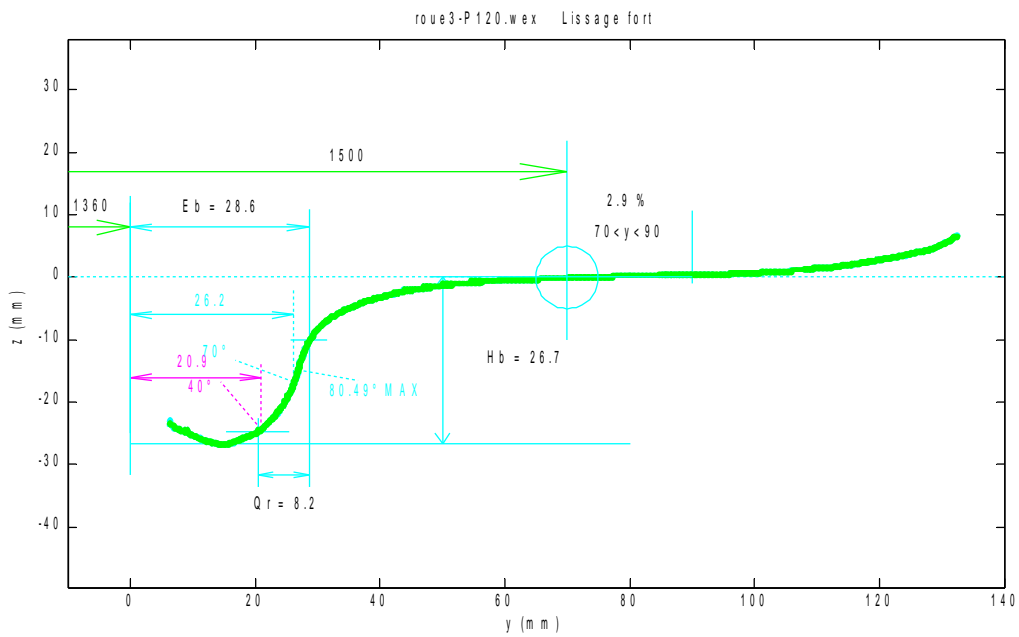
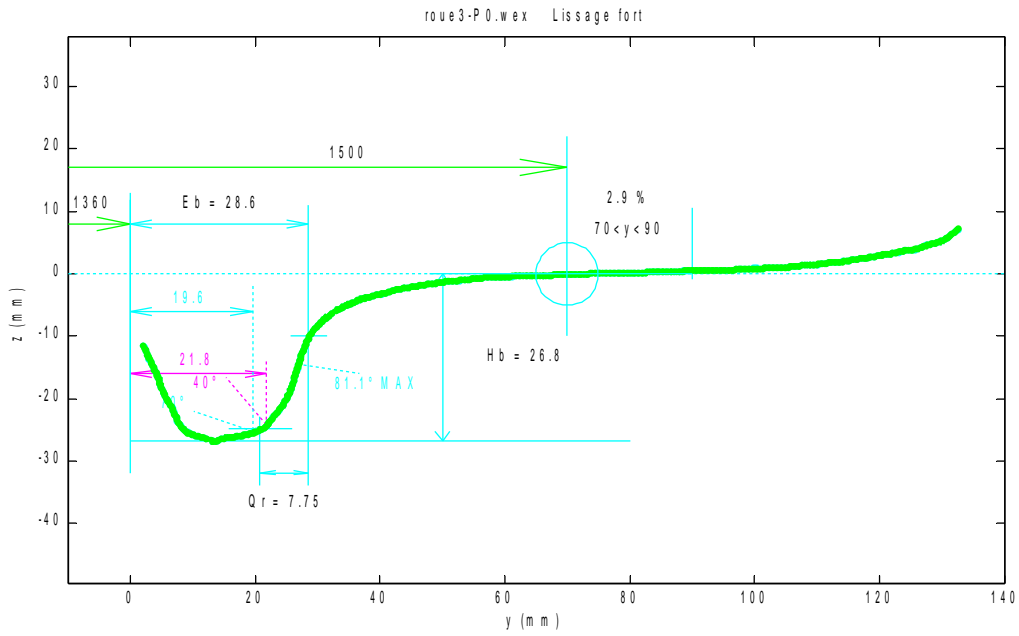
Cette deuxième roue ne semble pas bien calée latéralement; son épaisseur de boudin est sous évaluée de 1.2 mm.

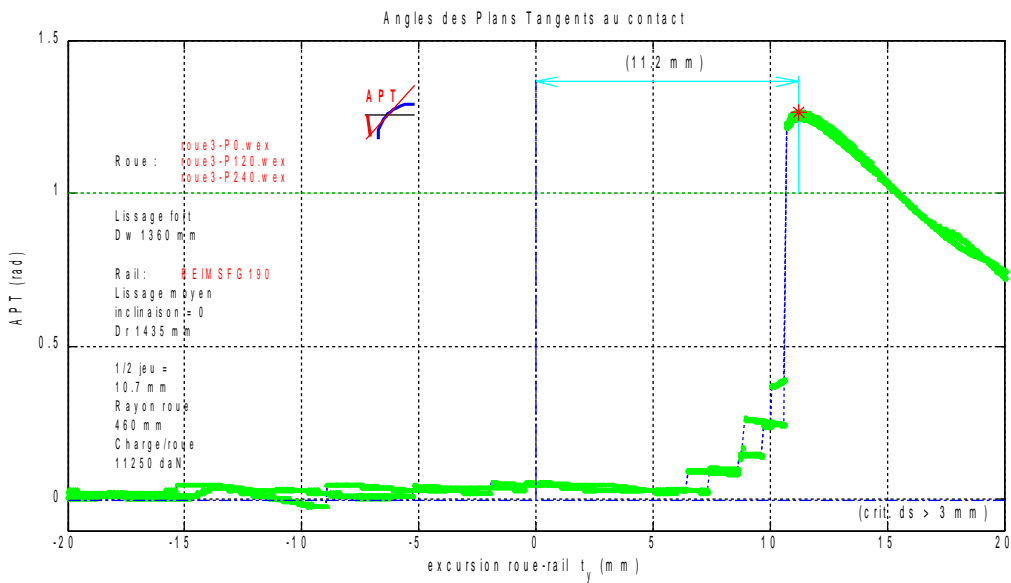
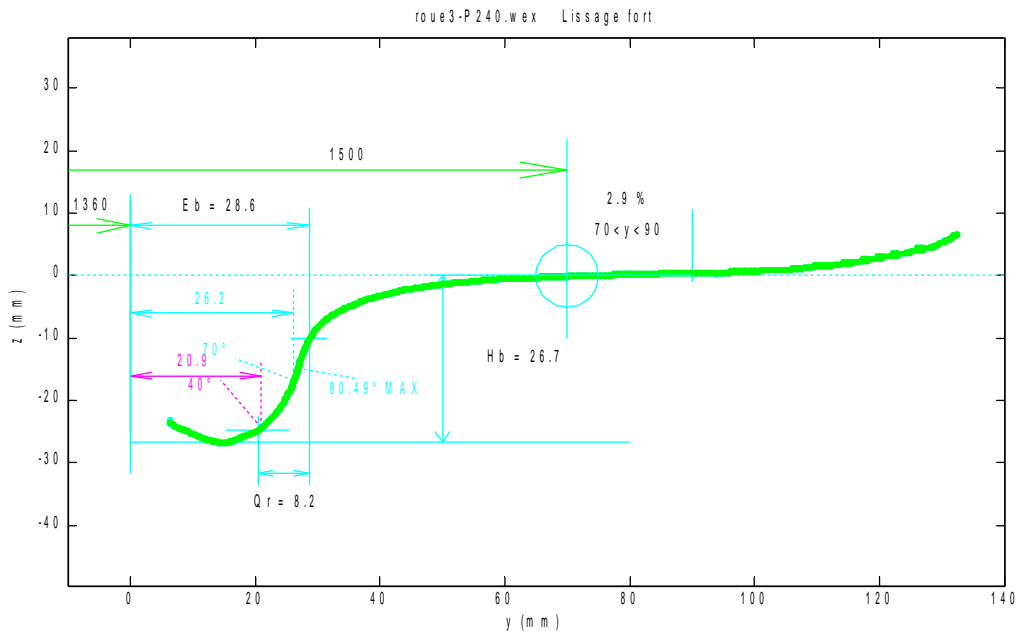




Fonctions APT proches de celles de la roue 1, avec un demi-jeu plus dispersé.

Troisième roue :



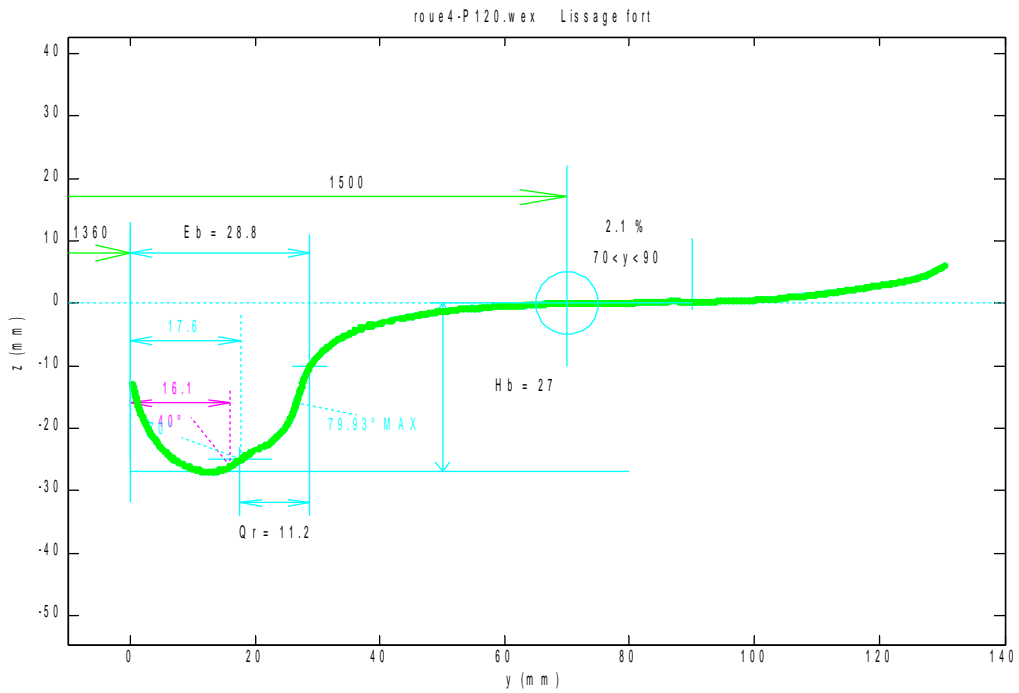
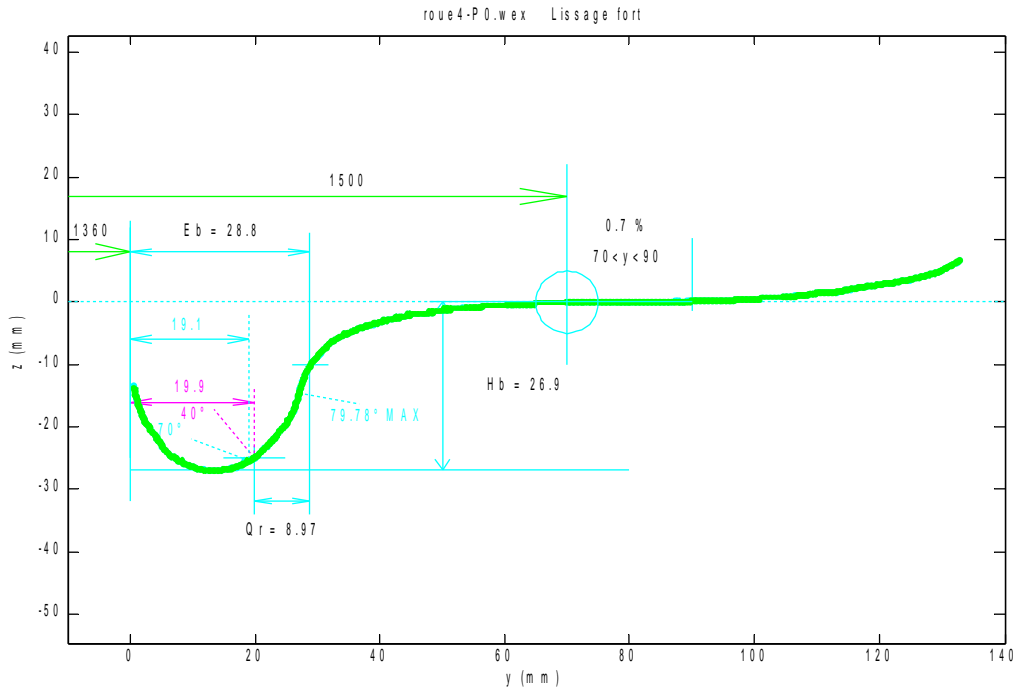


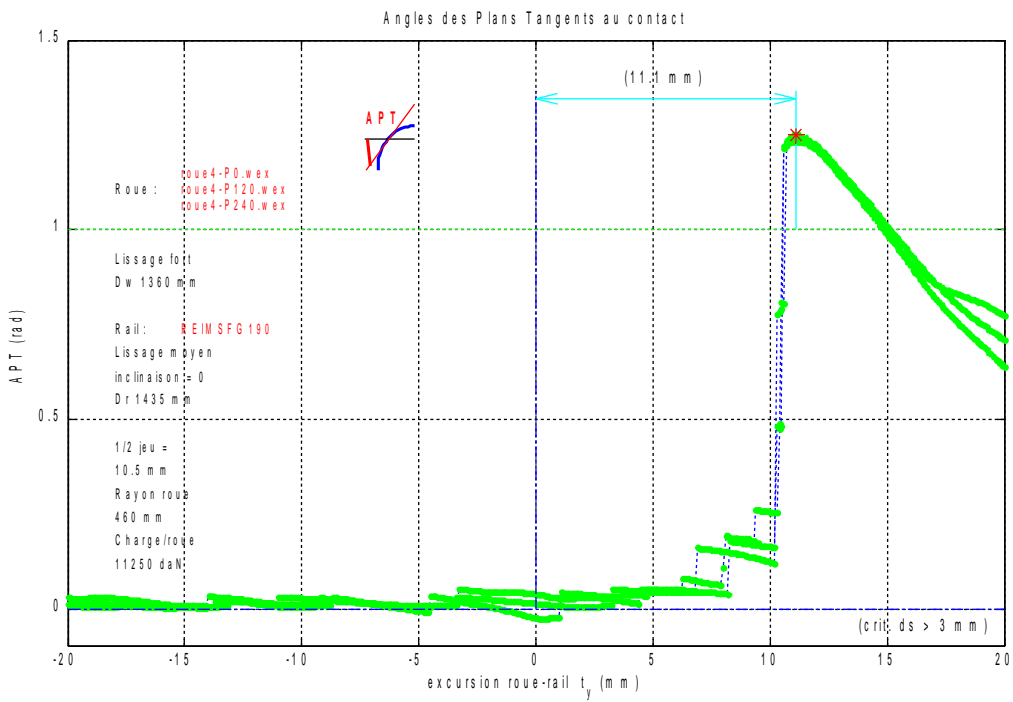
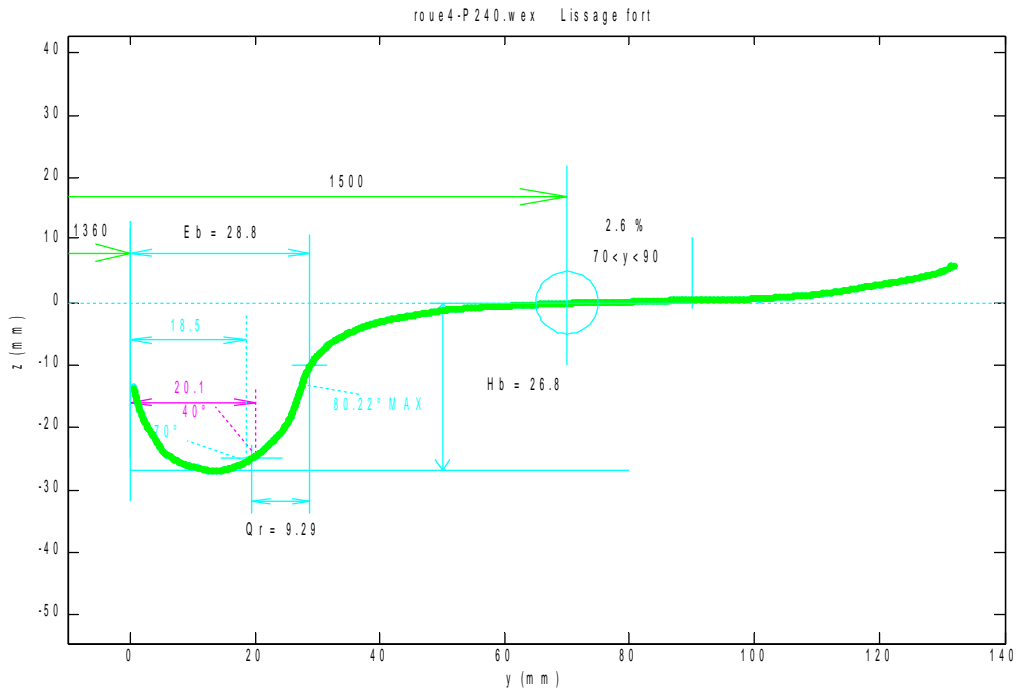
Peu de dispersion, mais il n'y a que deux profils mesurés (la roue P120 est la même que la P240)

Mêmes remarques que la roue 1. Demi-jeu très homogène à 10.65 au plus fort saut.

La pente au contact au boudin atteint 81° sur cette roue, c'est la plus forte.

Quatrième roue :

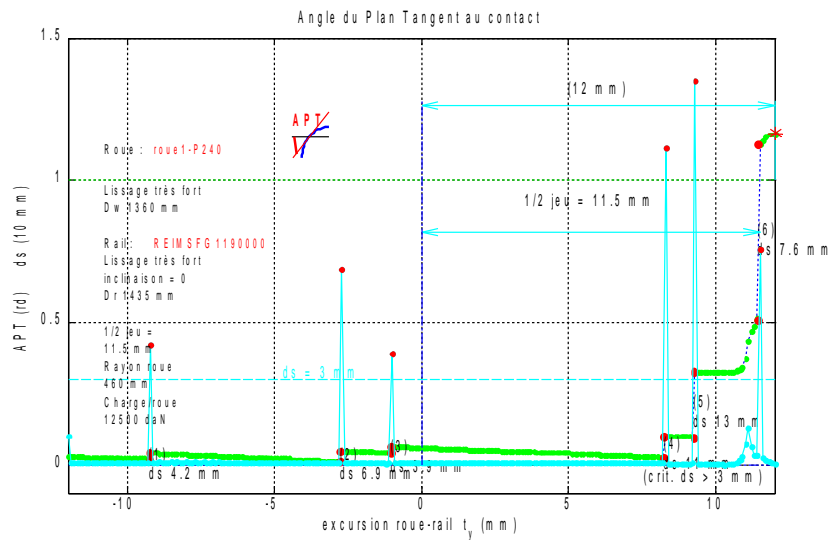




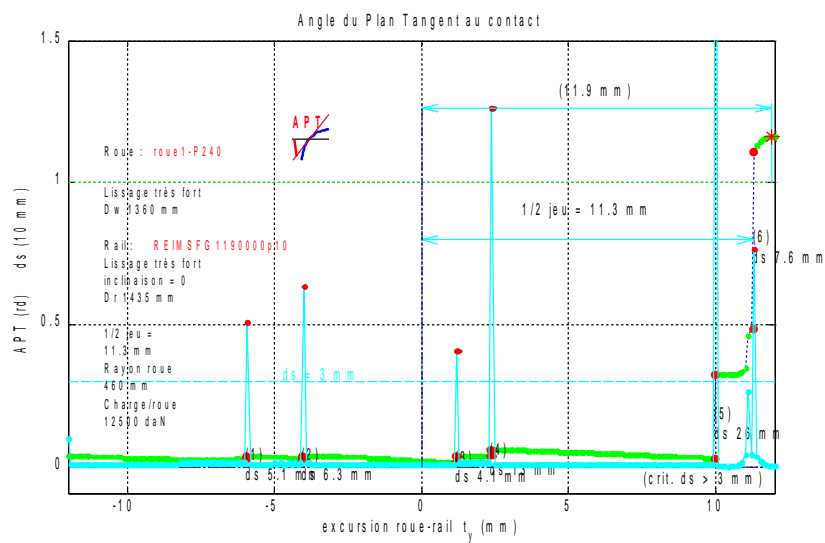
Mêmes remarques que les précédents profils. Les valeurs négatives de certaines zones de la fonction APT proviennent de défauts de surface ou de mesures (bosses ou trous locaux, manque de points).

Annexe 2 : profils du rail au PK 190,190

Influence de l'inclinaison sur la fonction APT



Inclinaison initiale de 11,82 sur pente extérieure



Influence de l'inclinaison 10 sur pente extérieure

La légère augmentation de l'inclinaison a pour conséquence de faire disparaître un saut au raccordement, et de déplacer les autres sauts vers la droite.