



**HAL**  
open science

# Contribution à l'amélioration de la rectitude dans l'obtention de produits longs : application aux abouts de rails

Abdelwahed Belhadj Ahmed

## ► To cite this version:

Abdelwahed Belhadj Ahmed. Contribution à l'amélioration de la rectitude dans l'obtention de produits longs : application aux abouts de rails. Autre. Ecole nationale supérieure d'arts et métiers - ENSAM, 2013. Français. NNT : 2013ENAM0066 . pastel-00973531

**HAL Id: pastel-00973531**

**<https://pastel.hal.science/pastel-00973531>**

Submitted on 4 Apr 2014

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

2013-ENAM-0066

École doctorale n° 432 – Sciences des Métiers de l'ingénieur

## Doctorat ParisTech

# THÈSE

pour obtenir le grade de docteur délivré par

**L'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers**

**Spécialité “ Génie Mécanique”**

*présentée et soutenue publiquement par*

**Abdelwahed BELHADJ AHMED**

le 18 décembre 2013

**Contribution à l'amélioration de la rectitude dans l'obtention de produits  
longs : application aux abouts de rails**

Directeur de thèse : **Régis BIGOT**

Co-encadrement de la thèse : **Cyrille BAUDOUIN et Stéphane LELEU**

### Jury

**M. Bernard ANSELMETTI**, Professeur, LURPA, Université Paris Sud - IUT de Cachan  
**M. Abdelaziz AMIRAT**, Professeur, LR3MI, Université Badji Mokhtar, Annaba (Algérie)  
**M. Thierry TISON**, Professeur, LAMIH, Université de Valenciennes  
**M. Régis BIGOT**, Professeur, LCFC, Arts et Métiers ParisTech, Metz  
**M. Cyrille BAUDOUIN**, Maître de Conférences, LCFC, Arts et Métiers ParisTech, Metz  
**M. Stéphane LELEU**, Maître de Conférences, LSIS-INSM, Arts et Métiers ParisTech, Lille  
**M. Pascal SECORDEL**, Directeur Technique, Tata Steel France Rail, Hayange

Président  
Rapporteur  
Rapporteur  
Examineur  
Examineur  
Examineur  
Invité

« A mon père

A ma famille »

# Remerciements

Ces travaux de thèse ont été effectués au sein du Laboratoire de Conception Fabrication Commande (LCFC) de Metz sous la direction du Professeur Monsieur Régis BIGOT. Ils sont le fruit de plusieurs années de travail, de patience et de persévérance. Je tiens à remercier Monsieur Régis BIGOT d'avoir accepté de diriger mes travaux de thèse.

Je tiens à remercier l'école doctorale et ces représentants au centre de Metz de m'avoir accordé la chance de parachever ces travaux.

J'adresse ensuite mes remerciements aux membres du jury, Messieurs Bernard ANSELMETTI, Abdelaziz AMIRAT et Thierry TISON d'avoir accepté de lire et de juger mon travail.

Je remercie également et vivement Messieurs Régis BIGOT, Cyrille BAUDOUIN, Stéphane LELEU pour m'avoir accueilli dans leurs équipes de recherche, pour leur encadrement au quotidien, pour leur aide et leur patience et tout le temps qu'ils ont accordé au suivi de mon travail.

Ces travaux ont été menés en partenariat avec l'entreprise Tata Steel Rail France. Je remercie, entre autres, Messieurs Pascal SECORDEL, Jean MARTINELLE et Eric PERRUZZA pour leur accueil, leur disponibilité et la confiance qu'ils m'ont témoignés.

Je remercie particulièrement et chaleureusement Monsieur Laurent LANGLOIS pour son aide et ces conseils en modélisation mécanique.

Je tiens également à remercier l'ensemble du personnel technique et administratif de l'ENSAM de Metz.

Je remercie tous les amis et les collègues qui ont suivi de près ou de loin ce travail ; Nejah, Arif, Ammar, Amar, Wajdi, Khan, Lotfi, Rachid, Oussama, Razane, Célia, Olivier, Rémi, Philippe, Amir, Zakaria, Shirin, Jinna, Jawad Ahmed, Rafiq, Gu Guchao, Thanh Hung. Pour tous ceux que j'oublie un grand merci.

A mes parents, ma grand-mère, mes frères, ma famille, tous mes amis, mes camarades de promotions qui m'ont aidé, encouragé et soutenu à tous les moments de ma vie.

Pour finir, à ma femme Mélodie, qui a participé activement à la réalisation de ce mémoire, grâce à sa lecture attentive et à ses corrections. Sa patience et son soutien au quotidien ont été essentiels à l'achèvement de ce travail. Je lui exprime ici toute ma reconnaissance.

# Sommaire

<b>INTRODUCTION GÉNÉRALE .....</b>	<b>12</b>
<b>CHAPITRE 1 : ÉTAT DE L'ART ET DU MÉTIER .....</b>	<b>15</b>
1.1 INTRODUCTION.....	16
1.2 CONTEXTE ET DÉFINITIONS .....	16
1.2.1 <i>Les produits longs</i> .....	16
1.2.1.1 Tête et pied d'un produit long .....	17
1.2.1.2 Corps et about d'un produit long .....	17
1.2.1.3 Classification des produits longs .....	17
1.2.2 <i>Spécificités des rails</i> .....	18
1.2.2.1 Les rails .....	18
1.2.2.2 Variété des rails .....	19
1.2.2.3 Matériau des rails .....	19
1.2.3 <i>Classification des défauts surfaciques de produits longs</i> .....	20
1.2.3.1 Défaut de rectitude .....	21
1.2.3.2 Norme NF EN 13674-1 sur la rectitude des rails au cours du procédé de fabrication .....	22
1.2.3.3 Rectitude du rail au moment du posage sur voie ferrée .....	23
1.3 PROBLÉMATIQUE.....	23
1.4 ÉTAT DE L'ART.....	24
1.4.1 <i>Origine du défaut de rectitude</i> .....	24
1.4.2 <i>Redressage de la rectitude du corps d'un produit long</i> .....	29
1.4.3 <i>État de contraintes résiduelles à la sortie des dresseuses</i> .....	32
1.4.4 <i>Mesure de la rectitude des abouts d'un produit long</i> .....	33
1.4.4.1 Définition d'une référence pour la mesure de rectitude .....	33
1.4.4.2 Défauts liés à la référence.....	33
1.4.4.3 Le retournement .....	34
1.4.4.4 Défaut de positionnement dans l'espace de mesure.....	35
1.4.4.5 Défaut d'élasticité.....	36
1.4.5 <i>Instruments de mesurage de la rectitude</i> .....	37
1.4.5.1 Le comparateur mécanique.....	37
1.4.5.2 Le capteur inductif de positionnement linéaire LVDT .....	37
1.4.5.3 Le capteur capacitif .....	38
1.4.5.4 Le capteur laser .....	39
1.4.5.5 Mesure avec niveau électronique.....	40
1.4.5.6 Choix d'un instrument de mesure .....	40
1.4.6 <i>Erreurs de guidage de l'instrument de mesure</i> .....	41
1.4.6.1 Amélioration de la qualité des glissières .....	42
1.4.6.2 La correction informatique .....	42
1.4.6.3 La structure métrologique dissociée .....	43
1.4.6.4 La propagation.....	43
1.4.6.5 Choix d'une méthode de séparation des erreurs .....	45
1.4.7 <i>Méthodes numériques pour le calcul du défaut de rectitude</i> .....	45
1.4.7.1 Méthode des moindres carrés .....	46
1.4.7.2 Méthode du simplexe .....	47
1.4.7.3 Approximation de Chebyshev .....	48
1.4.7.4 Méthode de la Lp-norme .....	50
1.4.7.5 Méthode de la rotation des lignes de contrôle.....	50
1.4.7.6 Choix d'une méthode de calcul de défaut de rectitude .....	51
1.4.8 <i>Redressage des abouts de produits longs</i> .....	51
1.4.8.1 Principe du redressage.....	51
1.4.8.2 Localisation de l'emplacement des outils de redressage.....	52
1.4.8.3 Modèles Mécaniques de redressage en temps réel de production.....	54
1.4.8.4 Définition du besoin en terme de redressage mécanique .....	62
1.5 CONCLUSION PARTIELLE .....	63
<b>CHAPITRE 2 : CONTRIBUTION À L'AMÉLIORATION DE LA RECTITUDE DE PRODUITS LONGS 65</b>	
2.1 INTRODUCTION.....	66
2.2 ANALYSE COUPLÉE DES MESURES DE RECTITUDE.....	66
2.2.1 <i>Principe de l'analyse couplée</i> .....	66

2.2.2	<i>Modélisation du couplage entre capteur horizontal et vertical</i> .....	66
2.2.3	<i>Validation du couplage pour le calcul du défaut de rectitude</i> .....	73
2.2.3.1	Défaut d'alignement dans le plan horizontal (cas 1).....	74
2.2.3.2	Défaut d'alignement dans les plans vertical et horizontal (cas 2).....	74
2.2.3.3	Calcul du profil d'une barre cylindrique avec défaut de rectitude (cas 3).....	76
2.2.4	<i>Correction du défaut de guidage dans la procédure de dépouillement couplée</i> .....	77
2.2.4.1	Principe de filtrage du défaut de guidage.....	77
2.2.4.2	Application au cas d'un cylindre droit en présence d'un défaut de guidage (cas 4).....	78
2.2.4.3	Application sur le cas d'un cylindre avec un défaut de rectitude en présence d'un défaut de guidage (cas5).....	79
2.2.4.4	Application sur le cas d'un défaut de rectitude et d'alignement en présence d'un défaut de guidage (cas6).....	81
2.2.5	<i>Discussions</i> .....	82
2.2.5.1	Sensibilité de l'analyse couplée des mesures au rayon de la section de référence.....	82
2.2.5.2	Effet d'une déviation du plan de mesure.....	82
2.2.6	<i>Conclusion partielle</i> .....	84
2.3	DÉFAUT ÉLASTIQUE DANS LE PLAN HORIZONTAL.....	84
2.3.1	<i>Problématique</i> .....	84
2.3.2	<i>Modélisation mécanique de la flèche élastique horizontale</i> .....	85
2.3.3	<i>Principe de filtrage de la déformation élastique horizontale</i> .....	88
2.4	CALCUL DE L'AMPLITUDE DU DÉFAUT DE RECTITUDE.....	89
2.4.1	<i>Modèle mathématique de contrôle des lignes de rotation</i> .....	89
2.4.2	<i>Application au calcul du défaut de rectitude d'un produit long</i> .....	91
2.5	CONCLUSION PARTIELLE.....	92
<b>CHAPITRE 3 : APPLICATION DE LA NOUVELLE STRATÉGIE DE DÉPOUILLEMENT DES MESURES À L'AMÉLIORATION DE LA RECTITUDE DES ABOUTS DU RAIL</b> .....		<b>95</b>
3.1	INTRODUCTION.....	96
3.2	DESCRIPTION DU CONTEXTE INDUSTRIEL.....	96
3.2.1	<i>Procédé de fabrication du rail chez Tata Steel France Rail</i> .....	96
3.2.2	<i>Contrôle de la rectitude des abouts du rail</i> .....	98
3.2.2.1	Description de la ligne de redressement (Presse N° 4).....	98
3.2.2.2	Positionnement du rail dans l'espace de mesure.....	99
3.2.2.3	Analyse découplée des mesures pour le calcul du profil du rail.....	100
3.3	MISE EN ŒUVRE DU COUPLAGE ENTRE CAPTEURS.....	102
3.3.1	<i>Protocole de validation de l'analyse couplée des mesures</i> .....	102
3.3.2	<i>Application de l'analyse couplée sur la géométrie des rails</i> .....	105
3.3.2.1	Application du couplage sur la géométrie du rail à gorge 41 GPU.....	105
3.3.2.2	Application de la méthodologie de dépouillement sur la mesure de la rectitude du rail Vignole 60 E2.....	109
3.3.2.3	Apport de la prise en compte de la forme dans le calcul de la rectitude.....	110
3.4	APPLICATION DU FILTRAGE DU DÉFAUT ÉLASTIQUE SUR L'ÉVALUATION DE LA RECTITUDE DU RAIL.....	113
3.4.1	<i>Origine du défaut élastique</i> .....	113
3.4.2	<i>Élimination de la flèche élastique du rail par optimisation</i> .....	114
3.4.2.1	Principe.....	114
3.4.2.2	Application sur le filtrage de la déformation élastique du pied du rail 60 E2.....	115
3.5	PROCÉDURE DE DÉPLOIEMENT INDUSTRIEL.....	117
3.6	CONCLUSION PARTIELLE.....	118
<b>CHAPITRE 4 : CONTRIBUTION À L'AUTOMATISATION DU PROCÉDÉ DE REDRESSAGE DES ABOUTS DES PRODUITS LONGS</b> .....		<b>119</b>
4.1	INTRODUCTION.....	120
4.2	MÉTHODOLOGIE DE REDRESSAGE SEMI-AUTOMATIQUE.....	120
4.2.1	<i>Problématique</i> .....	120
4.2.2	<i>Développement d'une stratégie de redressement semi-automatique</i> .....	121
4.2.2.1	Principe du redressement semi-automatique.....	121
4.2.2.2	Localisation de l'emplacement des outils de redressement.....	122
4.2.3	<i>Calcul des paramètres de redressement</i> .....	124
4.2.3.1	Modélisation du redressement des sections doublement symétriques.....	124
4.2.3.2	Calcul du nouveau profil théorique.....	137
4.2.3.3	Apprentissage des paramètres du matériau.....	144
4.3	APPLICATION DU MODÈLE DE REDRESSAGE SEMI-AUTOMATIQUE POUR LA CORRECTION DU DÉFAUT DE RECTITUDE.....	145
4.3.1	<i>Validation du modèle mécanique sur le redressement de barres carrés</i> .....	145

4.3.1.1	Objectifs .....	145
4.3.1.2	Description de la mise en œuvre du redressage expérimental.....	145
4.3.1.3	Confrontation du modèle analytique de redressage avec les essais expérimentaux .....	146
4.3.2	<i>Redressage du rail Vignole</i> .....	149
4.3.2.1	Modélisation analytique du redressage du rail.....	149
4.3.2.2	Modélisation du redressage avec un comportement bilinéaire .....	159
4.3.2.3	Validation du modèle analytique de redressage du rail .....	162
4.4	CONCLUSION PARTIELLE .....	169
<b>CONCLUSION GÉNÉRALE .....</b>		<b>171</b>
<b>PERSPECTIVES .....</b>		<b>172</b>
<b>BIBLIOGRAPHIE.....</b>		<b>173</b>
<b>ANNEXE A.....</b>		<b>180</b>

---

# Liste des figures

Figure 1. 1. Différentes gammes de produits longs, [BLA 2008].	16
Figure 1. 2. Section d'un rail type UIC 60, Tata Steel rail France.	18
Figure 1. 3. Variété des rails les plus utilisés (ESV 2007, 09 juillet 2013).	19
Figure 1. 4. Effet de la vitesse de refroidissement sur l'acier du rail, (a) perlitique, (b) bainitique [POI 2008].	20
Figure 1. 5. Défauts surfaciques, (a) défaut de forme, (b) ondulation, (c) rugosité et micro-rugosité, (d) superposition des différents ordres de défaut [BOU 1991].	20
Figure 1. 6. Défaut de surface d'ordre 2 [ISO 8785].	21
Figure 1. 7. Défaut de surface d'ordre 4 [ISO 8785].	21
Figure 1. 8. Défaut de rectitude.	22
Figure 1. 9. Contrôle d'about de rail au moyen d'un recti-way.	23
Figure 1. 10. Procédé de fabrication d'un produit long.	25
Figure 1. 11. Gonflement de bloom sous pression ferrostatique au cours de la coulée continue [RAH 1989].	26
Figure 1. 12. Laminoir à rail, (a) cage d'ébauche, (b) cage de finition, [ESV 2001].	26
Figure 1. 13. Laminoir à cage universelle [DER 2013].	27
Figure 1. 14. Lit de refroidissement pour rail [BRA 2011].	28
Figure 1. 15. Évolution de la courbure en fonction du temps de refroidissement d'un rail de 13 m de longueur pendant 3h, [BAS 2003].	28
Figure 1. 16. Configuration du rail sur le lit de refroidissement [RIN 2003].	29
Figure 1. 17. Dresseuses à rouleaux, (a) dresseuses à rouleaux croisés [TAL 1990], (b) dresseuses à rouleaux parallèles [WIN 1991].	30
Figure 1. 18. Évolution du moment de flexion au cours du redressement, [BIE 2009].	30
Figure 1. 19. Configuration du défaut de rectitude et du modèle FEM de la dresseuse [SRI 2005].	31
Figure 1. 20. Prédiction de la rectitude du rail à la sortie des dresseuses [SRI 2005].	31
Figure 1. 21. Profil de contrainte résiduelle à la sortie des dresseuses à galets, [KAL 1993].	32
Figure 1. 22. Comparaison des mesures par rapport à une référence.	33
Figure 1. 23. Principe de retournement pour l'évaluation du défaut de rectitude [EVA 1996].	34
Figure 1. 24. Erreur du positionnement au cours la mesure.	36
Figure 1. 25. Flèche élastique sous l'effet d'un repositionnement.	36
Figure 1. 26. Comparsateur mécanique, [DIO 2006].	37
Figure 1. 27. Comparsateur différentiel linéaire LVDT (Institut d'automatisation industrielle, 09 juillet 2013).	38
Figure 1. 28. Schéma et principe d'un capteur capacitif [BOR 2010].	38
Figure 1. 29. Principe de fonctionnement d'un laser hélium-néon, [HAR 2007].	39
Figure 1. 30. Mesure de distance par triangulation laser [DEL 2000].	39
Figure 1. 31. Mesure de rectitude par niveau électronique [DIO 2006].	40
Figure 1. 32. Impact d'un défaut de guidage sur la mesure de rectitude.	41
Figure 1. 33. Schéma de la glissière et de son chariot.	42
Figure 1. 34. Principe de mesure par propagation de trois capteurs [GAO 2002].	43
Figure 1. 35. Influence de l'étalonnage des capteurs sur le profil de rectitude [GAO 2002].	44
Figure 1. 36. Erreur introduite au cours de l'évaluation du profil de la rectitude pour un d'alignement des capteurs à <b>10 nm</b> [GAO 2002].	45
Figure 1. 37. Défaut de rectitude selon le critère des moindres carrés.	46
Figure 1. 38. Comparaison de la méthode des moindres carrés avec l'approximation de Chebyshev pour l'évaluation du défaut de rectitude, (a) mesure, (b) étapes de calcul, (c) profil [DHA 1991].	49
Figure 1. 39. Principe de rotation des lignes de contrôle, [HUA 1993].	50
Figure 1. 40. Configuration de la presse de redressement des abouts de rail [HUA 2008].	52
Figure 1. 41. Identification des abscisses de l'outil de presse et profil de la barre avant et après redressement [SID 2000].	53
Figure 1. 42. Mise en forme par flexion, (a) trois points, (b) quatre points, [GER 2008].	55
Figure 1. 43. Modélisation analytique de la flexion élastoplastique, (a) section arbitraire, (b) section rectangulaire [ŠTO 2009].	56
Figure 1. 44. Modélisation analytique du redressement de barres carrées [JUN 2004].	57
Figure 1. 45. Effort-déplacement pour le redressement, (a) barres carrées, (b) barres cylindriques, [JUN 2004] et [JUN 2007].	57
Figure 1. 46. Principe de calcul de la course totale de redressement, [SID 2000].	58
Figure 1. 47. Contrôle du redressement des barres cylindriques en temps réel [KIM 2002].	59
Figure 1. 48. Modélisation par éléments finis du redressement du rail R65 [VOL 1994].	60

Figure 1. 49. Effort-déplacement pour un redressement expérimental, numérique et analytique d'un about de rail R65, [VOL 1994].	61
Figure 1. 50. Influence de la contrainte tangentielle sur les paramètres de redressement d'une barre rectangulaire.	62
Figure 2. 1. Principe de mesure appliqué à une barre cylindrique.	67
Figure 2. 2. Déviation horizontale de l'instrument de mesure au cours du mesurage.	67
Figure 2. 3. Maquette numérique CATIA V5® pour la génération et la mesure virtuelle d'un cylindre.	68
Figure 2. 4. Impact d'une erreur d'alignement horizontale sur le plan vertical.	68
Figure 2. 5. Impact d'une translation horizontale sur la mesure verticale.	69
Figure 2. 6. Impact d'une translation verticale sur la mesure horizontale.	70
Figure 2. 7. Impact d'une translation combinée (horizontale et verticale) de la section mesurée par rapport à la section de référence.	71
Figure 2. 8. Algorithme de recalage pour générer le profil d'un produit long.	72
Figure 2. 9. Calcul du profil de la barre cylindrique avec et sans couplage entre capteurs dans les plans vertical et horizontal (cas 1).	74
Figure 2. 10. Erreur d'alignement dans les deux plans vertical et horizontal.	75
Figure 2. 11. Calcul du profil de la barre cylindrique avec et sans couplage entre capteurs dans les plans vertical et horizontal (cas 2).	75
Figure 2. 12. Profil théorique de la forme $yx = \sin(\pi 1500x)$ introduit dans la maquette numérique CATIA V5® pour générer du défaut de la barre dans le plan (x, y).	76
Figure 2. 13. Calcul du profil de la barre cylindrique avec et sans couplage entre capteurs dans les plans vertical et horizontal (cas 3).	77
Figure 2. 14. Signe du défaut de guidage.	78
Figure 2. 15. Profils théoriques du défaut de guidage du chariot de mesure par rapport au bâti dans les deux plans vertical et horizontal.	78
Figure 2. 16. Calcul du profil de la barre cylindrique en présence d'un défaut de guidage, traitement avec et sans couplage entre capteurs dans les plans vertical et horizontal (cas 4).	79
Figure 2. 17. Calcul du profil de la barre cylindrique avec défaut de rectitude sinusoïdal en présence d'un défaut de guidage, traitement avec et sans couplage entre capteurs (cas 5).	80
Figure 2. 18. Impact du défaut de produit et du défaut de guidage dans le plan horizontal sur la mesure verticale.	80
Figure 2. 19. Calcul du profil de la barre cylindrique avec défaut de rectitude sinusoïdal et défaut d'alignement en présence d'un défaut de guidage, traitement avec et sans couplage entre capteurs (cas 6).	81
Figure 2. 20. Apport du couplage en termes de rectitude dans le plan vertical pour différents diamètres de la section de référence pour un défaut de positionnement de 1mm/m.	82
Figure 2. 21. Déviation du plan de mesure par rapport au plan orthogonal à la génératrice du produit.	83
Figure 2. 22. Évolution du rayon dans le plan horizontal pour différentes valeurs de déviation du plan de mesure par rapport au plan orthogonal à la génératrice du produit.	83
Figure 2. 23. Mesure de la rectitude d'une barre cylindrique au moyen de deux capteurs lasers.	85
Figure 2. 24. Position initiale du produit dans l'espace de mesure.	85
Figure 2. 25. Configuration du produit au cours de la mesure.	86
Figure 2. 26. Modélisation du produit long avant et après serrage des galets.	86
Figure 2. 27. Évolution de la flèche élastique dans la longueur pour différentes intensités de l'effort $F1$ .	88
Figure 2. 28. Évolution de la flèche élastique entre galets centreurs pour différentes valeurs du paramètre « k ».	89
Figure 2. 29. Critère des moindres carrés pour l'évaluation de la rectitude.	90
Figure 2. 30. Calcul du défaut de rectitude selon le critère de la distance minimale.	91
Figure 2. 31. Profil théorique d'un produit long de 3 mètres.	91
Figure 2. 32. Évaluation du défaut de rectitude suivant la méthode du contrôle de ligne de rotation CLRS.	92
Figure 2. 33. Calcul du défaut de rectitude après correction de la déformation élastique.	92
Figure 2. 34. Logigramme associé au déroulement de mesurage.	93
Figure 3. 1. Groupe intermédiaire composé d'une cage universelle et d'une cage refouleuse, (Tata Steel France Rail 2012).	97
Figure 3. 2. Lit de refroidissement pour rail (Tata Steel France Rail 2011).	97
Figure 3. 3. Synthèse du procédé de fabrication des rails, (Tata Steel France Rail 2011).	98
Figure 3. 4. Formaboumètre de la presse N°4, Tata Steel France Rail.	98
Figure 3. 5. Cycle de mesurage du formaboumètre.	99
Figure 3. 6. Configuration du mesurage du pied du rail au niveau du formaboumètre.	100
Figure 3. 7. Défaut de guidage du support porte-capteurs dans le plan vertical et horizontal.	101
Figure 3. 8. Inclinaison du profil du rail dans le repère associé à la mesure horizontale (x, y).	101
Figure 3. 9. Principe de redressement du profil représentatif de la rectitude.	102
Figure 3. 10. Sections de références, (a) rail à gorge 41 GPU, (b) rail Vignole 60 E2.	103

Figure 3. 11. Principe de validation de la nouvelle stratégie de dépouillement. ....	104
Figure 3. 12. Maquette numérique CATIA V5® pour la mesure virtuelle du rail. ....	105
Figure 3. 13. Logigramme de calcul du défaut de rectitude pour le rail à gorge 41 GPU. ....	106
Figure 3. 14. Erreur générée par la procédure de dépouillement avec la prise en compte de l'interdépendance entre capteurs dans le plan $(x, y)$ et $(x, z)$ . ....	107
Figure 3. 15. Erreur générée par la procédure de dépouillement sans la prise en compte de l'interdépendance entre capteurs dans le plan $(x, y)$ et $(x, z)$ . ....	108
Figure 3. 16. Différence entre les deux méthodes de dépouillement, (a) dans le plan $(x, z)$ , (b) dans le plan $x, y$ pour le rail 41 GPU. ....	109
Figure 3. 17. Logigramme de calcul du défaut de rectitude pour le rail Vignole 60 E2. ....	109
Figure 3. 18. Différence entre les deux méthodes de dépouillement, (a) dans le plan $(x, z)$ , (b) dans le plan $x, y$ pour le rail 60 E2. ....	110
Figure 3. 19. Profil de la rectitude verticale du rail 60 E2, (a) avec interdépendance entre capteurs, (b) sans prise en compte de l'interdépendance entre capteur, (c) différence. ....	111
Figure 3. 20. Profil de la rectitude horizontale du rail 60 E2, (a) avec interdépendance entre capteurs, (b) sans prise en compte de l'interdépendance entre capteur, (c) différence. ....	112
Figure 3. 21. Profil représentatif de la rectitude du pied du rail 60 E2, (a) dans le plan horizontal $(x, y)$ , (b) dans le plan vertical $(x, z)$ . ....	113
Figure 3. 22. Écart entre le profil moyen obtenu à partir des 5 premiers mesures et les deux profils obtenus après repositionnement du rail 60 E2 dans l'espace de mesure, (a) plan horizontal $(x, y)$ , (b) plan vertical $x, z$ . ....	114
Figure 3. 23. Identification de la déformation élastique dans le plan horizontal. ....	115
Figure 3. 24. Profil représentatif du pied du rail 60 E2 sans correction du défaut élastique pour trois positionnements du produit dans l'espace de mesure. ....	116
Figure 3. 25. Profil représentatif du pied du rail 60 E2 après correction du défaut élastique pour trois positionnements du produit dans l'espace de mesure. ....	116
Figure 3. 26. Logigramme de vérification de la nouvelle stratégie de dépouillement sur la ligne de production de la presse N°4. ....	117
Figure 4. 1. Boucle de mesure-redressage des abouts de produits longs. ....	120
Figure 4. 2. Principe de redressage par flexion élastoplastique d'une portion du produit. ....	120
Figure 4. 3. Logigramme de redressage semi-automatique [BEL 2013]. ....	121
Figure 4. 4. Deux configurations de redressage d'un rail avec outils réglables (NENCKI septembre 2013). ....	123
Figure 4. 5. Localisation des abscisses de redressage. ....	123
Figure 4. 6. Principe du modèle de redressage mécanique. ....	124
Figure 4. 7. Modélisation de la flexion élastoplastique d'une portion du produit. ....	125
Figure 4. 8. Schéma du calcul du rapport effort-déplacement de redressage. ....	125
Figure 4. 9. Modélisation de la flexion élastoplastique d'une barre rectangulaire. ....	126
Figure 4. 10. Distribution de la contrainte longitudinale dans le domaine élastique. ....	127
Figure 4. 11. Distribution de la contrainte longitudinale dans le domaine élastoplastique. ....	127
Figure 4. 12. Évolution de l'effort du redressage en fonction du déplacement. ....	129
Figure 4. 13. Évolution de l'effort en fonction de la course de redressage pour différentes contraintes limite élastique du matériau. ....	130
Figure 4. 14. Courbes de redressage pour différentes longueurs entre appuis. ....	131
Figure 4. 15. Effort-déplacement pour différentes abscisses du chargement. ....	132
Figure 4. 16. Zone de contact entre l'outil supérieur et la barre à redresser. ....	132
Figure 4. 17. Évolution de la surface de contact de Hertz. ....	133
Figure 4. 18. Évolution de la pression de Hertz en fonction de l'effort de redressage. ....	133
Figure 4. 19. Modélisation du redressage avec flexion quatre points. ....	134
Figure 4. 20. Moment fléchissant, (a) flexion trois points, (b) flexion quatre points. ....	135
Figure 4. 21. (a) évolution de l'effort de redressage en fonction du déplacement pour différentes distances entre chargement, (b) évolution de l'effort en fonction de la distance entre les deux points d'application du chargement. ....	137
Figure 4. 22. Limites de la zone élastoplastique. ....	138
Figure 4. 23. Distribution de la contrainte longitudinale et de la déformation totale associée dans la section de la poutre. ....	138
Figure 4. 24. Flèche élastoplastique pour un chargement centré $F = 950N$ . ....	140
Figure 4. 25. Étalement de la zone plastique avec l'augmentation de l'intensité de l'effort. ....	140
Figure 4. 26. Évolution de la zone élastoplastique pour un effort non centré $F=1400N$ . ....	141
Figure 4. 27. Évolution de la flèche résiduelle après décharge élastique. ....	142
Figure 4. 28. Calcul de la rotation de la poutre en dehors des supports d'appuis. ....	143

Figure 4. 29. Calcul du nouveau profil théorique représentatif de la rectitude au cours du redressage avec différentes intensités d'efforts. ....	143
Figure 4. 30. Principe d'identification des paramètres matériau. ....	144
Figure 4. 31. Principe du redressage expérimental. ....	145
Figure 4. 32. Configuration de mesurage du profil des barres avec la machine MMT. ....	145
Figure 4. 33. Dispositif expérimental de redressage de barres carrées sur la machine Lloyd LR30K. ....	146
Figure 4. 34. Profil de la barre N°1 avant et après redressage avec le calcul du nouveau profil théorique. ....	147
Figure 4. 35. Profil de la barre N°2 avant et après redressage avec le calcul du nouveau profil théorique. ....	147
Figure 4. 36. Idéalisation de la géométrie du rail UIC. ....	149
Figure 4. 37. Flexion élastoplastique d'une poutre à un seul axe de symétrie. ....	150
Figure 4. 38. Évolution de la contrainte $\sigma_{xx}$ au cours de la déformation élastoplastique. ....	150
Figure 4. 39. Contrainte longitudinale dans le domaine élastique. ....	152
Figure 4. 40. Contrainte longitudinale dans le cas d'une première plastification. ....	152
Figure 4. 41. Comportement élastique parfaitement plastique. ....	153
Figure 4. 42. Contrainte longitudinale dans le cas d'une deuxième plastification. ....	153
Figure 4. 43. Contrainte longitudinale dans le cas d'une troisième phase plastique. ....	154
Figure 4. 44. Contrainte longitudinale dans le cas d'une quatrième phase plastique. ....	155
Figure 4. 45. Logigramme de calcul $F - \delta$ . ....	158
Figure 4. 46. Évolution de l'effort en fonction du déplacement au cours de la déformation élastoplastique du rail idéalisé type UIC 60. ....	159
Figure 4. 47. Comportement bilinéaire du matériau. ....	160
Figure 4. 48. Évolution de l'effort en fonction du déplacement pour un matériau avec écrouissage linéaire (différentes valeurs du module tangent $E_t$ ). ....	162
Figure 4. 49. Modélisation de la flexion élastoplastique d'une portion de rail, (a) rail UIC 60, (b) rail UIC 60 idéalisé. ....	163
Figure 4. 50. Paramètres géométriques du rail UIC 60 (a) réel et (b) idéalisé. ....	163
Figure 4. 51. Suivi du déplacement de la fibre neutre au cours du redressage. ....	165
Figure 4. 52. Évolution de l'effort en fonction du déplacement au cours du redressage. ....	165
Figure 4. 53. Effort de redressage en fonction du déplacement pour différents paramètres géométriques du rail idéalisé. ....	166
Figure 4. 54. Évolution de la contrainte longitudinale $\sigma_{xx}$ au cours du redressage, modélisation par éléments finis sous Forge 2011®. ....	167
Figure 4. 55. Déformation élastoplastique du rail R 65, confrontation analytique, simulation numérique et expérimental. ....	168
Figure 4. 56. Sensibilité du redressage à la distance entre appuis pour un rail R 65. ....	169

---

## Liste des tableaux

Tableau 1. 1. Production des principaux produits longs (Europe des 15, Source Worldsteel Association, 15 juillet 2013). .....	17
Tableau 1. 2. Classification de produits longs selon la forme de la section de référence.....	18
Tableau 1. 3. Caractéristiques mécaniques des nuances d'acier de rail, [ESV 2001]. .....	19
Tableau 1. 4. Norme NF EN 13674-1 pour la rectitude des abouts des rails. ....	22
Tableau 1. 5. Comparaison de la méthode du simplexe et moindres carrés pour l'évaluation du défaut de rectitude [SHU 1987]. .....	48
Tableau 2. 1. Plan d'expérience pour la validation de la procédure couplé de traitement des mesures. ....	73
Tableau 2. 2. Allongement horizontal en fonction de l'angle de déviation. ....	84
Tableau 3. 1. Apport du filtrage de la déformation élastique en termes de rectitude. ....	116
Tableau 4. 1. Variation de la contrainte limite élastique du matériau. ....	130
Tableau 4. 2. Variation de la longueur entre ablots.....	131
Tableau 4. 3. Variation de l'abscisse du point d'application du chargement. ....	131
Tableau 4. 4. Paramètres de redressage pour les barres carrées. ....	148
Tableau 4. 5. Paramètres géométriques pour un rail UIC 60 idéalisé. ....	151
Tableau 4. 6. Paramètres géométrique du rail UIC 60 idéalisé. ....	164
Tableau 4. 7. Paramètres de simulation numérique sur Forge 2011®.....	164
Tableau 4. 8. Paramètres de la loi Hansel Spittel pour le comportement du matériau 20MnCr5.....	164
Tableau 4. 9. Paramètres géométriques pour un rail idéalisé UIC 60. ....	166
Tableau 4. 10. Paramètres géométriques pour le rail idéalisé R 65.....	168

---

# Nomenclatures et principales notations

$x_i, y_i$	Coordonnées de la mesure N° $i$
$M_i(x)$	Mesure N° $i$ à l'abscisse $x$
$a, b$	Coefficients de la droite de régression linéaire
$C(x)$	Défaut de rectitude du chariot porte-capteurs
$R(x)$	Défaut de rectitude de la règle de mesure
$v$	Flèche élastique en ( $mm$ )
$m_i(x)$	Acquisition du $i^{\text{ème}}$ capteur à l'abscisse $x$ au cours d'un mesurage par propagation
$f$	Profil de la pièce mesurée
$e_z$	Erreur de translation du chariot porte-capteurs suivant $z$ en ( $mm$ )
$e_{yaw}$	Erreur de tangage du chariot porte-capteurs
$e_m$	Incertitude du capteur
$h$	Erreur de rectitude en ( $mm$ )
$e_i$	Écart entre le profil théorique et le profil réel pour la mesure N° $i$
$a_{LSQ}, b_{LSQ}$	Coefficients de la droite de moindres carrés
$\alpha, \beta, \gamma$	Coefficients de réflexion, expansion et contraction de la méthode du simplex
$Y_r, Y_e, Y_c$	Ordonnées de réflexion, expansion et contraction pour la méthode du simplex
$f_k, f_m$	Fonctions objectives de la méthode du simplex
$\emptyset$	Fonction de lissage pour la méthode de Chebyshev
$E_{ml}, E_{mu}$	Distances entre la droite de moindres carrés et les droites enveloppes du profil en( $mm$ )
$\lambda_y, \lambda_z$	Longueurs du faisceau laser suivant $y$ et $z$ en ( $mm$ )
$\varepsilon_{0,i}$	Décalage de la section $i$ par rapport à la section de référence 0
$T_{0,i}$	Translation du centre de gravité de la section $i$ par rapport à celui de la section de référence
$r$	Rayon de la section de référence en ( $mm$ )
$F_1$	Effort exercé par un galet de centrage en ( $N$ )
$L_1, L_2$	Distances relatives à l'emplacement des galets de centrage en( $mm$ )
$y(x)$	Profil théorique de la flèche élastique horizontale au cours de la mesure en ( $mm$ )
$K$	Paramètre relatif à la flèche élastique du rail dans le plan horizontal

---

$D_{LS}$	Droite au sens de moindres carrés
$D_U, D_L$	Droites supérieure et inférieure passant par les extremums du profil du produit
$\theta_i$	Angle formée entre la droite supérieure et le profil du produit pour la mesure N° $i$
$\theta_j$	Angle formée entre la droite inférieure et le profil du produit pour la mesure N° $i$
$R(x)$	Résidu relatif à l'écart entre la flèche élastique et le profil du produit dans le plan horizontal
$b$	Largeur de la section rectangulaire des barres en ( $mm$ )
$b'$	Distance entre points d'application du chargement (flexion 4 points) en ( $mm$ )
$A$	Aire de la section en ( $mm^2$ )
$L$	Longueur entre appuis en ( $mm$ )
$a$	Distance entre l'appui et le chargement en ( $mm$ )
$h$	Hauteur de la section en ( $mm$ )
$h_e$	Hauteur de la zone élastique en ( $mm$ )
$x_1$	Abscisse de début de la zone plastique en ( $mm$ )
$x_2$	Abscisse de fin de la zone plastique en ( $mm$ )
$Y$	Position suivant la hauteur de la section en ( $mm$ )
$a1, a2, a3, a4, b1, b2, d,$	Paramètres liés à la géométrie du rail en ( $mm$ )
$H_1, H_2, H_3$	
$p$	Hauteur de la zone élastique dans l'épaisseur du rail en ( $mm$ )
$dz$	Déplacement de la fibre neutre selon l'axe vertical $Z$ en ( $mm$ )
$I_{GZ}, I_{Gy}$	Moment quadratique de la section en ( $mm^4$ )
$w_z$	Module d'élasticité en flexion en ( $mm^3$ )
$\delta_{tot}$	Déplacement total en ( $mm$ )
$\delta_e = \delta_{retour}$	Déplacement élastique en ( $mm$ )
$\delta_p = \delta_{résiduelle}$	Déplacement plastique en ( $mm$ )
$R$	Rayon de courbure en ( $mm$ )
$k = \frac{d^2 \delta}{d^2 x} = \frac{1}{R}$	Courbure en ( $mm^{-1}$ )
$k_e$	Courbure élastique en ( $mm^{-1}$ )
$y''(x)$	Courbure de la poutre suivant l'axe $x$ en ( $mm^{-1}$ )
$y''_r(x)$	Courbure résiduelle ( $mm^{-1}$ )

---

$y''_{fin}(x)$	Courbure à la fin du chargement ( $mm^{-1}$ )
$\varepsilon_{xx}$	Déformation longitudinale
$\varepsilon_t$	Déformation longitudinale totale
$\varepsilon_e$	Déformation longitudinale élastique
$\varepsilon_0$	Déformation longitudinale à la limite de l'élasticité
$\varepsilon_p$	Déformation longitudinale plastique
$E$	Module de Young du matériau en ( $MPa$ )
$E_t$	Module tangentiel de plasticité ( $MPa$ )
$\xi$	Taux de la plastification du rail
$\sigma_{xx}$	Contrainte longitudinale en ( $MPa$ )
$\sigma_e$	Contrainte longitudinale dans le domaine élastique en ( $MPa$ )
$\sigma_0$	Contrainte limite élastique en ( $MPa$ )
$\sigma_p$	Contrainte longitudinale dans le domaine plastique en ( $MPa$ )
$\sigma'$	Contrainte longitudinale dans le domaine plastique, cas d'un écrouissage linéaire ( $MPa$ )
$F$	Effort appliqué en ( $N$ )
$F_y$	Effort limite élastique en ( $N$ )
$\tau$	Coefficient multiplicateur de l'effort dans le domaine plastique
$P$	Chargement dans le cas d'une flexion quatre points ( $N$ )
$N(x)$	Effort Normal en ( $N$ )
$M_{fz}(x)$	Moment de flexion autour de l'axe z en ( $Nm$ )
$M_{fz}(y)$	Moment limite élastique de flexion autour de l'axe z en ( $Nm$ )
$M_{fz}(p)$	Moment de flexion plastique autour de l'axe z en ( $Nm$ )
$M_{fy}(x)$	Moment de flexion du rail autour de l'axe y en ( $Nm$ )
$M_{fy}(y)$	Moment limite élastique de flexion du rail autour de l'axe y en ( $Nm$ )
$M_{pi}(i=1...4)$	Moment de flexion élastoplastique du rail ( $Nm$ )

# Introduction générale

---

## Contexte

L'utilisation des produits métalliques longs est fréquente dans divers secteurs d'activités. On retrouve ces produits dans la construction, les chemins de fer, l'industrie de fabrication et bien d'autres domaines. Une rectitude conforme à la norme est une caractéristique géométrique primordiale pour l'installation, la mise en service et/ou l'assemblage de cette gamme de produit. Pour certain produit long tel que les rails de chemins de fer ou les colonnes de guidage des ascenseurs, un défaut de rectitude hors tolérance peut directement influencer la sécurité et le confort des usagers. Ce défaut peut aussi entraîner une erreur de positionnement des outils dans le cas des rails de guidage des machines-outils et des machines de mesure. Pour les produits longs destinés à l'industrie ferroviaire, l'intervalle de tolérance de la rectitude admissible est de plus en plus étroit. Dans le but d'améliorer au mieux la rectitude de produits longs, des dresseuses ont été intégrées dans les procédés de fabrication. Ces machines permettent d'améliorer la rectitude au centre des produits cependant, il reste les extrémités. Ces derniers correspondent aux proportions du produit long qui lui facilitent l'entrée et l'évacuation de la machine à redresser. De ce fait, les extrémités des produits longs sont moins sollicitées aux efforts de redressage et leur longueur dépend de la distance entre les rouleaux de la dresseuse. Pour parachever la rectitude du produit, un cycle de mesure sans contact/redressage manuel à la presse est répété jusqu'à la conformité.

## Définition du besoin industriel

Le groupe international Tata Steel est un fabricant des produits sidérurgiques. En France, l'usine de Hayange, filiale de ce groupe est spécialisée dans la production des rails de chemin de fer. La longueur de ce produit peut atteindre 108 mètres. Pour la classe A de cette gamme de produit, les exigences clients en termes de rectitude des extrémités sont de 0,1 mm par mètre et 0,3 mm par 3mètres. Pour redresser les extrémités des rails, l'usine dispose de presses mécaniques équipées de capteurs de mesure sans contact « formaboumètre ». Au niveau de chaque presse, deux capteurs, un vertical et un horizontal se déplacent le long de l'extrémité du produit. À partir de l'acquisition des capteurs, l'image du profil du rail est générée dans chaque plan. En se basant sur cette dernière, l'opérateur pilote la presse pour le redressage purement mécanique. La boucle de mesure/redressage est réitérée jusqu'à la conformité du produit. Toutefois, cette méthode conventionnelle d'amélioration de la rectitude des extrémités de produits longs dépend principalement du savoir-faire de l'opérateur. A l'heure actuelle, à partir de la mesure et du calcul de l'image du profil du produit long, l'opérateur positionne les outils de la presse, estime l'intensité du chargement de redressage et pilote le procédé de redressage.

L'objectif industriel consiste à améliorer le processus de redressage des produits longs, en améliorant l'image métrologique d'un produit réel et en proposant une démarche scientifique pour réduire le nombre moyen d'opérations nécessaires pour redresser l'extrémité d'un produit long et en particulier les rails de chemins de fer.

## Présentation du document

Les travaux de cette thèse sont organisés dans ce manuscrit en 4 chapitres qui sont résumés comme suit :

- Le premier chapitre est dédié à l'état de l'art. D'abord les produits longs étudiés sont définis. Une attention particulière a été portée sur les rails de chemins de fer au cours du procédé de fabrication. Ensuite, une gamme de fabrication type est décrite, les origines du défaut de rectitude liées au procédé de fabrication ainsi que les moyens mis en place pour la mesure et l'élimination de ce type de défaut sont décrits. Le procédé classique de redressement des extrémités des produits longs, les principaux verrous technologiques liés à la mesure des pièces élancés déformables et les imperfections liées aux moyens de mesure ont été analysés. Après la mesure et le calcul du défaut de rectitude à partir de l'image du profil du produit mesuré, l'étape ultérieure consiste à redresser le produit long. Une étude bibliographique des modèles de redressement mécaniques existants a été faite ; l'application de ces modèles sur l'amélioration de la rectitude des produits longs a été décrite. Enfin les principaux verrous scientifiques liés à la mesure et au redressement des produits longs ont été synthétisés.
- Dans le second chapitre, deux propositions d'amélioration en termes de calcul de l'image du profil d'un produit long sont proposées. D'abord, une nouvelle technique d'analyse des mesures a été mise en place. Le principe est basé sur la prise en compte de la forme de la section de référence dans le calcul du profil des produits longs mesurés. Pour mettre en évidence l'apport de la nouvelle technique de dépouillement des mesures, le rapport entre la rectitude et la forme de la section de référence d'un produit long a été appliqué puis validé sur des barres cylindriques. Des comparaisons ont été effectuées entre l'image du profil d'un produit long obtenue avec et sans la prise en compte de la forme de la section de référence. Ensuite, une seconde amélioration d'origine mécanique a été mise en place. Les produits étudiés étant de très grande longueur, ces derniers fléchissent au cours du mesurage. Une procédure de filtrage de la déformation élastique a été mise en place. Cette dernière a permis d'améliorer la reproductibilité dans le calcul de l'image du profil d'un produit long.
- Le troisième chapitre de cette thèse est dédié à l'implémentation des contributions et améliorations au contexte industriel chez notre partenaire Tata Steel rail France. D'abord le contexte industriel a été décrit en suivant les différentes étapes de fabrication du rail. Ensuite, une focalisation a été faite sur les postes de mesure et redressement des extrémités de rail. Le rapport entre la rectitude et la forme de la section de référence du rail a été appliqué sur deux gammes de produits. Une comparaison a été réalisée entre les images du profil des rails avant et après le filtrage de la déformation élastique. Une amélioration en termes d'évaluation du profil des produits mesurés a été constatée avec une meilleure reproductibilité de mesurage.
- Dans le quatrième chapitre, une méthodologie de redressement compatible avec les cadences de production a été mise en place. L'objectif consiste à optimiser le temps alloué à l'opération de redressement des extrémités des produits longs. Le principe est basé sur un couplage entre l'approche métrologique et celle de la modélisation mécanique. D'abord la nouvelle méthodologie mise en place a été décrite. Ensuite, un modèle de redressement analytique en Effort-Déplacement basé sur la flexion trois points dans le domaine élastoplastique a été développé pour les sections simples (barres rectangulaires) puis l'étude a été étendue sur la géométrie du rail. Le modèle est capable de définir les positions des outils de la presse, la course nécessaire pour le redressement, l'effort

maximal de redressement ainsi qu'une estimation du nouveau profil obtenu après l'application du chargement. Enfin, une procédure d'apprentissage permettant l'optimisation des paramètres du matériau a été mise en place. Le principe a été appliqué puis validé sur l'amélioration de la rectitude de barres carrées. Pour le rail, les résultats de prédiction du modèle analytique ont été comparés par rapport à un modèle de calcul par éléments finis et aux résultats de redressement expérimentaux de la littérature.

- La dernière partie de ce travail est une conclusion générale de tous les travaux liés à l'analyse des mesures et à la modélisation analytique du redressement. Les perspectives de ce travail pour améliorer le procédé de redressement des extrémités de produit longs sont ensuite décrites.

# Chapitre 1 : État de l'art et du métier

1.1	INTRODUCTION.....	16
1.2	CONTEXTE ET DÉFINITIONS .....	16
1.2.1	<i>Les produits longs</i> .....	16
1.2.1.1	Tête et pied d'un produit long .....	17
1.2.1.2	Corps et about d'un produit long .....	17
1.2.1.3	Classification des produits longs .....	17
1.2.2	<i>Spécificités des rails</i> .....	18
1.2.2.1	Les rails .....	18
1.2.2.2	Variété des rails .....	19
1.2.2.3	Matériau des rails .....	19
1.2.3	<i>Classification des défauts surfaciques de produits longs</i> .....	20
1.2.3.1	Défaut de rectitude .....	21
1.2.3.2	Norme NF EN 13674-1 sur la rectitude des rails au cours du procédé de fabrication .....	22
1.2.3.3	Rectitude du rail au moment du posage sur voie ferrée .....	23
1.3	PROBLÉMATIQUE.....	23
1.4	ÉTAT DE L'ART.....	24
1.4.1	<i>Origine du défaut de rectitude</i> .....	24
1.4.2	<i>Redressage de la rectitude du corps d'un produit long</i> .....	29
1.4.3	<i>État de contraintes résiduelles à la sortie des dresseuses</i> .....	32
1.4.4	<i>Mesure de la rectitude des abouts d'un produit long</i> .....	33
1.4.4.1	Définition d'une référence pour la mesure de rectitude .....	33
1.4.4.2	Défauts liés à la référence.....	33
1.4.4.3	Le retournement .....	34
1.4.4.4	Défaut de positionnement dans l'espace de mesure.....	35
1.4.4.5	Défaut d'élasticité.....	36
1.4.5	<i>Instruments de mesurage de la rectitude</i> .....	37
1.4.5.1	Le comparateur mécanique.....	37
1.4.5.2	Le capteur inductif de positionnement linéaire LVDT .....	37
1.4.5.3	Le capteur capacitif .....	38
1.4.5.4	Le capteur laser .....	39
1.4.5.5	Mesure avec niveau électronique.....	40
1.4.5.6	Choix d'un instrument de mesure .....	40
1.4.6	<i>Erreurs de guidage de l'instrument de mesure</i> .....	41
1.4.6.1	Amélioration de la qualité des glissières .....	42
1.4.6.2	La correction informatique .....	42
1.4.6.3	La structure métrologique dissociée .....	43
1.4.6.4	La propagation.....	43
1.4.6.5	Choix d'une méthode de séparation des erreurs .....	45
1.4.7	<i>Méthodes numériques pour le calcul du défaut de rectitude</i> .....	45
1.4.7.1	Méthode des moindres carrés .....	46
1.4.7.2	Méthode du simplex .....	47
1.4.7.3	Approximation de Chebyshev .....	48
1.4.7.4	Méthode de la Lp-norme .....	50
1.4.7.5	Méthode de la rotation des lignes de contrôle.....	50
1.4.7.6	Choix d'une méthode de calcul de défaut de rectitude .....	51
1.4.8	<i>Redressage des abouts de produits longs</i> .....	51
1.4.8.1	Principe du redressage.....	51
1.4.8.2	Localisation de l'emplacement des outils de redressage.....	52
1.4.8.3	Modèles Mécaniques de redressage en temps réel de production.....	54
1.4.8.4	Définition du besoin en terme de redressage mécanique .....	62
1.5	CONCLUSION PARTIELLE .....	63

## 1.1 Introduction

Dans le présent chapitre, dans un premier temps, les produits longs étudiés seront introduits. Une attention particulière sera portée sur les rails de chemin de fer et spécifiquement sur le défaut de rectitude. À travers une description du procédé de fabrication du rail, les facteurs susceptibles de générer un défaut de rectitude seront présentés. Le procédé de redressement des produits longs par le biais des dresseuses à galets sera décrit. Ce dernier permet d'améliorer la rectitude du centre du produit, toutefois, la rectitude des extrémités reste non conforme. Dans un second temps, les méthodes de mesure et de quantification du défaut de rectitude des extrémités d'un produit long seront évoquées. Les imperfections liées à la mesure et au calcul du profil d'un produit long seront décrits. En se basant sur le profil d'un produit long, le procédé de redressement des extrémités consiste à introduire une déformation permanente au moyen d'une presse pour minimiser au mieux le défaut de rectitude. Ce qui nécessite une prédiction des paramètres de redressement. À travers une étude bibliographique, les modèles de redressement spécifique aux produits longs seront présentés. Enfin, les principaux verrous technologiques liés à l'amélioration de la rectitude des extrémités de produits longs seront synthétisés.

## 1.2 Contexte et définitions

Pour le besoin du présent travail, les mots techniques ainsi que les termes spécifiques seront définis.

### 1.2.1 Les produits longs

On définit un produit long comme étant l'extrusion d'une section de référence le long d'une génératrice. Les produits longs sont caractérisés par une dimension, la longueur beaucoup plus grande comparée aux dimensions dans les deux autres directions. La section de référence est la forme théorique de base à partir de laquelle le produit long est obtenu par extrusion. Ainsi pour une barre cylindrique la section de référence est un cercle, pour une barre rectangulaire la section de référence est un rectangle, etc. Ces produits sont obtenus par laminage à chaud à partir de blooms ou de billettes, comme indiqué dans la figure 1. 1 extraite du catalogue Américain de l'institut de fer et des aciers [BLA 2008]. Dans ce travail, les produits plats ne sont pas considérés.

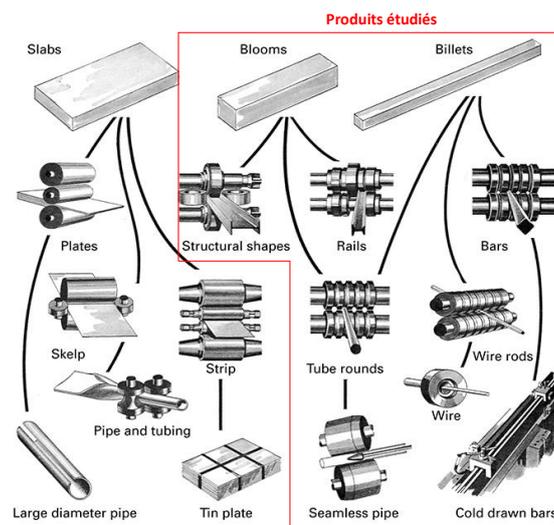


Figure 1. 1. Différentes gammes de produits longs, [BLA 2008].

Parmi les produits longs, se distinguent les profilés, les rails de voie ferrée, les barres laminées, les ronds et les fils. Pour les quinze principaux pays producteurs d'acier en Europe la production annuelle

de ces produits durant les dix dernières années est synthétisée dans le tableau 1. 1. Dans le présent travail de thèse les produits longs traités sont les barres laminées et les rails.

Production des produits longs en (KT)	Années									
	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010
Profilés longs	55912	56334	56825	60150	57587	63397	64645	62311	46958	46449
Rails	1709	1770	1527	1548	1627	1667	1848	2065	1573	1558
Barres laminées	9401	9049	12690	12995	12673	13668	14601	13103	6691	7747
Fils	18481	18913	19218	20903	19103	20863	20892	20309	15598	11209

**Tableau 1. 1. Production des principaux produits longs (Europe des 15, Source Worldsteel Association, 15 juillet 2013).**

#### **1.2.1.1 Tête et pied d'un produit long**

Au cours du procédé de fabrication, le produit long défile à travers les unités de la chaîne de production, au niveau desquelles il acquiert à chaque étape une nouvelle valeur ajoutée. La partie du produit qui sort en premier de la coulée continue lors de la production de l'ébauche (bloom, bielle) est appelée pied, la dernière est alors appelée tête.

#### **1.2.1.2 Corps et about d'un produit long**

La partie centrale, suivant l'axe longitudinal d'un produit long est appelée « corps ». Elle est située entre les deux extrémités qui seront nommés « abouts ». La longueur de ces derniers dépend des caractéristiques de la machine à redresser et elle est imposée par la circonférence formée par trois rouleaux de la dresseuse (cf. § 1.4.2). La rectitude du corps et celle de deux abouts n'est pas la même, cette différence est essentiellement engendrée par les zones mortes de la dresseuse (zone de croquage et d'évacuation). En Europe, pour une dresseuse à 9 rouleaux, la longueur de chaque about est de l'ordre de 3 mètres.

#### **1.2.1.3 Classification des produits longs**

Les produits longs peuvent être classés selon le critère de la composition chimique et les propriétés mécaniques (aciers non alliés, aciers fortement alliés, aciers inoxydables) ou selon la forme de la section de référence. Pour le besoin de cette étude c'est la forme de section de référence qui a été retenu comme critère. Ainsi, les produits longs peuvent être répartis en trois grandes familles qui sont décrites dans le tableau 1. 2.

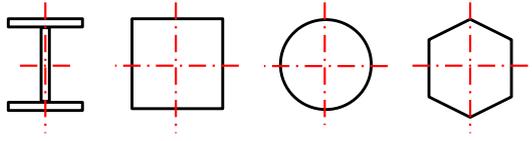
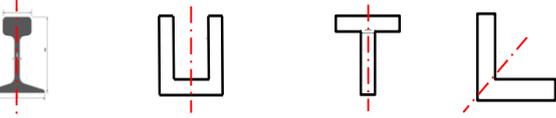
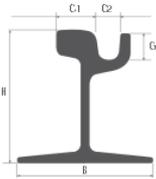
Nombre d'axes de symétrie	Géométries	Exemples de produit
2		Barres ou les tubes carrées, le rond, les poutrelles (en I ou en H), les hexagones et les octogones.
1		Rail des chemins de fer, les profilés en U, en T et les cornières.
0		Rail à gorge pour tramway.

Tableau 1. 2. Classification de produits longs selon la forme de la section de référence.

### 1.2.2 Spécificités des rails

#### 1.2.2.1 Les rails

Le rail est l'un des éléments principaux dans une voie de chemin de fer. Il permet le transfert de la charge des roues du train au sol. La section du rail est composée de trois parties majeures : le champignon, l'âme et le patin comme indiqué dans la figure 1. 2. La traçabilité du rail est assurée au moyen de deux sortes de marquages :

**Un marquage en relief :** effectué tous les 4 mètres au cours de la passe finale de laminage. Ce type de marquage est réalisé en relief sur un seul côté de l'âme. Il comporte essentiellement, l'identification du laminoir, la nuance d'acier, l'année de fabrication et le type de profil du rail.

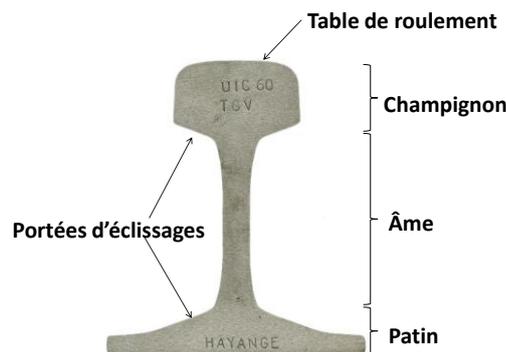


Figure 1. 2. Section d'un rail type UIC 60, Tata Steel rail France.

**Un poinçonnage à chaud :** effectué tous les 10 mètres sur le côté de l'âme non marquée. Ce poinçonnage est principalement composé d'un code alphanumérique incliné de 10° par rapport à la verticale. Il permet principalement d'identifier le numéro de la coulée continue, le numéro de la veine et la position du bloom dans cette dernière ainsi que la position du rail dans le bloom.

1.2.2.2 Variété des rails

Les rails peuvent être classés en plusieurs gammes. La norme les classe selon le critère de masse par mètre. En Europe, selon le CEN (Comité Européen de Normalisation) il existe plus de 21 gammes de rails dont le poids est supérieur à 46 kg/m. Ils peuvent être classés selon les dimensions géométriques de la section même si ce critère varie d'un pays à l'autre. Ils peuvent être aussi classés selon la nuance d'acier ou le type d'application. Pour le besoin de cette étude, les rails sont classés selon les spécificités géométriques de la section de référence figure 1. 3.



Figure 1. 3. Variété des rails les plus utilisés (ESV 2007, 09 juillet 2013).

Les plus utilisés sont les rails classe E, la section de référence de ce type de rail est similaire à celle d'un rail Vignole avec des cotations géométriques adaptées aux trains de grande vitesse. Les rails à gorge sont quant à eux destinés aux tramways. Pour les rails les nuances d'acier varient d'une gamme à l'autre ils sont généralement classés par rapport à leurs dureté.

1.2.2.3 Matériau des rails

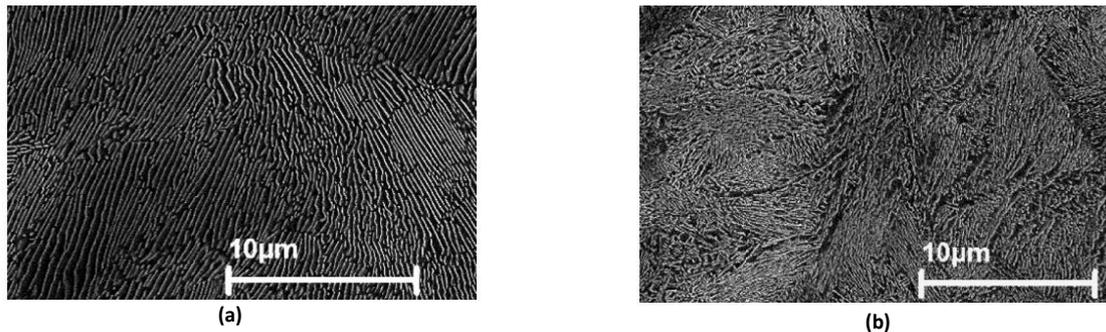
Les principales nuances d'acier pour rails sont définies par la norme Européenne [EN 13674-1]. Les rails sont élaborés essentiellement à partir d'acier perlitique. Ce type d'acier est principalement composé de ferrite et de cémentite ( $Fe_3C$ ). Les caractéristiques mécaniques de l'acier perlitique sont essentiellement gouvernées par la distance entre les lamelles de cémentite, leurs épaisseurs ainsi que la taille de grain qui est directement liée à la vitesse de refroidissement. La dureté de l'acier obtenue est plus importante pour les petites tailles de grain avec une augmentation de la limite élastique [ESV 2001]. Le tableau 1. 3 synthétise les principales gammes d'acier utilisées en Europe ainsi que la dureté associée à chaque nuance.

Acier du rail	Composition chimique							Propriétés mécaniques		
	C	Si	Mn	Pmax	Smax	Cr	V	Rm (N/mm <sup>2</sup> )	As (%)	Dureté (HBW)
UIC 700	0,40-0,60	0,05-0,35	0,80-1,25	0,05	0,05			680-830	14	
UIC 260 (900A)	0,60-0,80	0,1-0,50	0,80-1,30	0,04	0,04			880-1030	10	
UIC 260 Mn (900B)	0,55-0,75	0,10-0,50	1,30-1,70	0,04	0,04			880-1030	10	
UIC 1100	0,60-0,82	0,30-0,90	0,80-1,30	0,03	0,03	0,80-1,30		>1080	9	
R 200	0,40-0,60	0,15-0,58	0,70-1,20	0,035	0,035			>680	14	200-240
R 220	0,50-0,60	0,20-0,60	1,00-1,25	0,025	0,025			>770	12	220-260
R 260	0,62-0,80	0,15-0,58	0,70-1,20	0,025	0,025			>880	10	260-300
R 260 Mn	0,55-0,75	0,15-0,60	1,30-1,70	0,025	0,025			>880	10	260-300
R 320 Cr	0,60-0,80	0,50-1,10	0,80-1,20	0,02	0,025	0,80-1,20	0,18	>1080	9	320-360
R 350 HT	0,72-0,80	0,15-0,58	0,70-1,20	0,02	0,025			>1175	9	350-390
R 350 LHT	0,72-0,80	0,15-0,58	0,70-1,20	0,02	0,025	<0,30		>1175	9	350-390

Tableau 1. 3. Caractéristiques mécaniques des nuances d'acier de rail, [ESV 2001].

Dans le but d'améliorer la dureté et la résistance à l'usure de la surface de roulement du rail, un traitement thermique est souvent effectué sur les rails destinés pour les trains de marchandise ou situés dans les aiguillages et les virages. Ce traitement peut être effectué à la fin du procédé de fabrication ou à la sortie du laminage. À titre d'exemple, pour un rail dont la limite élastique du matériau est de

900 MPa au niveau du patin et de l'âme, celle du champignon après traitement thermique varie entre 1250 et 1350 MPa pour une dureté Brinell comprise entre 350 et 400 HB [ESV 2001]. Suite aux chargements cycliques imposés par les roues sur le rail, des microfissures apparaissent sur la bande de roulement. Dans le but d'améliorer la résistance à l'usure des rails, une nouvelle nuance d'acier bainitique a été développée par British Steel et l'université de Cambridge [POI 2008]. Cette dernière est obtenue par un contrôle de la vitesse de refroidissement après laminage. Comme indiqué dans la figure 1. 4, extraite des travaux de **Pointner et al** [POI 2008], la structure est similaire à celle de l'acier perlitique avec une orientation arbitraire de la cémentite et de la ferrite. Cette orientation aléatoire combinée à la structure cristallographique plus fine permet une meilleure résistance à l'usure.

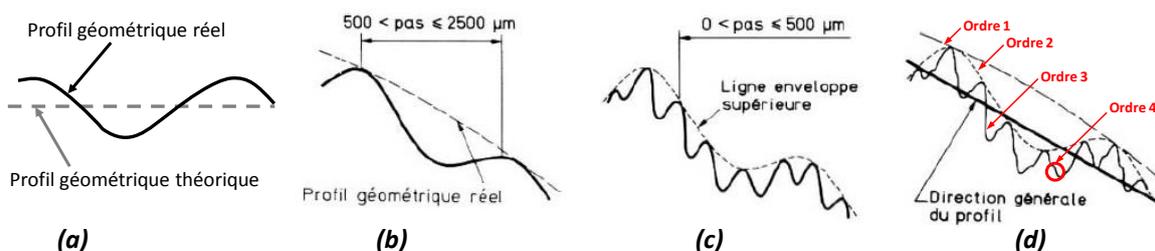


**Figure 1. 4. Effet de la vitesse de refroidissement sur l'acier du rail, (a) perlitique, (b) bainitique [POI 2008].**

Ainsi, l'amélioration des caractéristiques mécaniques du matériau du rail permet d'augmenter la durée de vie du produit en service et diminue le temps de maintenance (meulage du rail en cas de microfissure). Cette amélioration peut être consolidée par le redressage du défaut de rectitude pour garantir le confort des passagers et la sécurité du matériel roulant. En effet, la charge cyclique exercée par les roues combinée à ce défaut de forme peut intensifier les sollicitations mécaniques exercées sur le rail et ainsi provoquer sa fissuration. Le contrôle et l'amélioration de la rectitude au cours du procédé de fabrication peut contribuer directement à l'amélioration de la tenue en service du produit.

### 1.2.3 Classification des défauts surfaciques de produits longs

Compte tenu des imperfections liées aux procédés de fabrication, le produit final comporte un certain nombre de défauts géométriques. L'ordre de défaut dépend de son amplitude qui varie du micromètre au millimètre. Pour considérer un produit conforme, il faut que l'amplitude du plus grand défaut soit inférieure à un intervalle de tolérance défini par la norme ou prédéfini auparavant par le client. Dans le cas général, les défauts surfaciques d'un produit peuvent être classés suivant quatre ordres décrits dans la figure 1. 5.



**Figure 1. 5. Défauts surfaciques, (a) défaut de forme, (b) ondulation, (c) rugosité et micro-rugosité, (d) superposition des différents ordres de défaut [BOU 1991].**

- ✓ **Défaut de forme (ordre 1) :** C'est l'écart entre la forme théorique et la forme réelle de la pièce obtenue après fabrication [ISO 4287]. La forme réelle peut être limitée par deux plans dans le cas de la planéité, par deux droites dans le cas de la rectitude, deux cercles dans le cas de la cylindricité ou encore par deux surfaces ou deux lignes parallèles dans le cas d'une pièce complexe.
- ✓ **Défaut d'ondulation (ordre 2) :** Ce sont des défauts pour lesquelles la distance entre deux sommets d'ondulations successives est comprise entre 500 et 2500  $\mu\text{m}$  [BOU 1991]. Ils ont généralement comme origine les vibrations de la pièce et/ou de l'outil lors de la fabrication. A titre d'exemple : les loupes, les bavures et les bosses comme décrit dans la figure 1. 6 extraites de la norme [ISO 8785] sur les défauts de surface.

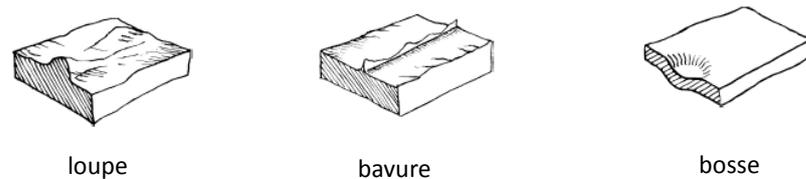


Figure 1. 6. Défaut de surface d'ordre 2 [ISO 8785].

- ✓ **Défaut de rugosité (ordre 3) :** Ce sont des défauts périodiques dont la longueur d'onde est inférieure à celle des ondulations (comprise entre 0 et 500  $\mu\text{m}$  [BOU 1991]), souvent générées suite au passage de l'outil sur la pièce [ISO 8785].
- ✓ **Défaut de micro-rugosité (ordre 4) :** Ce sont des défauts visibles au microscope, ils sont aléatoires généralement liés à l'imperfection de la microstructure (piqûres, arrachements, stries, écaillages, incrustations), figure 1. 7.

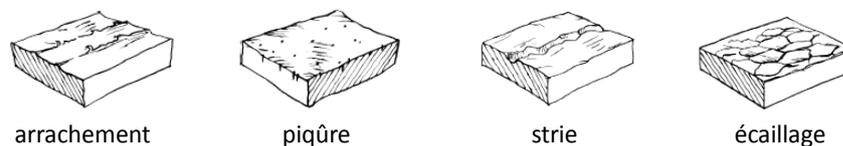


Figure 1. 7. Défaut de surface d'ordre 4 [ISO 8785].

Dans le contexte de ce travail de thèse, les défauts analysés sont des défauts d'ordre 1 (défaut de forme). Plus spécifiquement l'étude est portée sur l'évaluation et le redressage du défaut de rectitude des extrémités des produits longs. Les défauts d'ordre 2, 3 et 4 ne sont pas considérés.

### 1.2.3.1 Défaut de rectitude

La rectitude est la qualité de ce qui est droit, elle caractérise une ligne continue nominalement rectiligne dont on cherche à évaluer la forme. Le défaut de rectitude est défini par la distance minimale entre les deux droites parallèles qui enveloppent cette ligne, figure 1. 8. Dans la norme, plusieurs façons sont proposées pour évaluer le défaut de rectitude, le choix d'un concept à respecter dépend du besoin en termes d'incertitude. La norme [NF EN ISO 14660-2] définit la tolérance de rectitude comme étant la « dimension maximale admissible de la zone de tolérance dans laquelle doit se situer la ligne considérée ».

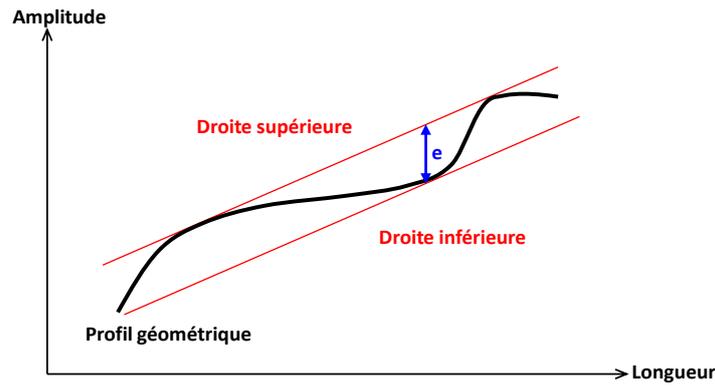


Figure 1. 8. Défaut de rectitude.

Selon les recommandations de la norme, le contrôle de la rectitude d'un produit peut être effectué par mesurage direct ou indirect.

**Mesurage direct :** le défaut de rectitude est obtenu par mesurage direct des écarts par rapport à une référence de rectitude choisie, les écarts sont exprimés directement en unités de longueur, d'où l'appellation « mesurage direct » [NF E 10-101]. Exemples de référence : fil tendu, règle, marbre, cylindre ou faisceau optique.

**Mesurage indirect :** Les écarts sont exprimés en unités de longueur après transformation d'une indication angulaire. La mesure est obtenue par propagation de l'instrument d'un pas fixe le long de la ligne, exemples : l'indicateur de niveau, lunette autocollimatrice, interféromètre à comptage de franges avec option angle [NF E10-101].

**1.2.3.2 Norme NF EN 13674-1 sur la rectitude des rails au cours du procédé de fabrication**

A la sortie du rail du processus de fabrication, une série de contrôles est effectuée pour valider la conformité du produit. Les défauts de surfaces (criques, piqûres, fissures, inclusions ...) du patin et du champignon sont contrôlés par courant Foucault et les défauts internes quand à eux sont contrôlés par ultrasons. Avant de découper le rail à la longueur souhaitée, un dernier test consiste à mesurer et vérifier les défauts de forme. On parle alors de défaut de rectitude pour les abouts, de défaut de planéité pour le corps et de vrillage pour le rail entier. En Europe, selon le critère de tolérance de rectitude deux classes de rail existent A ou B. Les exigences de la norme [NF EN 13674-1] en termes de la rectitude des abouts sont synthétisées dans le tableau 1. 4.

Emplacement/ Caractéristiques de dimension	Classe B		Classe A		 About
	d	L	d	L	
Abouts	About « E »		2 m		 Si $e > 0, F \geq 0,6m$
	$\leq 0,5$ mm	1,5 m	$\leq 0,4$ mm	2 m	
	et		$\leq 0,3$ mm	1 m	
	$e \leq 0,2$ mm		$e \leq 0,2$ mm		
Rectitude verticale	$\leq 0,7$ mm	1,5 m	$\leq 0,6$ mm	2 m	
	et		$\leq 0,4$ mm	1 m	
Rectitude horizontale					

Tableau 1. 4. Norme NF EN 13674-1 pour la rectitude des abouts des rails.

La norme évoque la possibilité d'utilisation des « *techniques automatiques* » pour le contrôle de la rectitude du rail sans les préciser. Seule la règle étalon est considérée comme référence. Le choix d'une technique de mesure compatible avec le contexte industriel de production reste à définir. Avec une règle étalon, le défaut est directement quantifié. Néanmoins, la procédure est longue et imprécise : le passage de la cale entre la règle et le rail est dû à l'expertise du contrôleur. Pour les méthodes automatisées, la nécessité d'une méthode pour le calcul du défaut de rectitude s'impose. En plus de la vérification de la rectitude des abouts de rail à la fin du procédé de fabrication une seconde vérification est souvent effectuée par le client au moment du posage des rails sur voie.

### 1.2.3.3 Rectitude du rail au moment du posage sur voie ferrée

La construction d'une voie ferrée de plusieurs kilomètres nécessite l'assemblage d'un nombre important de rails. Dans le passé les rails ont été assemblés par le biais d'éclisses qui permettent de compenser la dilatation thermique de la voie grâce aux joints de dilatation. Avec le développement des trains à grandes vitesses (*TGV*) et pour diminuer les chocs générés par la discontinuité du roulement, les rails sont maintenant assemblés par soudure aluminothermique ou électrique. Pour garantir un bon soudage, au moment du posage des rails sur voie, un contrôle de rectitude est effectué sur les abouts de deux rails à souder. Ce contrôle est effectué au moyen d'une règle électronique comme indiqué dans la figure 1. 9. Le principe de mesure est basé sur un mesurage indirect au moyen d'une règle électronique. Cette dernière est composée de 100 capteurs de niveau sur une base de 1 mètre. Le profil de produit est généré par conversion d'une mesure angulaire à chaque pas de 10 mm en une mesure de translation [DIO 2006]. Cette méthode est décrite plus en détail dans le paragraphe (cf. § 1.4.5) dédié aux instruments de mesure de rectitude.



Figure 1. 9. Contrôle d'about de rail au moyen d'un recti-way.

Après le contrôle, si la rectitude de deux abouts avant le soudage n'est pas conforme aux exigences de la norme, les abouts sont alors découpés à la longueur qui minimise le défaut de rectitude. Après soudage, un second contrôle est souvent effectué. Cette opération de contrôle avant le posage peut conduire au découpage de 1 mètre de chaque about d'un rail donc 4 mètres pour une voie. Pour relier deux villes par un chemin de fer, le contrôle et la découpe sont répétés chaque 108 mètres (longueur d'un rail pour *TGV*). Le rebut devient plus important surtout pour les grandes lignes, à cela se rajoute le temps nécessaire pour le découpage. Ce dernier a un impact direct sur le nombre de kilomètres de rails mis en place par nuit de travail, d'où l'intérêt d'améliorer la rectitude des abouts au cours du procédé de fabrication.

## 1.3 Problématique

Le processus de fabrication de produit long par déformation plastique à chaud puis refroidissement induit un défaut géométrique de rectitude, surtout si le profil de produit est dissymétrique. Il est

possible d'identifier plusieurs origines au défaut de rectitude, mais le refroidissement reste l'étape la plus pénalisante dans l'industrialisation des produits nécessitant une bonne rectitude. Un redressage à froid est alors nécessaire pour parachever le produit. L'objectif global du présent travail est la maîtrise des interactions Matériau-Produit-Processus de fabrication pour améliorer la rectitude des produits longs et en particulier les abouts du rail. Cet objectif global peut être décliné sous la forme des objectifs secondaires suivants :

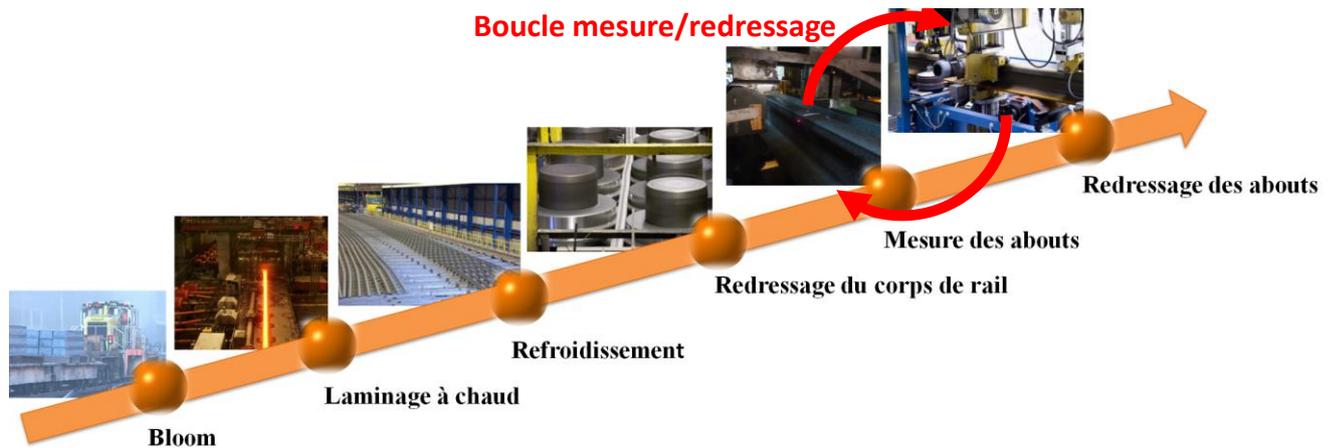
- ✓ Analyser le processus de fabrication pour fabriquer des produits longs droits : A travers les travaux réalisés dans la littérature et qui portent sur la fabrication des produits longs par déformation plastique à chaud, il s'agit dans un premier temps de comprendre l'origine du défaut de rectitude à travers une analyse du procédé de fabrication. Cette action permettra par la suite d'agir sur les paramètres clés du procédé pour minimiser les défauts générés par le procédé de fabrication.
- ✓ Évaluer la rectitude des produits longs : plusieurs systèmes de mesure optiques sont envisageables sur des lignes de production pour évaluer la rectitude des produits. Si les principes de contrôles sont aujourd'hui établis, une étude reste à mener sur la pertinence du moyen de contrôle à utiliser en fonction des contraintes de processus de fabrication étudié. La longueur d'évaluation, en particulier, est une difficulté technologique dans le sens où un déplacement relatif du produit par rapport au moyen de contrôle peut être nécessaire. Plusieurs solutions sont à étudier avec comme préoccupation principale la qualité de l'information de mesure.
- ✓ Améliorer la rectitude des produits longs non conformes pour réduire le taux de rebut : le redressage à froid des produits longs est inévitable pour obtenir une rectitude de bonne qualité. La modélisation de l'étape du redressage à froid dans le processus devra être suffisamment prédictive pour envisager un réglage de la ligne de production réduisant au maximum le défaut de rectitude. A terme, l'étude devrait aboutir à une aide directe pour les opérateurs d'une ligne de production, voire à une automatisation du procédé de redressage.

## 1.4 État de l'art

### 1.4.1 Origine du défaut de rectitude

Au cours du procédé de fabrication de produits longs, les interactions entre le procédé de fabrication, le matériau et le produit sont à l'origine des déformations d'origine mécanique, thermique ou thermomécanique, qui se traduisent dans ce contexte par un défaut de rectitude. Pour comprendre l'origine de ce défaut, les étapes du procédé de fabrication d'un rail de chemin de fer ont été analysées. Ces dernières sont principalement, la coulée continue, le laminage, le refroidissement, le redressage à galets et le redressage des abouts. Le procédé de fabrication d'un produit long est décrit dans la figure 1. 10. Les blooms sont élaborés à partir d'une coulée continue obtenue par aciérie à oxygène ou électrique après affinage et dégazage sous vide, le principe ainsi que les détails de cette technique sont décrits dans la norme Européenne [EN 13674]. L'acier liquide est versé dans une lingotière en cuivre refroidie à l'eau pour former une peau assez épaisse et solide pour contenir le métal liquide. A ce stade, la composition chimique de la matière liquide contient des éléments résiduels principalement introduites par les ferrailles au cours de la transformation de la fonte liquide en acier. Au cours de la phase de solidification, les échanges thermiques entre l'acier liquide, la peau solide et la lingotière

refroidie sont à l'origine d'une variation de la vitesse de refroidissement qui induit une variation de la taille de grain.



**Figure 1. 10. Procédé de fabrication d'un produit long.**

Les éléments résiduels ainsi que les inclusions (bulles de gaz piégées, éléments non métalliques) influencent l'homogénéité de produits solidifiés. Tous ces phénomènes affectent l'état de surface de blooms. A cela se rajoute le « *gonflement* » décrit dans la figure 1. 11. En effet, au cours de la coulée continue, la pression ferrostatique exercée par le cœur liquide de la matière sur la peau solidifiée est à l'origine d'une déformation des blooms entre les rouleaux de soutien [RAH 1989]. Cette déformation est représentative des défauts géométriques de faibles amplitudes (ordre 2 et 3). Pour ramener leurs températures à celle de laminage, les blooms sont chauffés à 1250°C [ESV 2001]. A cette température, la structure cristallographique est homogénéisée avec une taille de grain plus fine. À la sortie du four de recristallisation, les défauts géométriques générés au cours de la coulée continue sont effacés. Cependant, le métal chaud est attaqué par l'atmosphère oxydante et forme ainsi une couche de calamine. Pour éviter l'usure et la dégradation progressive de l'état de surface des cylindres de laminage, les blooms sont décalaminés avant l'entrée dans les cages du laminoir.

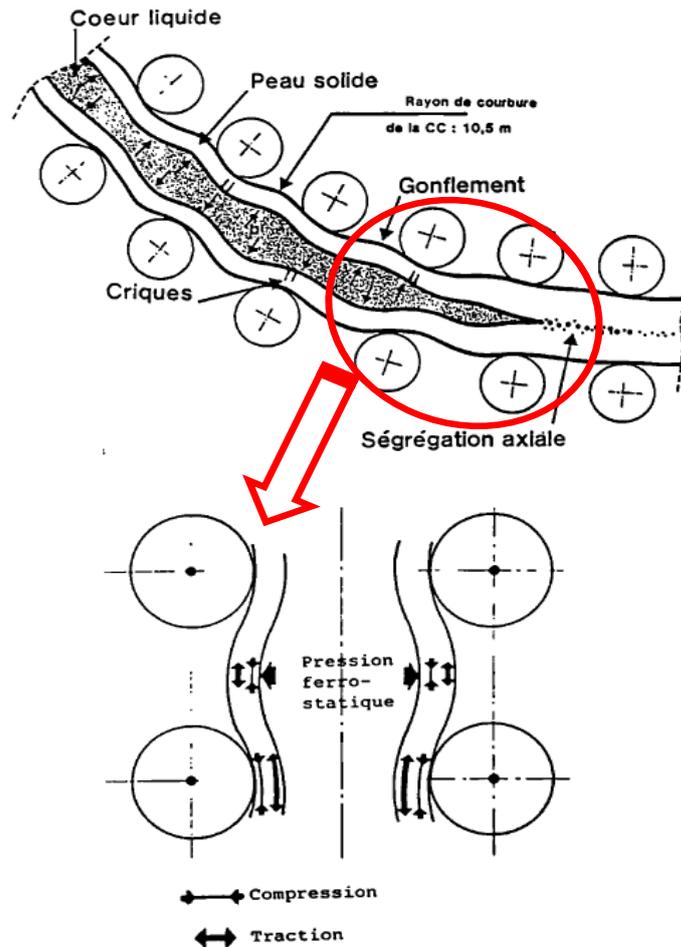


Figure 1. 11. Gonflement de bloom sous pression ferrostatique au cours de la coulée continue [RAH 1989].

Pour les produits courts (quelques mètres) les cages de laminage sont disposées les une derrière les autres, le produit parcourt ainsi un chemin linéaire entre les cages d'ébauche et les cages de finition. Pour le laminage des rails il existe deux variétés de laminage, classique et universel.

**Laminage à rail classique réversible :** Composé de deux cages, une pour l'ébauche et une pour la finition. La première cage est destinée à pré-déformer la matière progressivement pour la rapprocher de la géométrie du rail. Les 6 étapes de la phase d'ébauche sont décrites dans la figure 1. 12 (a).

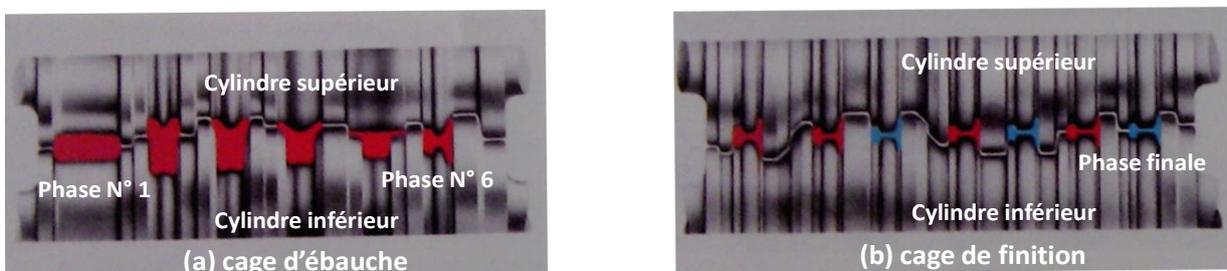
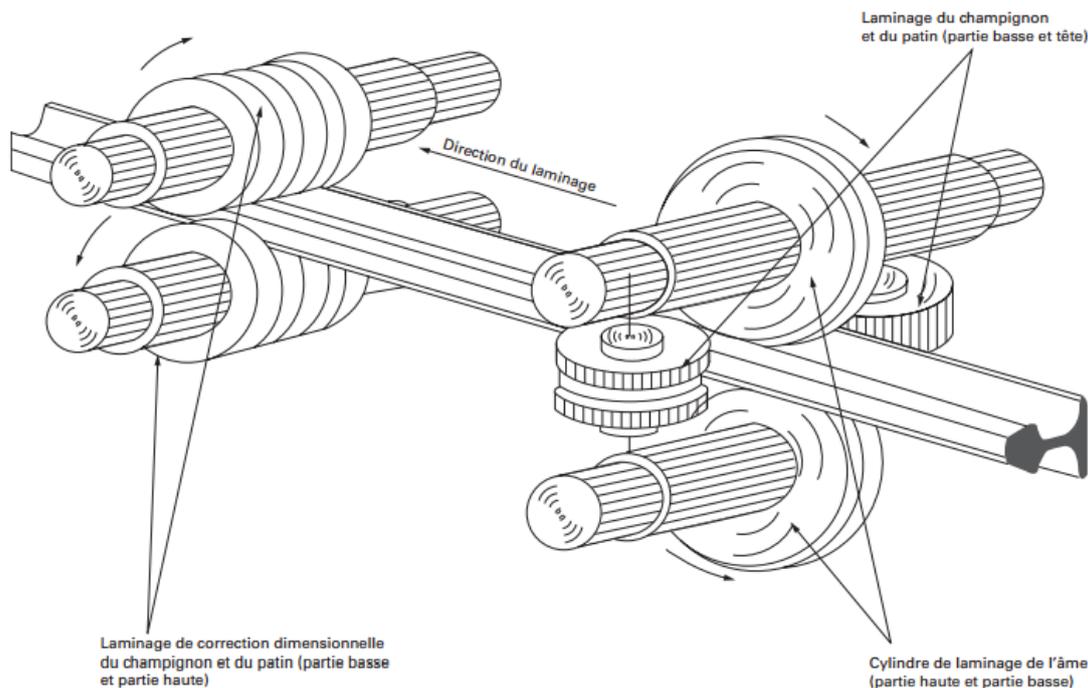


Figure 1. 12. Laminage à rail, (a) cage d'ébauche, (b) cage de finition, [ESV 2001].

Au cours de cette phase, le rail effectue des allers-retours en changeant d'intercage à chaque étape (zone entre les deux cylindres de travail). Le nombre de passes dépend de la réduction, de la puissance du laminoir et de l'épaisseur initiale du bloom. Une seconde cage de finition figure 1. 12 (b) permet de donner au produit ses dimensions finales. Pour cette variété de cage, le laminage de rail UIC nécessite entre 8 et 13 étapes [ESV 2001].

**Laminoir à cages universelles :** Ce laminoir est composé de cages d'ébauches, de refoulements et de finitions. Le laminage est effectué simultanément dans les deux sens vertical et horizontal se qui permet d'avoir un meilleur état de surface avec une réduction du temps de laminage pour une meilleure répartition de la matière [DER 1988], [DES 1990]. Le principe de laminage est synthétisé dans la figure 1. 13, il sera décrit plus précisément dans le chapitre 3.



**Figure 1. 13. Laminoir à cage universelle [DER 2013].**

Au cours du procédé de laminage et malgré la lubrification continue au niveau des cylindres de travail, un gradient thermique apparaît. Ce dernier est à l'origine des échanges thermiques, principalement par conduction entre les cylindres et le bloom. Comme conséquence des efforts intenses exercés par le laminoir pour déformer plastiquement la matière, les cylindres de travail subissent une déformation élastique (aplatissement local et défaut de cylindricité). La distribution du champ de contrainte n'est plus uniforme dans l'épaisseur du bloom, ce qui génère une hétérogénéité de la déformation plastique qui se traduit dans ce contexte par un défaut de rectitude. A la sortie du laminoir et suite à la déformation plastique, le produit gagne en longueur et perd en section (effet de poisson) avec une cristallographie plus fine. Un marquage en relief est alors gravé sur le produit avant d'être placé sur un lit de refroidissement. Le refroidissement se déroule à l'air libre. Pour un rail de 108 mètres de long, cette étape du procédé de fabrication peut durer entre 3 et 4 heures, durant lesquelles la température du produit passe de 800 °C (température à la sortie du laminage) à moins de 60 °C [ESV 2001]. Au cours du refroidissement et sous l'effet de contraintes internes le produit fléchit, figure 1. 14.



Figure 1. 14. Lit de refroidissement pour rail [BRA 2011].

Basu *et al* [BAS 2003] ont développé un modèle éléments finis 3D pour prédire la forme du rail à la fin du refroidissement. Dans son modèle l'auteur prend en compte le temps de transfert entre le laminoir et le lit de refroidissement (7-8 min), l'échange thermique par convection avec l'air ambiant ainsi que les échanges avec les rails voisins. Par conséquent, comme les rails voisins sont à la même température les échanges thermiques par rayonnement ont été négligés. L'étude a été faite sur un rail Vignole de 13 mètres de long décrit dans la figure 1. 15 (a).

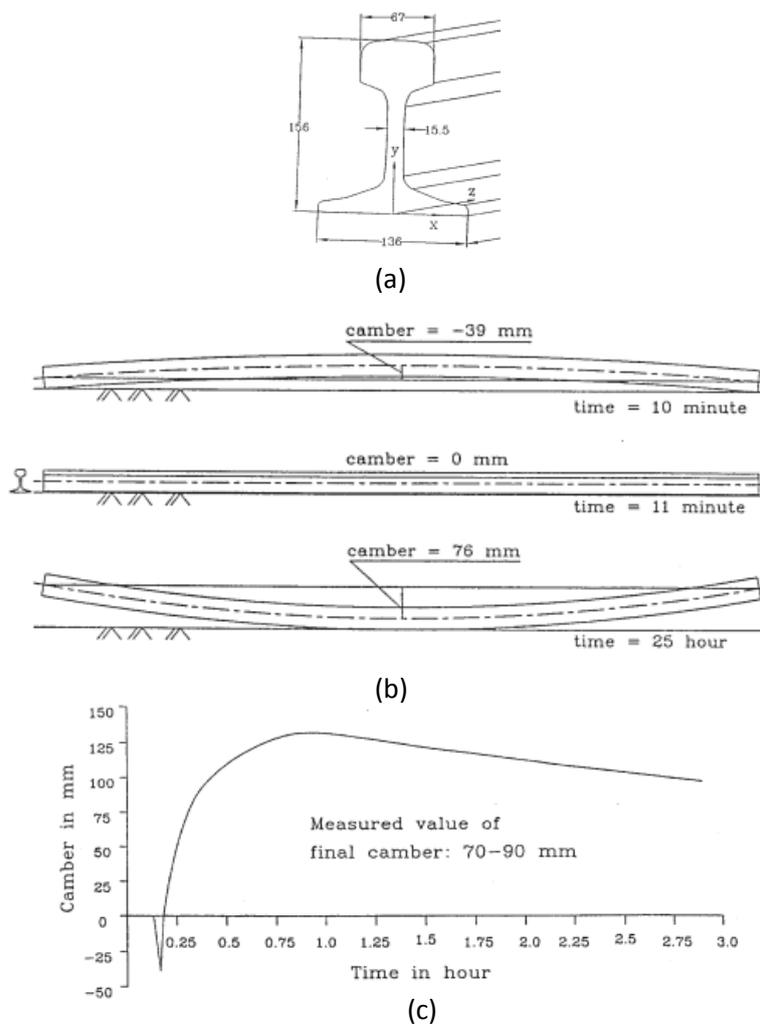


Figure 1. 15. Évolution de la courbure en fonction du temps de refroidissement d'un rail de 13 m de longueur pendant 3h, [BAS 2003].

Le lit de refroidissement modélisé par l'auteur est composé de deux étages suivis d'une fosse dans laquelle les rails sont empilés sur plusieurs rangées pour un refroidissement total et homogène. Seule la courbure suivant l'axe vertical ( $y$ ) a été analysée. L'évolution de cette dernière après un refroidissement total est comprise entre 70 et 90 mm. Dans la figure 1. 15 (b) ; seule les 3 premières heures de refroidissement sont illustrées. Comme la section du rail est asymétrique, le champignon est plus chaud que le patin (Température du champignon 910°C, Température du patin 825 °C). Dans un premier temps, le rail fléchit avec 39 mm dans le sens vertical ( $-y$ ). Dès que la température s'équilibre entre le champignon et le patin la flèche s'annule, avec la diminution de la température du champignon par rapport à celle du patin la courbure apparaît dans le sens contraire ( $y$ ) comme indiqué dans la figure 1. 15 (c). Un autre paramètre qui est à l'origine de la variation de la température au cours du refroidissement c'est la différence en temps d'arrivée des rails. En effet, à la sortie du laminage, les rails arrivent sur le refroidissoir par groupe de 3 où 4 [RIN 2003] ce qui est à l'origine d'une variation de la température entre le premier et le dernier rail. Le refroidissement à l'air libre est l'étape la plus pénalisante du procédé de fabrication du rail. En effet, la géométrie dissymétrique du produit ainsi que les échanges thermiques par convection et radiation avec l'environnement externe sont à l'origine d'une hétérogénéité du refroidissement. Cette hétérogénéité génère des contraintes d'origines thermiques qui à partir d'un certain seuil (dépassement de la limite élastique du matériau à la température considérée) déforment le produit, d'où le défaut de rectitude. A ce défaut se rajoute les déformations résultantes des contraintes introduites dans le produit par les rouleaux au cours du procédé de transfert, les chocs, le serrage et la flexion du produit sous l'effet de son propre poids à température élevée. Pour homogénéiser la température au niveau du lit de refroidissement et ainsi contrôler la courbure générée par le refroidissement, les rails sont serrés les un contre les autres de tel sorte que le champignon d'un rail donné réchauffe le patin du rail voisin qui a tendance à refroidir plus vite. Un exemple descriptif du posage du rail au cours du refroidissement est décrit dans la figure 1. 16 extraite des travaux de [RIN 2003].

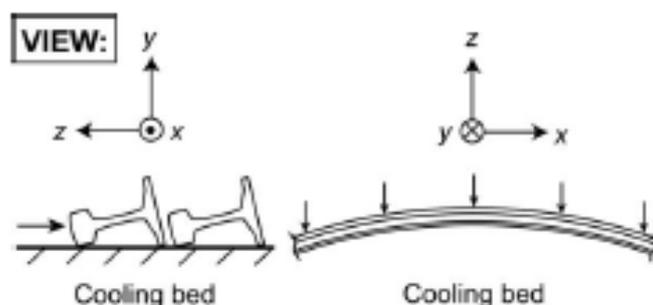


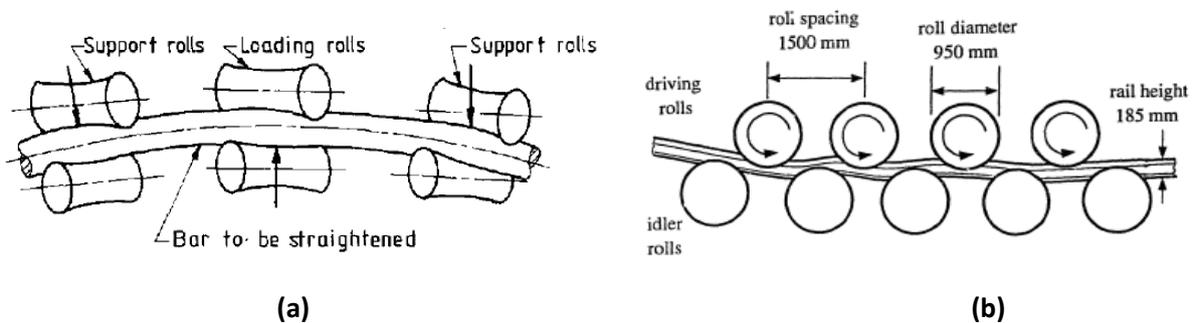
Figure 1. 16. Configuration du rail sur le lit de refroidissement [RIN 2003].

Cette configuration permet de diminuer le défaut de rectitude dans les plans vertical et horizontal, cependant elle ne permet pas de le corriger totalement, un redressage dans les deux plans est alors primordial pour redresser le produit.

#### 1.4.2 Redressage de la rectitude du corps d'un produit long

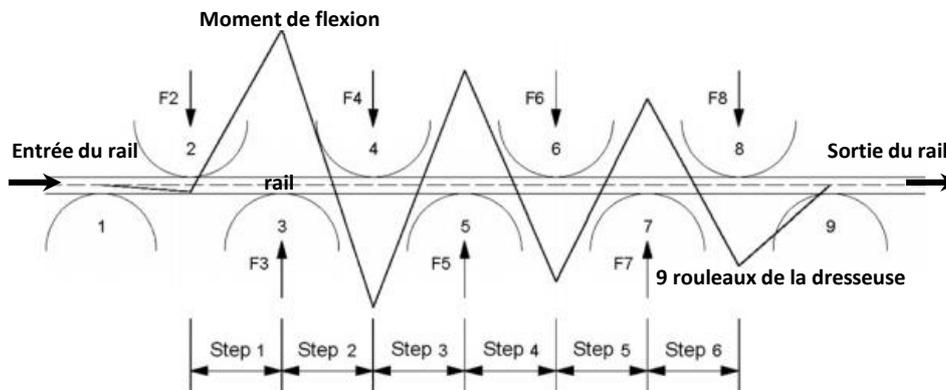
Le procédé de redressage à froid est indispensable pour le parachèvement de la rectitude dans le plan vertical et horizontal. Il existe des procédés conventionnels de redressage tel que l'utilisation d'une presse pour la flexion élastoplastique [LIN 1978] ou par réchauffement thermique maîtrisé [SCH 1988]. Cependant, pour ces procédés le temps de réalisation reste long ce qui les limite aux produits courts. Pour le redressage des produits longs, l'utilisation des dresseuses à galets est plus fréquente [WIN 1991]. Selon la forme de la section du produit à redresser, il existe deux grandes familles de

dresseuses. Les dresseuses à rouleaux croisés, figure 1. 17 (a), principalement destinées au redressement des produits longs à sections cylindriques (barres, tubes) [TAL 1990] et les dresseuses à rouleaux parallèles (horizontaux ou verticaux), figure 1. 17 (b) destinées pour le redressement des rails, poutrelles en « I » ou « H » et autres variétés des produits longs.



**Figure 1. 17. Dresseuses à rouleaux, (a) dresseuses à rouleaux croisés [TAL 1990], (b) dresseuses à rouleaux parallèles [WIN 1991].**

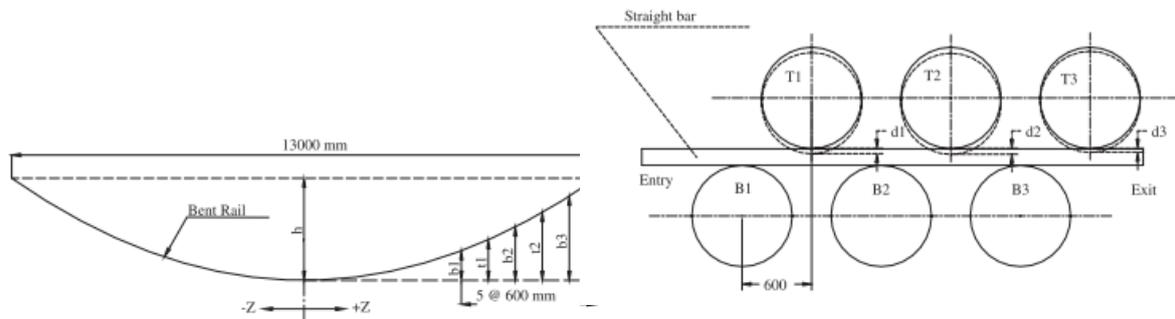
Pour corriger le défaut de rectitude, le rail passe à travers les rouleaux de la dresseuse verticale puis horizontale. En Europe et en Amérique du Nord les dresseuses sont composées principalement de 9 rouleaux dont 4 fixes au dessus et 5 réglables en translation verticale en bas. Pour l'Inde et les pays de l'ancienne Union Soviétique les dresseuses sont à 6 ou 8 rouleaux. Au cours du procédé de redressement, le rail subit un cycle de flexion élastoplastique.



**Figure 1. 18. Évolution du moment de flexion au cours du redressement, [BIE 2009].**

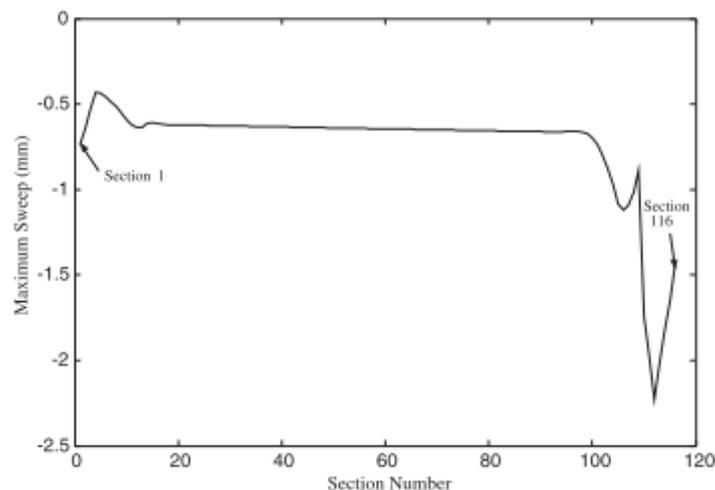
Comme décrit dans la figure 1. 18, au niveau des premiers rouleaux, le moment de flexion a une amplitude élevée puis diminue progressivement ce qui permet de redresser le rail jusqu'à atteindre le profil souhaité. A la sortie des dresseuses à galets, la rectitude du produit dans le plan vertical et horizontal est supposée être conforme à la norme. Dans ses travaux de thèse, **Wineman** [WIN 1991] a synthétisé les recommandations de chaque pays en termes de rectitude du rail à la sortie des dresseuses. Aux États-Unis, le défaut de rectitude d'un rail dans le plan vertical ne doit pas dépasser 19 mm par 11,9 mètres, en Europe 20 mm par 20 mètres et dans les pays de l'ancienne Union Soviétique 12 mm par 25 mètres. **Srimani et al** [SRI 2005] ont développé un modèle numérique par éléments finis pour prédire le profil du rail à la sortie des dresseuses. La section de référence du produit étudié a été décrite précédemment dans la figure 1. 15 (a). Le rail étudié est d'une longueur de 13 mètres décomposé en 116 sections longitudinales. Son profil suivant l'axe ( $z$ ) est polynomial de degré 3 avec un défaut de rectitude maximal de 75 mm, située au centre. La dresseuse est composée

de 6 rouleaux avec une distance entre axes de  $600\text{ mm}$ , figure 1. 19. Au cours du procédé de redressage, la zone de crochage correspond à la portion du produit qui rentre dans un premier temps en contact avec les rouleaux de la dresseuse. Cette zone correspond à la distance entre deux rouleaux successifs et elle permet d'entraîner le reste du produit dans la machine. Après le défilement du produit long à travers les rouleaux de la dresseuse, la dernière portion du produit qui reste en contact avec les deux derniers rouleaux de la dresseuse correspond à la zone d'évacuation.



**Figure 1. 19. Configuration du défaut de rectitude et du modèle FEM de la dresseuse [SRI 2005].**

Au niveau du corps du rail, le défaut de rectitude a été convenablement redressé. Cependant, comme indiqué dans la figure 1. 20 au niveau des deux abouts ( $1500\text{ mm}$  en partant de chaque extrémité du produit) le défaut de rectitude persiste. Ce dernier est en rapport direct avec la circonférence formée par 3 rouleaux de la dresseuse. En effet, les abouts du produit sont situés respectivement dans la zone de crochage et d'évacuation ce qui les expose à des faibles moments de flexion auquel s'ajoute l'erreur introduite par la déformation élastique des rouleaux au cours du procédé de redressage.



**Figure 1. 20. Prédiction de la rectitude du rail à la sortie des dresseuses [SRI 2005].**

L'erreur de rectitude de ces abouts est critique, elle peut même empêcher le soudage de deux rails. Le modèle de prédiction de la rectitude du rail à la sortie des dresseuses, développé par **Srimani et al**, [SRI 2005] a pour objectif de déterminer la longueur des abouts à découper. Le choix de cette longueur dépend de la rectitude de l'about et de son niveau de contrainte résiduelle. En effet, pour libérer les contraintes résiduelles du rail, **Wineman et al** [WIN 1990] ont établi une formule analytique pour calculer la longueur de l'about à découper. L'évolution des contraintes résiduelles et leurs liens avec la rectitude sont décrits dans le paragraphe qui suit. Pour éviter cette perte de matière

et par la suite diminuer le coût de la production, un procédé de mesure-redressage à la presse est souvent employé pour parachever la rectitude des abouts du produit long. Cependant, ce redressage est manuel, il dépend de l'expérience de l'opérateur et le temps nécessaire à la boucle mesure-redressage peut être très long.

### 1.4.3 État de contraintes résiduelles à la sortie des dresseuses

A l'issue du refroidissement, la géométrie intrinsèque du rail induit des contraintes résiduelles d'origine thermique. Les contraintes les plus pénalisantes pour la mise en service du rail sont les contraintes résiduelles longitudinales au niveau du patin. Ces dernières peuvent s'amplifier dès la mise en service du rail et peuvent être à l'origine de l'amorçage des fissures. Les travaux menés par **Basu et al** [BAS 2003] et **Ringsberg et al** [RIN 2003] ont montré que les contraintes à l'issue du refroidissement sont de l'ordre de 27,5 MPa en traction au niveau du champignon et de 87,5 MPa en compression au niveau de la pointe du patin du rail [BAS 2003]. Cependant, les contraintes résiduelles longitudinales sont plus importantes après le passage du produit dans les dresseuses à galets. Ce champ de contraintes à une forme typique en « C » comme indiqué dans la figure 1. 21 extraite des mesures expérimentales effectuées par **Kalker J J et al** [KAL 1993]. Les contraintes résiduelles sont en traction au niveau du champignon et du patin, elles sont en compression au niveau de l'âme. L'intensité de ces dernières varie selon le défaut initial du produit et le réglage des dresseuses. Elle est généralement comprise entre 100 et 300 MPa [KAL 1993]. Pour limiter l'influence de ce champ de contrainte sur la durée de vie du rail ; en Europe, la norme [NF EN 13674] tolère une amplitude maximale de 250 MPa au niveau du patin. En effet, au cours de la mise en service du rail, les contraintes générées par les roues du train sont en traction au niveau du patin [BIE 2009], ces dernières s'additionnent avec les contraintes résiduelles de redressage et peuvent être à l'origine de l'amorçage des fissures même sous faible chargement. Pour comprendre l'origine de formation de ces contraintes et prédire leurs formes et intensités à la sortie des dresseuses, des récents travaux menés par [WIN 1991], [SCH 2001], [RIN 2003] et [BIE 2009] ont été focalisé sur la modélisation numérique par éléments finis du redressage.

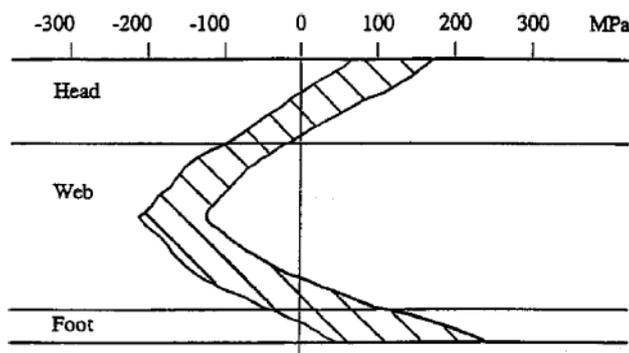


Figure 1. 21. Profil de contrainte résiduelle à la sortie des dresseuses à galets, [KAL 1993].

Les études ont montré que la réduction de l'intensité des contraintes résiduelles dans la section du rail dépend de l'ajustement des rouleaux des dresseuses. À la sortie des dresseuses à galets, trois majeures parties se distinguent dans un produit long. Deux abouts situés de chaque extrémité du produit et le corps. Pour parachever la rectitude des abouts, ces derniers subissent une opération de mesure et redressage au moyen d'une presse équipée d'un montage de redressage. Dans un contexte de productivité, le redressage est effectué en se basant sur le profil longitudinal du produit. La mesure est alors effectuée au moyen des capteurs lasers en déplacement le long du produit. A partir de

l'acquisition discrétisée, le profil du produit est alors généré. L'opérateur positionne le produit sous la presse pour introduire ainsi une déformation permanente. La procédure de mesure-redressage est répétée jusqu'à la conformité du produit. Cependant, au cours de la mesure de la rectitude d'un produit long, plusieurs sources d'imperfections sont susceptibles d'introduire des erreurs dans la détermination du profil du produit. Ces imperfections sont décrites en détails dans le paragraphe qui suit.

#### 1.4.4 Mesure de la rectitude des abouts d'un produit long

##### 1.4.4.1 Définition d'une référence pour la mesure de rectitude

La mesure de la rectitude d'un produit consiste principalement à comparer la distance mesurée par rapport à une distance de référence. Cette dernière est choisie entre l'objet à mesurer et la surface de référence (fil tendu, règle étalon, laser d'alignement), figure 1. 22. Pour trouver le profil du produit mesuré, un passage du continu à une mesure discrétisée est effectué. Le nombre de points de mesure doit être suffisamment important pour que le profil obtenu soit représentatif du produit réel. Si la surface de référence est sans défaut, en comparant chaque distance mesurée  $y_i$  par rapport à la distance de référence  $y_r$ , le profil du produit peut être généré progressivement  $y_{produit} = y_i - y_r$ .

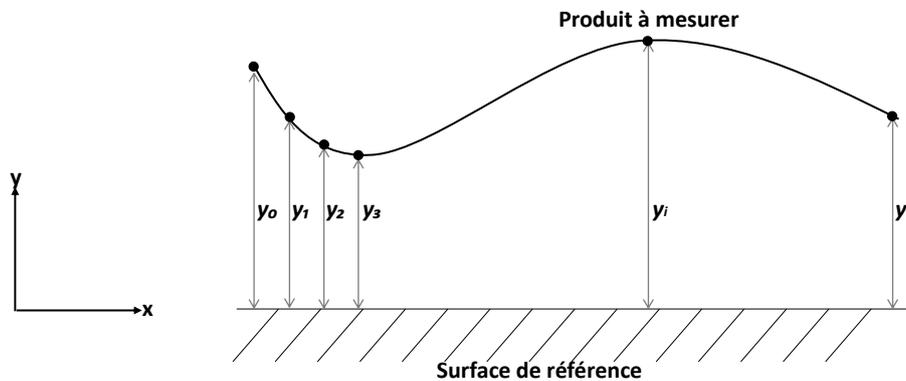


Figure 1. 22. Comparaison des mesures par rapport à une référence.

Le choix de la distance de référence doit être représentatif du défaut à mesurer. Souvent la première valeur de mesure  $y_0$  est prise pour distance de référence. Le principe de mesure a été expliqué en choisissant une surface de référence sans défaut.

##### 1.4.4.2 Défauts liés à la référence

Dans une configuration réelle de mesure, la correction du défaut de la surface de référence est nécessaire pour évaluer correctement le profil d'un produit.

Si la surface de référence est un fil tendu, la tension appliquée sur ces extrémités doit générer des contraintes supérieures à sa limite d'élasticité pour éviter toute courbure [DIO 2006]. En effet, le bobinage du fil génère des contraintes internes qui nécessitent d'être relaxées par étirage. Après la mesure, la limite d'élasticité du fil varie par écrouissage ce qui limite son utilisation à un seul mesurage.

La surface de référence peut être aussi représentée par un laser d'alignement. Dans ce cas c'est l'indice de réfraction de l'air qui a une influence sur la rectitude du faisceau laser. En effet, quand la longueur parcourue par un laser devient importante, la masse d'air traversée n'est plus homogène. Elle est modifiée par toute variation de pression, d'humidité ou de température [LAH 2005].

L'une des surfaces de référence la plus utilisée est la règle étalon de rectitude. Cet instrument attire particulièrement notre attention. En effet, il sert de référence pour l'évaluation du défaut de guidage du chariot porte-capteur au niveau de la machine de mesure de rectitude des abouts de rail. Pour cet instrument, l'incertitude sur la mesure de rectitude dépend de l'état de surface de la règle et de son étalonnage. Pour une règle non étalonnée, la manipulation des mesures suite à un retournement de l'instrument permet de « dématérialiser » la surface de référence. Cette méthode a été largement utilisée par l'abbé CAYERE [CAY 1953], [CAY 1956] qui l'a appliqué à des cas concrets tel que l'évaluation de la rectitude du guidage d'un tour parallèle.

#### 1.4.4.3 Le retournement

Il existe plusieurs variétés de retournement. Pour la mesure de la rectitude le retournement de la règle étalon est souvent utilisé [CAY 1953], [CAY 1956] [WHI 1976]. Il existe aussi le retournement du carré et le retournement de trois rectitudes. Les différentes méthodes de retournement sont décrites en détail dans les travaux de [EVA 1996].

Le principe de retournement de la règle appliqué à la séparation du défaut de guidage du chariot porte capteur de celui de la règle est décrit dans la figure 1. 23. L'auteur a appliqué le retournement pour l'évaluation de la rectitude des rails de guidage d'une tronçonneuse à disque pour l'industrie du bois. **Giacomo et al** [GIA 2004] ont utilisé le retournement pour l'évaluation de la rectitude d'une glissière de guidage. Le principe de cette méthode est basé sur le retournement physique de la pièce à mesurer et/ou de l'instrument de mesure de telle sorte à changer le signe de l'erreur. Pour concrétiser le principe de retournement de la règle appliqué au calcul de la rectitude, on considère un chariot de mesure équipé d'un comparateur linéaire qui se déplace suivant l'axe  $x$ , figure 1. 23. On note par  $M_i(x)$  la mesure  $i$  à l'abscisse  $x$ ,  $C(x)$  le défaut de chariot et  $R(x)$  le défaut de la règle. On suppose que la règle est rectifiée et que ces dimensions sont stables. Ces hypothèses ne sont pas valables pour les règles en granit et en limace [HEN 2007]. On suppose aussi que le comparateur est solidaire du chariot et sa tige est perpendiculaire à la règle à mesurer. Une première étape consiste à définir les conventions de signe suivantes :

- Le déplacement de la tige du comparateur vers l'intérieur indique un défaut positif.
- Si le chariot se déplace dans le sens des  $y$  positifs, le défaut de rectitude du guidage est positif et il est noté  $C(x)$ .
- Une bosse de la règle est interprétée physiquement comme un excès de matière donc positif  $R(x)$ .

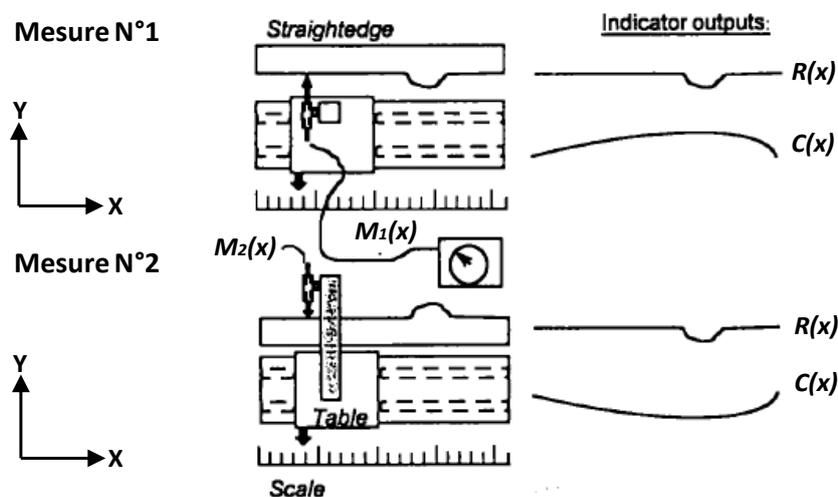


Figure 1. 23. Principe de retournement pour l'évaluation du défaut de rectitude [EVA 1996].

Deux mesures sont effectuées, la première sans bouger la règle, la seconde après avoir tourné la règle de  $180^\circ$  autour de l'axe  $x$ . Les mesures obtenues sont :  $M_1(x) = C(x) + R(x)$  pour la première mesure et  $M_2(x) = -C(x) + R(x)$  pour la deuxième mesure.

Le défaut de guidage du chariot porte-capteur et le défaut de rectitude de la règle sont alors calculés à partir de deux mesures  $C(x) = \frac{M_1(x) - M_2(x)}{2}$  et  $R(x) = \frac{M_1(x) + M_2(x)}{2}$ .

Le retournement nécessite un mouvement de la pièce et/ou de l'instrument de mesure, cette manipulation reste délicate. En effet, l'état de surface de l'instrument de mesure ainsi que l'erreur de dégauchissage au cours de repositionnement peuvent introduire des erreurs surtout dans le cas de l'évaluation d'une rectitude d'un ordre micrométrique. Dans le contexte industriel de mesure de la rectitude des abouts des rails, la longueur du produit limite la possibilité de retourner la pièce (longueur du rail 108 mètres). La configuration actuelle de la machine de mesure (cf. chapitre 3. § 3.2.2) n'autorise pas le retournement de l'instrument de mesure.

#### 1.4.4.4 Défaut de positionnement dans l'espace de mesure

Au cours de la mesure, l'interaction de la pièce avec l'environnement externe ainsi que les conditions dans lesquelles le mesurage est effectué peuvent introduire des incertitudes. L'ordre de grandeur de ces incertitudes dépend de la sensibilité de la mesure, de l'instrument de mesure, du produit à mesurer et leurs paramètres (température, pression, posage...). Dans le contexte de mesurage de la rectitude d'un produit long, ces erreurs peuvent être introduites par un mauvais posage du produit dans l'espace de mesure, à une dilatation d'origine thermique (par conduction, convection ou rayonnement) ou encore à des contraintes externes exercées sur la pièce au moment même de la mesure (serrage, bridage). Pour le besoin de cette étude, il faudrait que :

- ✓ la mesure est effectuée à une température ambiante de  $20^\circ\text{C}$  et la température du rail est égale à la température de l'instrument de mesure pour limiter les échanges thermiques,
- ✓ Le mesurage est effectué sans contact donc l'instrument de mesure n'effectue aucun effort sur la pièce à mesurer (effort de mesurage nul),
- ✓ Le produit long est libre de toute contrainte externe au cours de la mesure.

Soit un produit long d'une longueur  $L = 3$  mètres et de section cylindrique avec un diamètre  $d = 30$  mm. Le produit est supposé sans défaut de rectitude, le guidage du capteur est rectiligne et la température est ambiante avec absence d'échanges thermiques pièce/capteur. La mesure est effectuée à distance donc aucun effort n'est exercé par l'instrument de mesure sur le produit. Pour un défaut de positionnement du produit de  $\theta = 1^\circ$  dans l'espace de mesure, figure 1. 24, pour un cylindre sans défaut de rectitude, une erreur elliptique d'une amplitude de  $e = 75$   $\mu\text{m}$  est introduite dans le plan  $(y, z)$ .

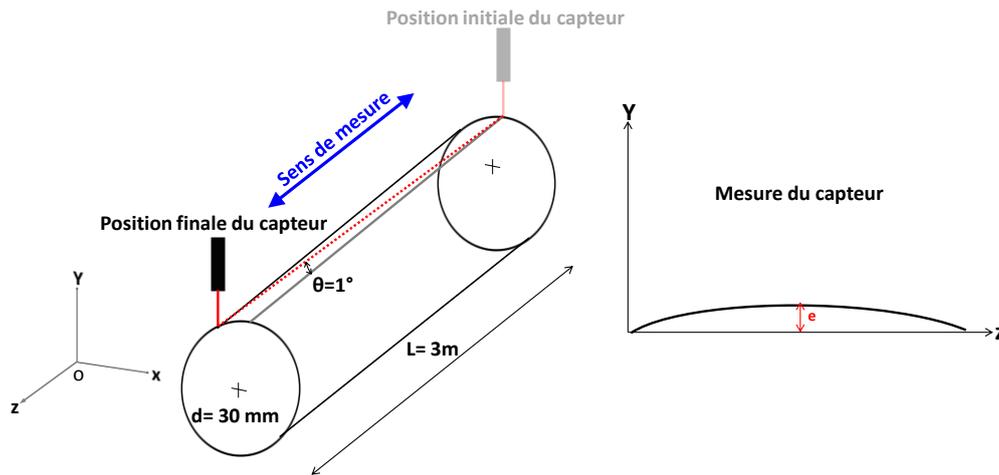


Figure 1. 24. Erreur du positionnement au cours la mesure.

#### 1.4.4.5 Défaut d'élasticité

Des galets de centrage sont utilisés pour repositionner le produit dans le plan horizontal  $(x, z)$ . Ces derniers peuvent introduire une déformation élastique au niveau du produit à mesurer. Dans le cas d'une évaluation de la rectitude dans le plan horizontal  $(x, z)$  au moyen d'un capteur positionné horizontalement, la mesure obtenue est perturbée par la flèche élastique du produit dans ce plan. Pour quantifier l'ordre de grandeur de la déformation élastique introduite, on considère une barre cylindrique de diamètre  $d = 160 \text{ mm}$  et de longueur  $L = 3 \text{ mètres}$ . Elle est supposée serrée d'un côté (encastée) et à l'autre extrémité un galet exerce sur elle un effort  $F = 500 \text{ N}$  pour la repositionner correctement dans l'espace de mesure d'un capteur. Cette configuration est modélisée en résistance des matériaux par une poutre encastée d'un côté et sollicitée à un chargement sur l'autre extrémité, figure 1. 25.

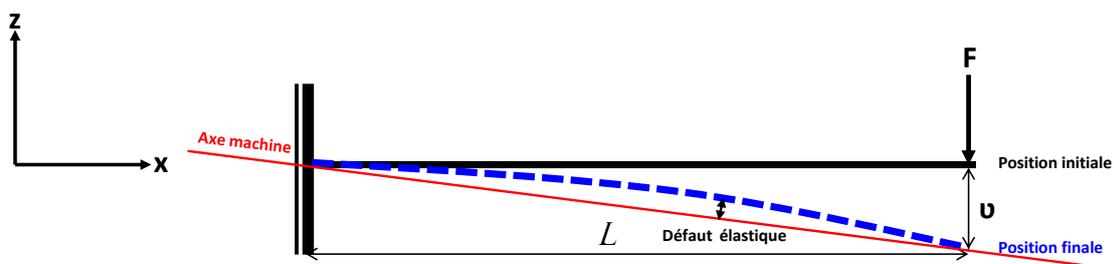


Figure 1. 25. Flèche élastique sous l'effet d'un repositionnement.

Le matériau de la barre cylindrique est supposé homogène, son comportement est linéaire (étude limitée au domaine élastique) isotrope avec un module de Young  $E = 210000 \text{ MPa}$  et l'histoire du chargement n'est pas considérée (libre de contraintes internes). Les sections planes restent planes et normales à la fibre neutre (hypothèse de Navier-Bernoulli) et les contraintes sont considérées loin du point d'application du chargement (hypothèse de Saint-Venant). Le moment quadratique de la section cylindrique de la barre est  $I_{Gy} = \frac{\pi d^4}{64} = 32169908 \text{ mm}^4$ . La flèche maximale de la barre est située en dessous du point d'application du chargement et elle est égale à  $v = \frac{FL^3}{3EI_{Gy}} = 0,66 \text{ mm}$ .

L'amplitude de cette flèche élastique est de  $0,66\text{ mm}$ , ce qui est important par rapport au défaut de rectitude recherché, elle nécessite donc d'être filtrée dans le calcul du défaut de rectitude d'un produit long. Dans le plan vertical, comme conséquence de la longueur importante de produits longs, ces derniers peuvent fléchir sous l'effet de leurs propre poids. Au moment de la mesure ils sont supportés par des rouleaux de soutien, ces derniers servent à minimiser la flèche élastique dans le plan vertical.

## 1.4.5 Instruments de mesurage de la rectitude

### 1.4.5.1 Le comparateur mécanique

Cet instrument est constitué essentiellement d'un corps et d'une touche mobile, guidée l'un par rapport à l'autre au moyen d'une douille à billes. La touche est souvent sphérique et est maintenue en contact avec la pièce à mesurer au moyen d'un ressort de faible raideur comme illustré dans la figure 1. 26.

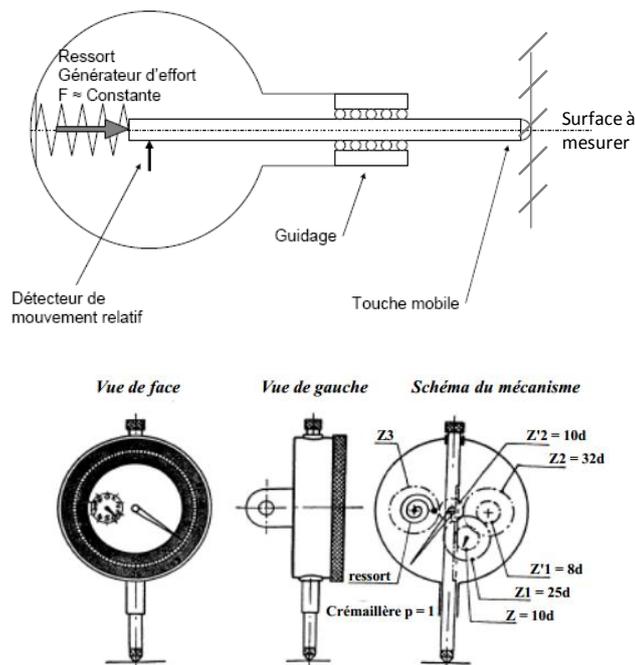


Figure 1. 26. Comparateur mécanique, [DIO 2006].

Le mouvement relatif de la touche par rapport au corps est transformé avec une démultiplication en mouvement de rotation de l'aiguille. Le comparateur mécanique permet de réaliser des mesures avec une incertitude de l'ordre de quelques micromètres pour des faibles distances et à condition de respecter le principe d'ABBE, [DIO 2006]. Cet instrument est pratique pour la vérification des pièces unitaires, souvent utilisé par les usineurs.

### 1.4.5.2 Le capteur inductif de positionnement linéaire LVDT

Le système de mesure à aiguilles d'un comparateur mécanique est remplacé par un capteur électrique. Ce capteur est constitué de trois bobines. La bobine du milieu forme l'enroulement primaire, elle est alimentée par une tension alternative. Les deux autres bobines, à gauche et à droite forment les enroulements secondaires comme indiqué dans la figure 1. 27. Selon la position du noyau ferromagnétique, les couplages entre enroulements primaires et secondaires varient. Ainsi la tension

induite dans les enroulements secondaires est une mesure indirecte de la position  $x$  du noyau plongeur. Le déplacement maximal peut atteindre des valeurs jusqu'à  $\pm 250 \text{ mm}$ .

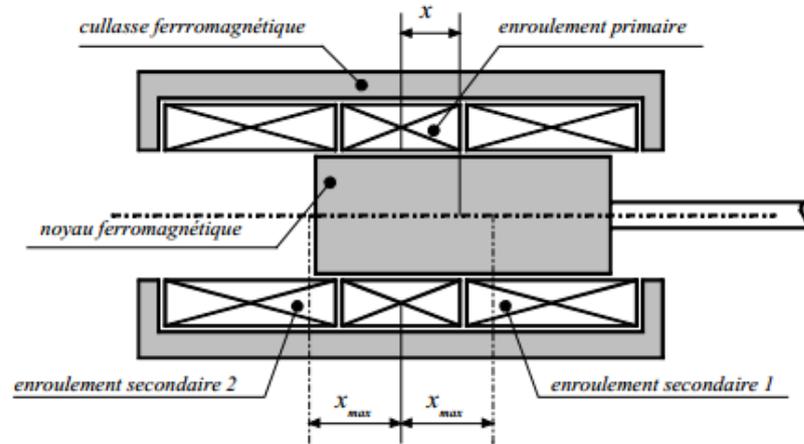


Figure 1. 27. Comparateur différentiel linéaire LVDT (Institut d'automatisation industrielle, 09 juillet 2013).

Ce type d'instrument a une incertitude de l'ordre de 1/10 de micromètre pour des petites courses de 1 mm. Cet instrument peut avoir un défaut de linéarité qui est proportionnel à la course de mesure. Dans ces travaux de thèse [DIO 2006] estime cette erreur à 0,01 % de la course à mesurer.

#### 1.4.5.3 Le capteur capacitif

Souvent appelé capteur capacitif ouvert, généralement réalisé avec une électrode plane entourée d'un anneau de garde, l'électrode forme avec la pièce à mesurer un condensateur plan. Leur principe consiste à mesurer la capacité relative entre la surface cible et l'électrode centrale [MIG 2009]. Un suiveur de tension permet de maintenir l'anneau de garde au même potentiel que l'électrode afin d'éliminer les effets de bord autour de la zone sensible, figure 1. 28. Le capteur capacitif a une incertitude de l'ordre du nanomètre dans le cas où l'axe du capteur est perpendiculaire à l'électrode de mesure. Dans ces conditions la distance « d » à mesurer est donnée par la formule suivante

$$d = \frac{\varepsilon_0 \varepsilon_r A}{c} \text{ avec :}$$

$\varepsilon_0$  : Constante du champ électrique,

$\varepsilon_r$  : Constante diélectrique relative du milieu entre capteur et pièce,

$A$  : Surface de l'électrode du capteur,

$c$  : Capacité du condensateur.

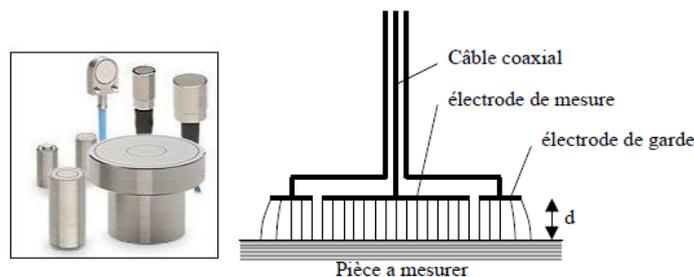


Figure 1. 28. Schéma et principe d'un capteur capacitif [BOR 2010].

Un défaut de parallélisme entre cette zone et la cible perturbe la relation entre la capacité et la distance, ce qui peut modifier la linéarité de mesure.

#### 1.4.5.4 Le capteur laser

Le LASER (*Light Amplification by Stimulated Emission of Radiation*) est l'amplification de lumière par émission stimulée de rayonnement. Il existe plusieurs types de laser qui diffèrent selon le milieu actif. Ils peuvent être utilisés en découpage, usinage, chirurgie et autres secteurs d'activités dans ce cas c'est l'énergie contenue dans le faisceau qui est exploitée. Dans le domaine métrologique, la mesure de distance nécessite l'usage d'un laser dont le faisceau est continu, peu dispersé et monochromatique. Les lasers à gaz répondent à ces exigences et tout particulièrement le laser à gaz hélium-néon. Le laser rouge opère à une longueur d'onde de  $632,8 \text{ nm}$ . Il est constitué principalement d'un mélange de gaz actif (85 % d'hélium et 15 % de néon) contenu dans un capillaire à basse pression (160 Pa). Le mélange est excité par un pompage électrique intense. L'émission stimulée est obtenue par inversion de population grâce à la différence d'énergie. Les deux fenêtres de Brewster permettent de limiter toute perte par réflexion. Au niveau de la cavité résonnante formée de deux miroirs dont l'un est transparent le phénomène d'inversion de population est amplifié. Le réglage de la distance entre les deux miroirs permet d'obtenir une source laser. Le principe de fonctionnement est décrit dans la figure 1. 29, extraite des travaux de [HAR 2007].

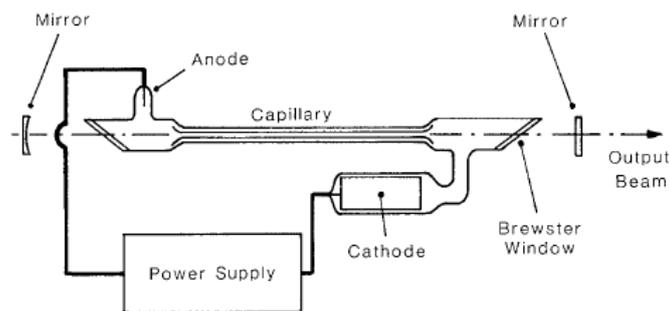


Figure 1. 29. Principe de fonctionnement d'un laser hélium-néon, [HAR 2007].

Pour mesurer la distance entre la source laser et la pièce à contrôler, la triangulation laser est essentiellement basée sur un calcul géométrique pour déterminer la distance séparant la source laser de la pièce à mesurer. La lumière réfléchie atteint un détecteur multipoints CCD ou une photodiode de position sous un angle  $\beta$  qui est fonction de la distance à mesurer  $z$ , figure 1. 30. Connaissant la distance  $b$  entre l'émetteur et le récepteur ainsi que les paramètres géométriques du détecteur, la distance  $z$  est déterminée.

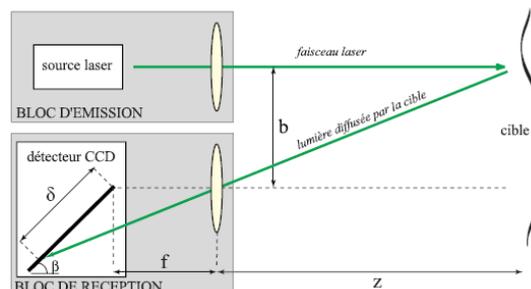


Figure 1. 30. Mesure de distance par triangulation laser [DEL 2000].

Le profil de la pièce à mesurer est reconstitué suite à un mesurage ponctuel avec un pas défini. Dans le secteur industriel la mesure par capteur laser est largement utilisée pour le contrôle dimensionnel allant de quelques millimètres jusqu'à une dizaine de mètres. Les incertitudes liées à cette technique sont de l'ordre de micromètre pour le contrôle à faibles distances.

#### 1.4.5.5 Mesure avec niveau électronique

C'est un instrument de mesure indirecte basé sur une mesure d'angle par rapport à la verticale terrestre. Le principe consiste à faire translater une règle équipée d'un niveau le long du produit à mesurer, figure 1. 31. La règle est de longueur  $L$  connue, à chaque pas de translation, à partir de la mesure d'angle ( $\alpha_i$ ) la différence d'amplitude  $\Delta E = E_i - E_{i-1} = \alpha_i L$  entre deux points de mesure successifs est calculée. Pour générer le profil du produit, une précaution à prendre consiste à positionner la règle correctement après chaque translation de telle sorte que le dernier point de la mesure  $i$  soit le premier point pour la mesure suivante  $i + 1$ . En choisissant l'amplitude du premier point  $E_0 = 0$  comme référence on peut calculer indirectement le profil.

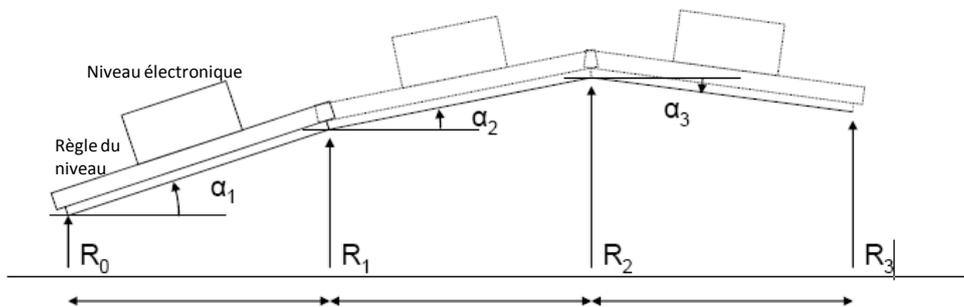


Figure 1. 31. Mesure de rectitude par niveau électronique [DIO 2006].

Pour les machines destinées à la mesure des produits longs avec des incertitudes de l'ordre de quelques micromètres, la prise en compte de la déviation de la gravité locale par rapport à la verticale terrestre doit être envisagée. En effet, le rayon de la terre est de  $R = 6370$  km, pour un produit de longueur  $L = 3$  mètres la déviation de la gravité locale par rapport à la verticale terrestre est  $\frac{L}{R} = 0,4 \mu rad$ . La limitation de cette technique réside dans le temps de propagation de l'instrument de mesure. A titre d'exemple pour mesurer un about de rail de 3 mètres avec un niveau de longueur 100 mm il faut effectuer 30 mesures. Ce qui nécessite un temps considérable de réalisation avec un niveau de détail limité.

#### 1.4.5.6 Choix d'un instrument de mesure

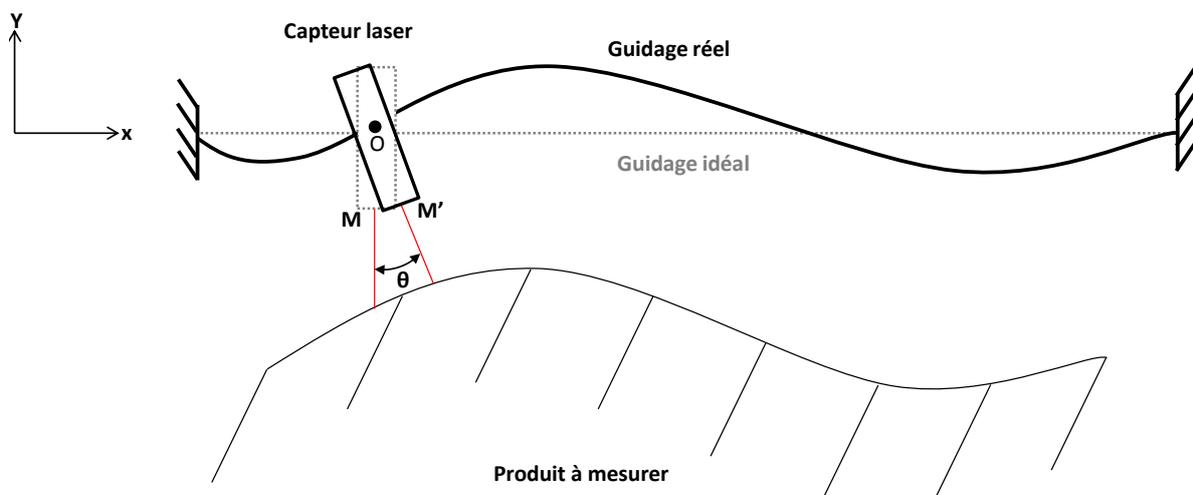
Pour la mesure de la rectitude des abouts des rails d'une longueur de 3 mètres, le choix d'une mesure par capteur laser a été adopté. Ce choix est justifié par les raisons suivantes :

- Mesure rapide sans contact, vitesse de déplacement dans la grande direction du rail de 1m/s,
- Plage de mesure de 2 à 750 mm,
- Compatible avec le contexte industriel qui vise à automatiser le procédé de mesure/redressage des abouts des rails,
- Possibilité d'améliorer la mesure en choisissant un capteur nappe,
- Résolution 1,5  $\mu m$  à 2,5 KHz,

Au cours de la mesure, le laser projeté peut être affecté par l'indice réfractaire de l'air. Dans le cas de cette étude, la distance parcourue par le faisceau laser est de l'ordre de 100 mm. De plus, au cours de la mesure le capteur est rapproché du champignon du rail ce qui limite l'influence de ce facteur.

#### 1.4.6 Erreurs de guidage de l'instrument de mesure

La mesure de la rectitude d'un produit long nécessite le positionnement du capteur par rapport à la pièce à mesurer. Pour effectuer la mesure de rectitude, le capteur se déplace le long du produit et il effectue une mesure à un pas de temps bien défini. Le déplacement du capteur est guidé en translation au moyen d'une glissière. Dans cette configuration de mesure, l'alignement de la glissière et son défaut de forme conditionnent la qualité de la mesure, étant donné que la référence de rectitude est constituée par le guidage lui-même, figure 1. 32.



**Figure 1. 32. Impact d'un défaut de guidage sur la mesure de rectitude.**

Dans le cas d'une glissière parfaite (état de surface du chariot et de la glissière sans défauts) en bloquant 5 degrés de libertés (3 rotations  $R_x, R_y, R_z$  et les 2 translations  $T_y, T_z$ ) et en autorisant juste le déplacement  $T_x$ , le profil obtenu suite au mesurage correspond au défaut du produit. Cette condition est valable sous l'hypothèse que la glissière et le chariot sont des corps rigides parfaits. Toutefois, ces éléments subissent des déformations élastiques sous l'effet de leurs propre poids et de la variation de la pression de contact générée par les défauts de surface de la glissière et du chariot. En ce qui concerne cette étude, l'hypothèse de rigidité s'applique juste sur l'instrument de mesure (le support porte-capteur). Dans une configuration réelle de mesurage, les défauts géométriques de la glissière introduisent des mouvements parasites qui peuvent être caractérisés par 5 composantes d'un torseur de petits déplacements. En se référant à la figure 1. 33, les degrés de libertés du support porte-capteur sont définis par 3 translations (justesse, rectitude horizontale, rectitude verticale) et 3 rotations (tangage, roulis, lacet).

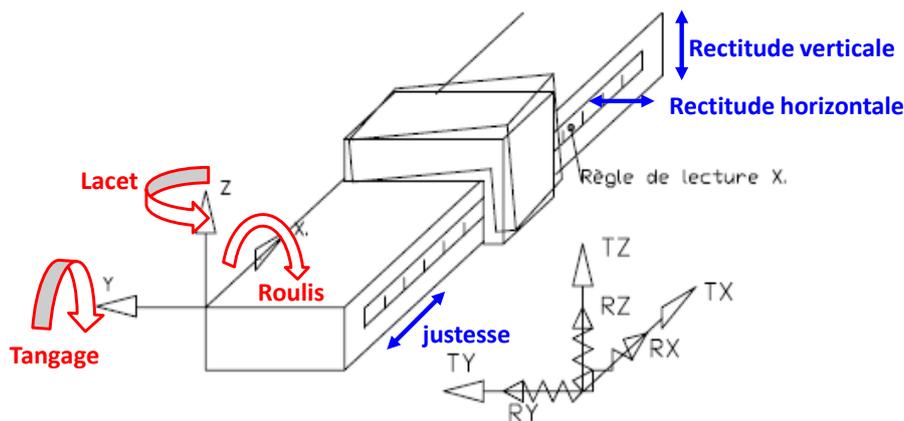


Figure 1. 33. Schéma de la glissière et de son chariot.

Les rotations étant de faibles amplitudes, l'utilisation du torseur de petits déplacements est pleinement justifiée. Dans cette approximation, les termes de rotation d'ordre supérieur à 1 sont négligés. L'erreur commise sur le positionnement est égale à la moitié du carré de l'angle de rotation multipliée par le bras de levier [LEL 2000]. On considère un chariot porte-capteur de longueur 1m. Pour une erreur de rotation du porte-capteur autour de son axe de mouvement d'un angle de  $100 \mu\text{rad}$  l'erreur d'acquisition est de 5 nm en termes d'abscisse du point pointer par le capteur laser. Si la surface de la glissière est considérée comme une référence de mesurage, la mesure obtenue est alors une combinaison du défaut de rectitude de la pièce et du défaut de rectitude de la glissière. Ces défauts de guidage peuvent être mesurés au préalable pour être corrigés, la qualité de mesure est alors limitée par la répétabilité des guidages mécaniques et des influences de l'environnement (efforts externes, échanges thermique).

#### 1.4.6.1 Amélioration de la qualité des glissières

Pour améliorer la qualité de guidage, les premières modifications des machines ont été principalement physiques. Elles ont porté sur la modification des géométries des glissières, la rectification de l'état de surface, la compensation de courbures des glissières de guidage et l'intégration d'un troisième élément (air, lubrifiant, éléments roulants, ressort de rattrapage de jeu...). Une synthèse des améliorations de la qualité de guidage des machines dites « classiques » est décrite plus en détails dans [LAH 2005]. Ces modifications ont permises sans doute d'améliorer la qualité de guidage en réduisant les surfaces de contact chariot/glissière par le biais des éléments roulants et des ressorts de rattrapage de jeu. Toutefois, les défauts géométriques des éléments roulants (défauts de cylindricité et de sphéricité des éléments des roulements) ainsi que les efforts exercés par les ressorts sont susceptibles de perturber la localisation de la position relative chariot/glissière.

#### 1.4.6.2 La correction informatique

Vers les années 1980 et avec l'augmentation de capacité de stockage informatique, la correction des défauts de guidage des machines s'effectue par traitement d'informations (corrections logiciels). La machine de mesure tridimensionnelle du laboratoire de Métrologie de Lille est un exemple concret de ce type de correction [DAV1983]. Toutefois, les défauts géométriques des éléments roulants, les vibrations liées à l'accélération ainsi que l'usure par frottement des glissières, contribuent à la dégradation de la qualité de guidage et limitent sa répétabilité. Pour prendre en compte cette dégradation, l'amélioration de la dérivabilité des effets nécessite l'installation d'un nombre de capteur suffisamment important pour suivre en temps réel la qualité de guidage ainsi que toute la structure

cinématique de la machine à mesurer. Ce qui représente la principale limitation de cette méthode de correction.

### 1.4.6.3 La structure métrologique dissociée

Pour rendre la chaîne métrologique moins sensible, il s'agit de la dissocier de la structure qui porte les efforts. Ainsi, les efforts des mécanismes de transmission de puissance, celles des moteurs et des liaisons entre différents solides ne perturbent pas le résultat de la mesure. C'est en quelque sorte une spécialisation de la chaîne métrologique. Cette dernière doit supporter uniquement son propre poids (capteurs, support porte capteurs) et peut donc être optimisée. La chaîne métrologique sert donc uniquement à repérer l'outil de mesurage par rapport à la pièce. Afin de respecter les mobilités de la machine, la chaîne métrologique est placée en parallèle de la chaîne porteuse et la position relative des composants de la chaîne métrologique sont mesurés en temps réel par le biais de capteurs. Une première concrétisation de ce principe a donné naissance à un plateau pivotant de mesure aujourd'hui référence nationale de mesure angulaire française [LEL 2000], [DAV 2003]. Une seconde application de ce concept a porté sur la conception d'une table croisée de mesure avec des incertitudes d'un ordre nanométrique, décrite dans les travaux de [LAH 2005] et [BOR 2010]. Dans ces travaux de thèse [DIO 2006] a intégré le principe de la structure métrologique dissociée dans la conception de structures parallèles pour la maîtrise des positionnements géométriques des outils et des pièces.

Le concept de structure métrologique dissociée permet de s'affranchir d'un grand nombre de perturbations en spécialisant la chaîne métrologique mais il introduit une complexité de la structure et nécessite toujours une calibration des guidages métrologiques.

### 1.4.6.4 La propagation

Pour séparer le profil de la pièce des défauts de guidage du porte-capteurs, **Gao et al** [GAO 2002] utilisent une méthode dite de propagation avec plusieurs capteurs. Il s'agit de déplacer 3 capteurs le long du produit à mesurer. Excepté les deux premiers et les deux derniers points mesurés, l'information sur la mesure est obtenue à trois reprises ; le principe de mesurage est décrit dans la figure 1. 34. Une unité de mesure composée de trois capteurs distinct d'une distance  $d$  fixe, se déplace le long de la génératrice de la pièce à mesurer. Au cours de la mesure, l'acquisition des capteurs pour les  $i$  ( $1 \dots N$ ) positions est décrite par les équations (1- 1).

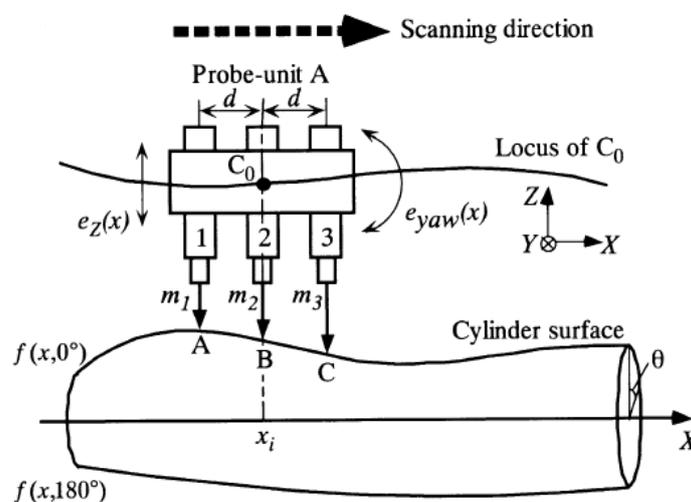


Figure 1. 34. Principe de mesure par propagation de trois capteurs [GAO 2002].

$$\begin{aligned}
 m_1(x_i) &= f(x_i - d) + e_z(x_i) - d e_{yaw}(x_i) + e_{m1} \\
 m_2(x_i) &= f(x_i) + e_z(x_i) + e_{m2} \\
 m_3(x_i) &= f(x_i + d) + e_z(x_i) + d e_{yaw}(x_i) + e_{m3}
 \end{aligned}
 \tag{1-1}$$

Dans cette expression  $m_1, m_2, m_3$  désignent l'acquisition de chaque capteur,  $f$  le profil de la pièce,  $e_z$  l'erreur de translation du support porte capteur suivant l'axe  $z$ ,  $e_{yaw}$  l'erreur du tangage du support porte capteur et  $e_m$  l'incertitude liée à chaque capteur. La résolution de (1-1) à chaque abscisse de mesure permet de séparer le profil de la pièce du défaut de tangage et de celui de la translation du support porte-capteurs. Dans cette publication, l'auteur utilise le capteur central comme référence d'alignement pour les capteurs d'extrémités. Les équations (1-1) relatives à la mesure des capteurs peuvent s'écrire sous la forme de (1-2).

$$\begin{aligned}
 m_s(x_i) &= \frac{m_3(x_i) - 2m_2(x_i) + m_1(x_i)}{d^2} \\
 &= \left[ \frac{(f(x_i+d) - f(x_i)) - (f(x_i) + f(x_i-d))}{d} \right] \frac{1}{d} + \frac{e_{m3} - 2e_{m2} + e_{m1}}{2d^2} \\
 &\approx f''(x_i) + \frac{\alpha}{2d^2}
 \end{aligned}
 \tag{1-2}$$

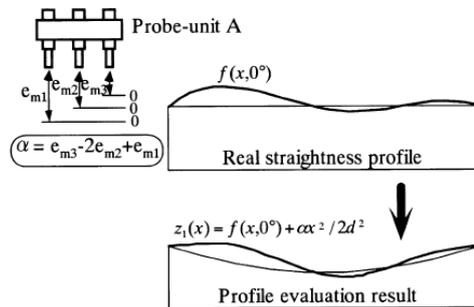
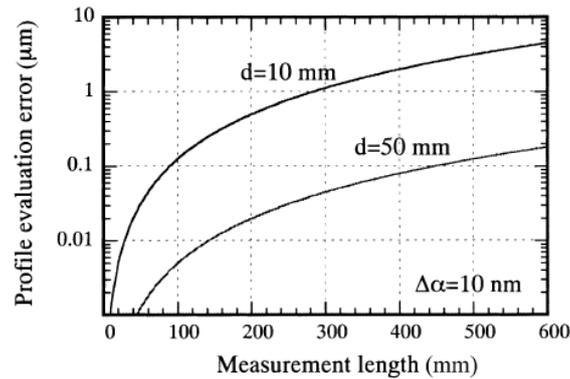


Figure 1. 35. Influence de l'étalonnage des capteurs sur le profil de rectitude [GAO 2002].

Avec  $\alpha$  un paramètre lié à l'alignement des capteurs tel que indiqué dans la figure 1. 35, le profil de la pièce mesurée est obtenu sous la forme de (1-3).

$$z(x_i) = f(x_i) + \frac{\alpha}{2d^2} x_i^2
 \tag{1-3}$$

La méthode de mesure par propagation de trois capteurs a permis la séparation du profil du produit des erreurs de translation et du tangage de porte-capteurs. Toutefois, le profil obtenu comporte un terme d'erreur lié au défaut d'alignement des capteurs  $\frac{\alpha}{2d^2} x_i^2$ . Ce terme dépend de la distance entre capteur et il est proportionnel au carré de la longueur de la pièce à mesurer. Pour un cylindre d'une longueur de 600 mm et avec un défaut  $\Delta\alpha = 10 \text{ nm}$ , [GAO 2002] a analysé l'erreur introduite au cours de l'évaluation du profil. Pour une distance de 10 et 50 mm entre capteurs l'erreur est parabolique d'une amplitude respective de 4,5 et 0,18  $\mu\text{m}$ , figure 1. 36.



**Figure 1. 36. Erreur introduite au cours de l'évaluation du profil de la rectitude pour un d'alignement des capteurs à 10 nm [GAO 2002].**

Même avec un étalonnage fin de l'alignement des capteurs, l'impact de cette erreur parabolique reste important surtout pour la mesure des produits longs. Pour identifier et ensuite corriger le défaut d'alignement des capteurs [GAO 2002] a procédé à une technique de propagation suivie d'un retournement de la pièce décrit précédemment. **Weingärtner et al** [WEI 2004] ont utilisé un système de propagation de quatre capteurs pour l'évaluation de la topographie de pièce (échelle nanométrique). Toutefois, l'augmentation du nombre des capteurs améliore la redondance des mesures sans toutefois éliminer l'influence du défaut d'alignement des capteurs. Dans ces travaux de thèse [BOR 2010] a intégré un mesurage de niveau combiné avec la propagation pour l'évaluation de la rectitude à une échelle nanométrique. Des niveaux électroniques ont servis pour suivre le tangage du support porte-capteurs. Ces derniers ont permis de rajouter une information supplémentaire (mesurage du tangage à chaque pas de propagation) ce qui permet de corriger le biais de courbure. Cette solution permet de générer un profil de rectitude avec une incertitude d'un ordre nanométrique. Elle est applicable dans le contexte d'un banc de simulation de laboratoire et nécessite un temps de mesure très important.

#### 1.4.6.5 Choix d'une méthode de séparation des erreurs

L'application du principe à l'étude consiste à ajouter une règle étalonnée dont le profil est connu, qui ferait office de référence métrologique de rectitude. Les défauts de la règle de référence ainsi que l'étalonnage des capteurs sont déterminés avant la mise en service du système. Il convient ensuite de comparer la rectitude du rail à celui de la règle de référence, la différence entre ces deux résultats de mesure permet de faire disparaître les défauts du guidage. Après la mesure et la détermination du profil du produit long, la quantification de l'amplitude du défaut de rectitude est nécessaire. Cette étape permet de prendre la décision de classer le produit comme conforme et/ou dans le cas contraire de déclencher l'opération de redressage. Le défaut de rectitude est alors défini par la distance minimale entre les deux droites parallèles enveloppant tous les points de mesure constituant le profil. La norme [NF-EN-10-101] spécifique aux rails fournit l'amplitude du défaut de rectitude tolérable sans préciser la méthode de calcul. Pour déterminer ces deux droites et donc l'amplitude du défaut de rectitude, des méthodes d'optimisation linéaire et non linéaire sont souvent utilisées.

#### 1.4.7 Méthodes numériques pour le calcul du défaut de rectitude

Dans la littérature plusieurs algorithmes d'optimisation ont été employés pour minimiser l'écart entre les deux droites parallèles enveloppes du profil. **Shunmugam** [SHU 1987] et [SHU 1988] utilise la méthode des moindres carrés, la méthode du simplexe et la méthode de déviation minimale. L'auteur a appliqué les différents algorithmes à l'évaluation de la rectitude, la circularité, la planéité, la

cylindricité et la sphéricité. **Murthy et al** [MUR 1980] ont effectué une comparaison entre la méthode du simplexe, la méthode de Monte Carlo et la méthode de recherche spirale. **Kanada et al** [KAN 1993] ont développé la méthode de linéarisation basée sur la fonction objectif du profil de mesure et ils l'ont combinée avec la méthode linéaire à interpolation quadratique. Les résultats de prédiction de la méthode mixte ont été comparés avec la méthode du simplexe et la méthode du nombre d'or. Une surestimation du défaut de la rectitude de l'ordre de 5% a été remarquée avec un temps de calcul inférieur à celui de la méthode du simplexe [KAN 1993]. **Cheraghi et al** [CHE 1996] et [SAM 1999] utilisent la méthode de l'enveloppe convexe. **Huang et al** [HUA 1993] ont développé une méthode géométrique fondée sur le contrôle de la ligne de rotation. **Carr et al** [CAR 1995] procèdent à une linéarisation du problème de minimisation, cette méthode est connue sous le nom de la Lp-norme. **Ding et al** [DIN 2007] et **Dhanish et al** [DHA 1991] utilisent l'approximation linéaire de Chebyshev pour le calcul de la zone minimale. Dans les paragraphes qui suivent les méthodes les plus utilisées sont décrites en détail.

#### 1.4.7.1 Méthode des moindres carrés

Après mesure le profil réel du produit long est représenté par un ensemble de points d'acquisitions. Dans le plan  $(x, y)$ , les mesures sont représentées par les points de coordonnées  $(X_i, Y_i)$  avec  $i$  le numéro d'acquisition,  $X_i$  l'abscisse du point  $i$  suivant la direction de mesurage et  $Y_i$  son amplitude. Dans le cas de la rectitude, le profil réel du produit long peut être comparé à un profil théorique obtenu par régression linéaire de la forme  $y = ax + b$  qui s'ajuste le mieux possible aux mesures expérimentales.

Pour chaque mesure,  $e_i = Y_i - y_i$  désigne l'écart suivant l'axe des ordonnées  $y$  entre le profil théorique et le profil réel, figure 1. 37. La droite des moindres carrés est celle qui minimise la somme des carrés des écarts. Comme la longueur du produit est très importante comparée à l'amplitude du défaut de rectitude, la différence entre l'écart  $e_i$  et l'écart normal  $e'_i$  est négligeable. Souvent l'écart  $e_i$  est utilisé pour calculer l'amplitude du défaut de rectitude. Pour  $n$  mesures, les paramètres  $a$  et  $b$  sont choisis de telle sorte que  $\sum_{i=1}^n e_i^2$  soit minimal.

$|e_{max}|$  désigne la valeur absolue de l'écart maximal entre la droite des moindres carrés et les mesures expérimentales situées au dessus de cette droite et  $|e_{min}|$  désigne la valeur absolue de l'écart maximal entre la droite des moindres carrés et les mesures expérimentales situées en dessous de cette droite comme indiqué dans la figure 1. 37.

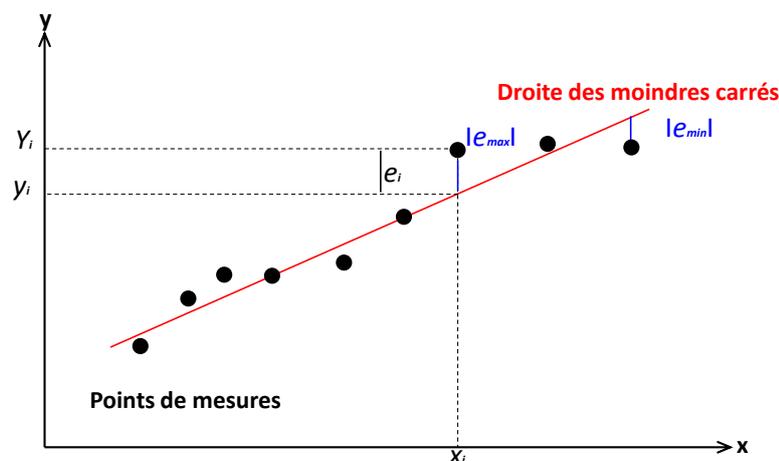


Figure 1. 37. Défaut de rectitude selon le critère des moindres carrés.

La somme de deux écarts  $h = |e_{max}| + |e_{min}|$  représente l'estimation du défaut de rectitude avec la méthode des moindres carrés. Comparé à la définition de la rectitude suivant la norme [NF EN ISO 14660-2], une étude menée par [DEB 1998] a montrée que cette méthode peut générer une évaluation par excès du défaut de l'ordre de 16 %. Même si elle ne permet pas une estimation juste du défaut de rectitude, la méthode des moindres carrés peut être considérée comme un point de départ pour la recherche de solution optimale au moyen d'algorithmes plus sophistiqués.

#### 1.4.7.2 Méthode du simplex

L'algorithme est basé sur la méthode du simplex dû à George Dantzig. Dans leurs travaux **Nelder et Mead** [NEL 1965] ont adapté cet algorithme au problème de minimisation non-linéaire. L'algorithme détient son nom de la forme du simplex employé au cours de la recherche du minimum. Le simplex comme son nom l'indique est la forme géométrique fermée la plus simple. Dans la dimension 1, un simplex est un segment, en dimension 2 un triangle et en dimension 3 un tétraèdre. Dans le cas de la recherche du défaut de rectitude, l'étude est faite dans le plan, le simplex est donc un triangle. L'algorithme du simplex compare la fonction objectif sur le sommet du triangle obtenu à partir des points de mesures et déplace régulièrement le simplex le long des points de mesures tout en effectuant des réflexions, expansions et contractions pour trouver le minimum. La fonction objectif  $f$  décrite dans l'équation (1- 4) est à minimiser ; elle correspond à la distance entre les deux droites parallèles enveloppes de tous les points de mesure. Ces droites sont obtenues par la solution initiale calculée par la méthode des moindres carrés.

$$f(a, b) = \text{Max}_i[Y_{ij} - (ax_i + b)] - \text{Min}_i[Y_{ij} - (ax_i + b)] \quad (1- 4)$$

Avec  $Y = a_{LSQ}x + b_{LSQ}$  la droite des moindres carrés,  $Y'_{ij}$  la distance de chaque point de mesure par rapport à la droite des moindres carrés.  $Y_{ij}$  la distance normale de chaque point de mesure par rapport à la droite des moindres carrés. Cette distance est définie par

$$Y_{ij} = \frac{(Y'_{ij} - (a_{LSQ}x + b_{LSQ}))}{\sqrt{1 + a_{LSQ}^2}} \quad (1- 5)$$

Les valeurs de  $a$  et  $b$  recherchées doivent minimiser la fonction  $f(a, b)$  en comparant à chaque fois la solution trouvée à chaque sommet du triangle  $f_k (k = 1, 2, 3)$ .  $\alpha > 0$  désigne le coefficient de réflexion,  $\gamma > 1$  le coefficient d'expansion et  $0 < \beta < 1$  le coefficient de contraction.  $Y_r, Y_e, Y_c$  respectivement la réflexion, l'expansion et la contraction des sommets du triangle.  $Y_m$  la valeur initiale la plus élevée de la fonction objectif (coïncide avec un sommet du triangle) et  $Y_0$  le barycentre de deux autres sommets. La réflexion, l'expansion et la contraction du triangle permettent de minimiser la fonction objectif sur l'ensemble des points de mesure jusqu'à la vérification de la condition décrite par l'équation (1- 7). Les coordonnées des nouveaux sommets sont calculées à partir de (1- 6).

$$\begin{aligned} Y_r &= (1 + \alpha)z_0 - \alpha Y_m \text{ (réflexion)} \\ Y_e &= (1 - \gamma)Y_0 + \gamma Y_r \text{ (expansion)} \\ Y_c &= (1 - \beta)z_0 + \beta Y_m \text{ (contraction)} \end{aligned} \quad (1- 6)$$

$$\sqrt{\sum_{k=1}^3 \frac{(f_k - f_m)^2}{3}} \leq \varepsilon_{toléré} \text{ avec } f_m = \sum_{k=1}^3 \frac{f_k}{3} \quad (1- 7)$$

Le minimum de la fonction objectif  $f_k(a, b)$  représente alors le défaut de rectitude. L'algorithme est détaillé dans les travaux de [SHU 1987]. La méthode a été appliquée sur l'évaluation du défaut de rectitude des points de mesure du tableau 1. 5. L'erreur de rectitude selon le critère des moindres carrés est de 2,80 mm, pour le même profil avec la méthode du simplexe le défaut de rectitude trouvé est de 2,66 mm. Malgré la robustesse de cette technique son temps de calcul reste important. En effet, il est directement lié au nombre de points de mesures.

X (mm)	-50	-25	0	25	50
Y (mm)	3	5	2	1	2
<b>Défaut de rectitude en (mm)</b>	<b>Méthode des moindres carrés</b>			<b>Méthode du simplexe</b>	
	2,80			2,66	

**Tableau 1. 5. Comparaison de la méthode du simplexe et moindres carrés pour l'évaluation du défaut de rectitude [SHU 1987].**

#### 1.4.7.3 Approximation de Chebyshev

L'évaluation du défaut de rectitude est basée sur l'approximation discrète et linéaire du polynôme de Chebyshev. Le principe consiste à chercher une fonction  $\Phi = a_1 u_{i1} + \dots + a_j u_{ij} + \dots + a_m u_{im}$  qui s'ajuste au mieux du profil  $f$  du produit généré à partir des mesures expérimentales. Avec  $m$  le nombre de variables de la fonction  $\Phi$ ,  $u_{ij}$  la valeur de la variable  $j$  au point  $i$  et  $a_j$  le coefficient de la variable  $j$ . L'erreur de lissage pour un point donné  $i$  est de la forme  $e_i = \Phi_i - f_i$  et l'erreur de rectitude est  $h_t = |e_{max}| + |e_{min}|$  avec  $e_{max}$  et  $e_{min}$  respectivement l'écart maximal et minimal de la fonction de lissage par rapport aux points de mesurage. Le problème revient alors à déterminer les coefficients  $a_j$  de la fonction de lissage à partir des données  $u_{ij}$  et  $f_i$  tout en minimisant l'écart maximal  $|e_i|$  au sens des moindres carrés  $\sum (e_i)^2 = \text{minimum}$ . Les étapes de recherche du défaut de rectitude par l'approximation de Chebyshev sont décrites dans les travaux de **Dhanish et al** [DHA 1991] et elles se synthétisent comme suit :

- ✓ **Étape 1 :** choisir  $m + 1$  points de référence. Dans un premier temps les points de référence choisis sont ceux de la méthode des moindres carrés pour accélérer la procédure de recherche de minimum et dans le cas où la procédure de minimisation diverge la solution de la méthode des moindres carrés sera retenue. Ces points sont associés aux variables  $v_{kj} = u_{ij}$ .
- ✓ **Étape 2 :** calcul des paramètres  $\lambda_k = (-1)^{k+1} |v_{ij}|$  avec  $k = 1, \dots, m + 1$ ;  $j = 1, \dots, m$ ;  $i = 1, \dots, m + 1$  et ( $i \neq k$ ). Les paramètres  $\lambda_k$  sont les solutions des  $m$  équations à  $m + 1$  inconnues  $\sum_{k=1}^{m+1} \lambda_k v_{kj} = 0$ .
- ✓ **Étape 3 :** calcul du défaut de rectitude de référence  $d = \frac{\sum_{k=1}^{m+1} \lambda_k f_k}{-\sum_{k=1}^{m+1} |\lambda_k|}$ , dans le cas où le dénominateur s'annule il faut changer le point de référence par son voisinage le plus proche de droite ou de gauche.
- ✓ **Étape 4 :** calcul des valeurs de la fonction de lissage  $\phi_k$  pour les points de références avec  $\phi_k = f_k + (\text{sgn}(\lambda_k))d$ .

- ✓ **Étape 5 :** calcul des coefficients  $a_1, a_2, \dots, a_m$  à partir de l'équation de  $\phi_k = \sum_{j=1}^m a_j v_{kj}$  pour les  $m + 1$  points de références.
- ✓ **Étape 6 :** A partir de l'expression de  $\phi_k$  l'erreur  $e_i$  pour tous les points de références est calculée. L'erreur maximale en valeur absolue inférieure au défaut de référence ( $|e| \leq |d|$ ) satisfait le critère de minimisation. La fonction de lissage  $\phi$  est calculée et le défaut de rectitude  $h_t = |e_{max}| + |e_{min}|$  est déterminé.
- ✓ **Étape 7 :** dans le cas où le critère de minimisation n'est pas respecté une étape supplémentaire consiste à rechercher les points de référence à écarter ; les étapes de 2 à 7 sont répétés jusqu'à la convergence.

**Dhanish et al** [DHA 1991] ont appliqué cet algorithme au calcul du défaut de rectitude, une comparaison a été faite par rapport à la méthode des moindres carrés. La synthèse des étapes de calcul et des résultats de comparaison est décrite dans la figure 1. 38. Pour le même profil décrit dans le paragraphe précédent tableau 1. 5, par le biais de cette méthode l'auteur retrouve le même défaut calculé par la méthode du simplex (2,66 mm).

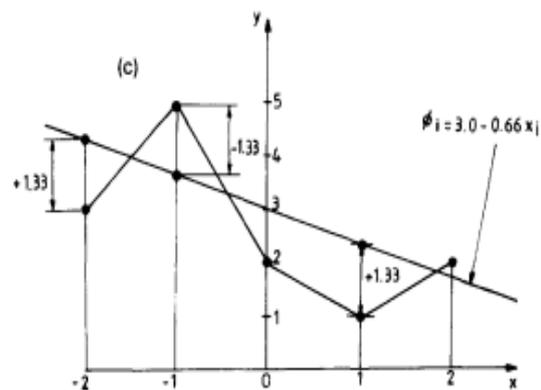
(a) Measurement data

$x_i$	-2	-1	0	1	2
(i) $y_i$	(1)3	(2)5	(3)2	(4)1	(5)2

(b) Computational details

	Least squares		Proposed method				
			Trial 1		Trial 2		
	$k$	$i$	$\lambda_k$	$y_k$	$i$	$\lambda_k$	$y_k$
	1	1	1	3	1	2	3
	2	2	-2	5	2	-3	5
	3	3	1	2	4	1	1
	$d$		1.25		1.33		
$y_0$	2.6		3.25		3.00		
$l_0$	-0.6		-0.5		-0.66		

$i$	$\phi_i$	$e_i$	$\phi_i$	$e_i$	$\phi_i$	$e_i$
1	3.8	0.8	4.25	1.25	4.33	1.33
2	3.2	-1.8	3.75	-1.25	3.66	-1.33
3	2.6	0.6	3.25	1.25	3.00	1.00
4	2.0	1.0	2.75	1.75	2.33	1.33
5	1.4	-0.6	2.25	0.25	1.66	-0.33
		$e^*$	1.75		1.33	
		$i^*$	4		1, 2, 4	
		$k$	$\mu_k$	$q_k$		
		1	3.0	3.0		
		2	-5.0	2.5		
		3	1.0	1.0		
$h_t$	2.8		2.66			



**Figure 1. 38.** Comparaison de la méthode des moindres carrés avec l'approximation de Chebyshev pour l'évaluation du défaut de rectitude, (a) mesure, (b) étapes de calcul, (c) profil [DHA 1991].

#### 1.4.7.4 Méthode de la $L_p$ -norme

Cette méthode consiste à minimiser la quantité définie par  $L_p = \left[ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |e_i|^p \right]^{\frac{1}{p}}$  avec  $n$  le nombre de point de mesure,  $e_i$  l'écart par rapport au lissage idéal,  $p$  paramètre qui varie entre 1 et  $\infty$ . La seconde norme ( $p = 2$ ) est celle de la méthode des moindres carrés  $L_2$  - *norm*. La solution conforme à la définition de la rectitude par la norme est celle de la  $L_\infty$  - *norm* avec  $L_\infty = \max_i(|e_i|)$  avec  $e_i = \frac{Y_i - b - ax_i}{\sqrt{1+a^2}}$ ,  $a$  et  $b$  les coefficients de la droite de régression  $y_i$  l'amplitude des points de mesure et  $Y = ax + b$  l'équation de la droite de régression. L'erreur de rectitude est alors  $h_t = \max_i(e_i) - \min_i(e_i)$ . Cette méthode minimise l'écart entre le maximum et le minimum de la même fonction sans erreur résiduelle. Cependant, elle nécessite la résolution d'un problème d'optimisation non linéaire. Le choix du paramètre  $p$  est variable, il dépend du nombre des points de mesure et de l'incertitude souhaitée sur le résultat d'évaluation de la rectitude. Dans leurs travaux **Nassef et al** [NAS 1999] ont discuté le choix du paramètre  $p$ . **Carr et al** [CAR 1995] ont procédé à une linéarisation du problème pour faciliter la résolution. Les résultats de cette méthode sont similaires à celle de la méthode du simplex et du polynôme de Chebyshev à condition de bien choisir le paramètre  $p$ . Ce dernier peut influencer le temps de calcul.

#### 1.4.7.5 Méthode de la rotation des lignes de contrôle

C'est une méthode géométrique dans son fondement théorique. Le principe a été développé par **Huang et al** [HUA 1993] pour l'évaluation de la rectitude d'un profil dans le plan et dans l'espace (2D et 3D). A partir de la solution donnée par la méthode des moindres carrés, le principe consiste à minimiser l'erreur dans le calcul de la rectitude en se basant sur un calcul de l'angle minimal. En partant de la droite des moindres carrés, il s'agit dans un premier temps de trouver les deux points de mesure les plus écartés au dessus et en dessous de cette droite. Soit les deux droites parallèles à celle des moindres carrés et passant par ces deux points, ces deux droites enveloppent l'ensemble des points de mesure. Dans un second temps, il s'agit de déterminer l'angle minimal formé entre la droite supérieure et le profil selon la figure 1. 39 avec  $\theta_{i \min} = \sin^{-1} \left( \frac{E_{mu} - E_i}{L_i} \right)$ .

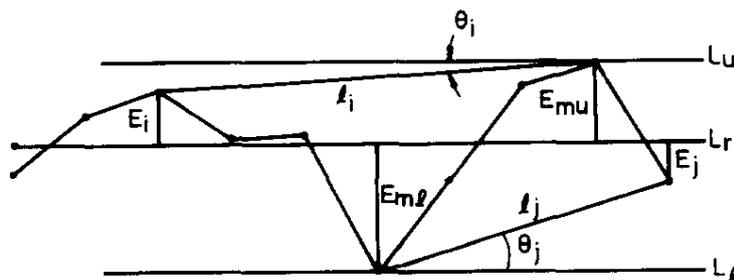


Figure 1. 39. Principe de rotation des lignes de contrôle, [HUA 1993].

$E_{mu}$  est la plus grande distance verticale entre la droite de moindres carrés et la droite supérieure,  $E_i$  la distance verticale entre le point supérieur du profil et la droite des moindres carrés pour un angle  $\theta_{i \min}$ .  $l_i$  est la distance entre le point  $i$  et le point de plus grande amplitude avec  $L_i$  sa projection sur l'axe des abscisses. La droite inférieure effectue une rotation autour du point inférieur d'un même angle  $\theta_{i \min}$  de telle sorte à avoir la même pente que la droite supérieure. Pour éviter que la droite inférieure coupe le profil, l'angle de rotation doit être inférieur ou égal à l'angle minimal inférieur  $\theta_{j \min}$ . La distance normale entre les deux droites est calculée, cette dernière représente une

première estimation du défaut de rectitude  $h_{t1}$ . Les mêmes étapes de calcul sont refaites en partant de l'angle inférieur minimal  $\theta_{j \min} = \sin^{-1} \left( \frac{E_{ml} - E_j}{L_j} \right)$ .

Pour cette deuxième configuration la droite supérieure effectue une rotation du même angle  $\theta_{j \min}$  pour avoir une pente similaire à la droite inférieure. Pour éviter que la droite supérieure coupe le profil, l'angle de rotation doit être inférieur ou égal à l'angle minimal supérieur  $\theta_{i \min}$ . Cette deuxième étape permet de calculer une nouvelle valeur du défaut de rectitude  $h_{t2}$ . Une dernière étape consiste à comparer les deux amplitudes  $h_{t1}$  et  $h_{t2}$ . L'amplitude minimale représente ainsi le défaut de rectitude du profil. Cette méthode a été comparée avec les méthodes précédentes pour le calcul du défaut de rectitude des mesures proposées par [SHU 1987]. Elle a permis de retrouver un défaut de rectitude de 2,66 mm, ce résultat est similaire à celui retrouvé par la méthode du simplexe et de l'approximation linéaire de Chebyshev.

#### 1.4.7.6 Choix d'une méthode de calcul de défaut de rectitude

Le calcul de l'amplitude du défaut de rectitude d'un produit long à partir de son profil nécessite une minimisation de la distance entre les deux droites parallèles enveloppes du profil. La méthode des moindres carrés permet de donner une première estimation de l'amplitude du défaut. Elle sert souvent de solution initiale à optimiser au moyen d'algorithmes plus robustes. Le choix d'une méthode d'optimisation est alors basé sur la robustesse de la solution fournie et du temps de calcul (qui dépend du nombre de points formant le profil). Pour le calcul de la rectitude à partir d'un profil, excepté la méthode des moindres carrés, les méthodes décrites précédemment permettent de converger vers la solution optimale. Le temps de calcul est relativement lié au nombre de points de mesure constituant le profil. Pour le calcul d'autres défauts géométriques (cylindricité, circularité) la méthode de simplexe présente des limitations qui sont en lien avec le choix du simplexe de départ [DEB 1998]. Pour le besoin de cette étude, la méthode de rotation des lignes de contrôle a été appliquée pour le calcul des défauts de rectitude des produits longs, les détails de calcul ainsi qu'un exemple d'application sont décrits dans le chapitre 2. Le choix de cette méthode est principalement lié à son fondement théorique simple et son aptitude à déterminer les extremums globaux du profil modélisé. Ces derniers serviront comme abscisses pour positionner les outils de la presse. Après le calcul du défaut de rectitude, il s'agit d'améliorer la rectitude du produit par déformation mécanique, en s'appuyant sur le profil du produit mesuré et l'amplitude de son défaut de rectitude.

### 1.4.8 Redressement des abouts de produits longs

#### 1.4.8.1 Principe du redressement

Une fois que le profil représentatif de la rectitude du produit long est correctement évalué, l'étape ultérieure consiste à corriger le défaut de rectitude en introduisant une déformation mécanique permanente. Cette déformation est souvent appliquée au moyen d'une presse mécanique équipé d'un montage de redressement [LIN 1978]. Le produit est posé sur des outils supports (ablots) et un outil mobile permet l'application du chargement, figure 1. 40. La forme des outils de la presse dépend de la géométrie du produit à redresser. Elle est choisie de telle sorte à garantir un contact linéique entre chaque outil et le produit à redresser. L'emplacement des outils ainsi que l'intensité de chargement sont à prédire au moyen d'un modèle mécanique. En général les modèles de redressement peuvent être classés en deux grandes familles :

- Les modèles en ligne (*on line*) qui réagissent en temps réel de production, parallèlement aux opérateurs humains pour leur venir en aide au cours du contrôle et du pilotage des outils de

production. Ils sont caractérisés par la rapidité et la modélisation simplifiée des phénomènes physiques pris en compte.

- Les modèles hors ligne (*off line*) qui sont très sophistiqués, basés sur des fondements théoriques robustes. Leurs inconvénients majeurs résident dans le temps de calcul parfois très long et les essais préliminaires pour l'identification des paramètres d'entrée des modèles.

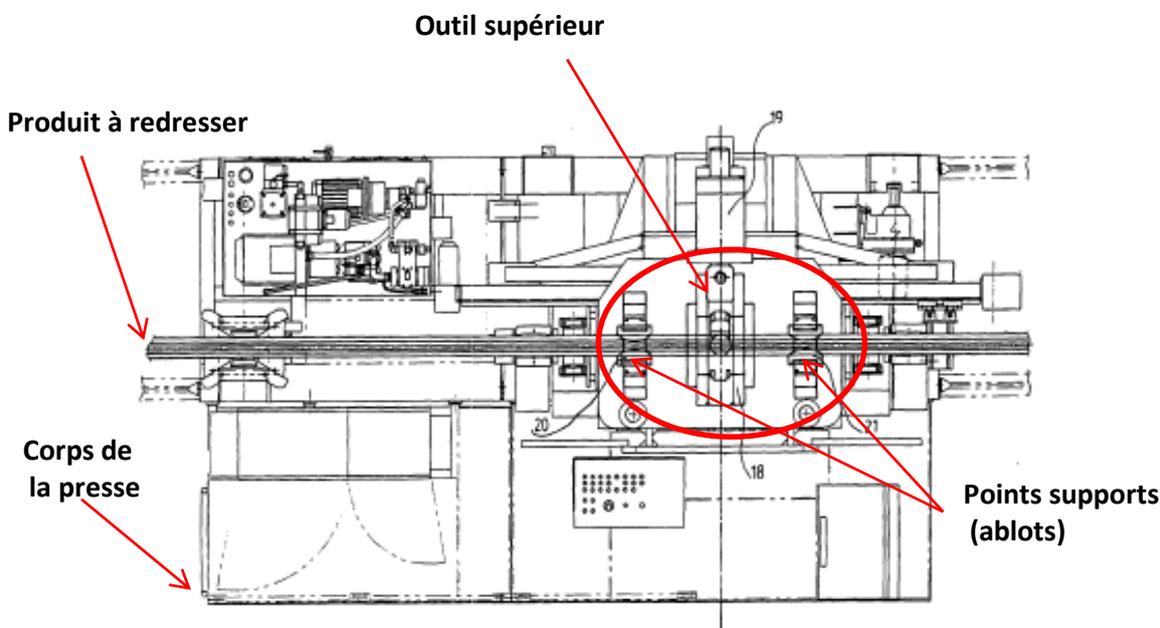


Figure 1. 40. Configuration de la presse de redressement des bouts de rail [HUA 2008].

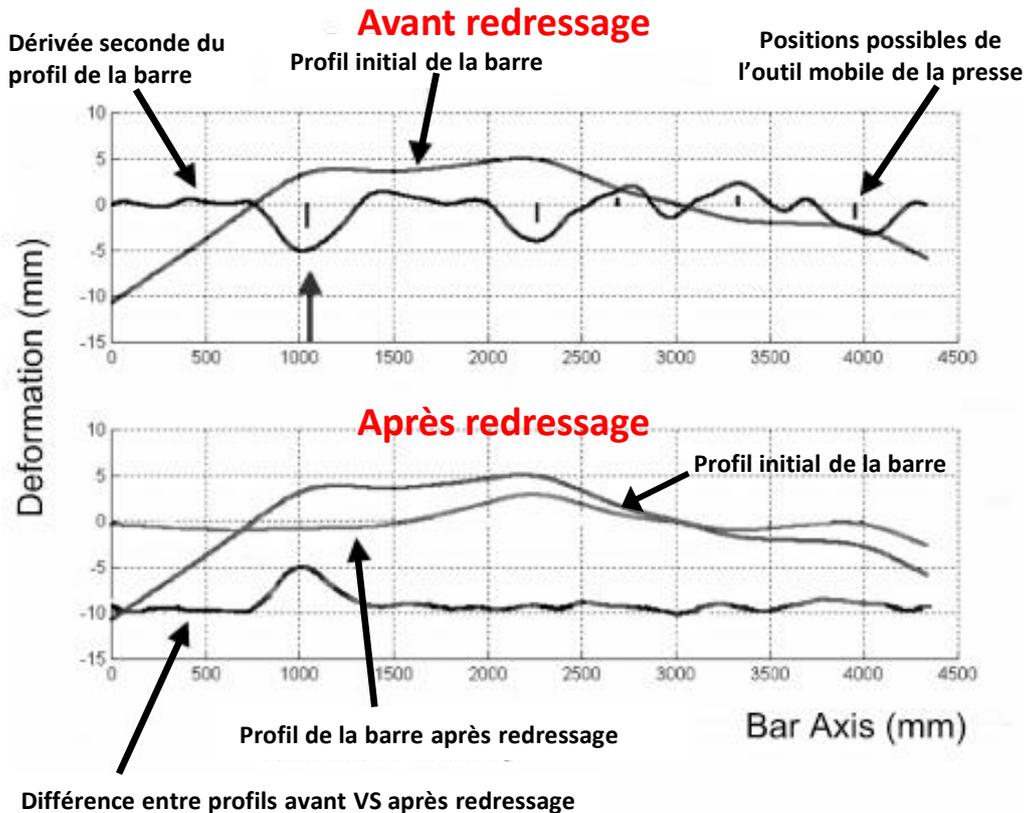
Parmi les modèles en ligne se distinguent les modèles par apprentissage qui sont souvent des modèles analytiques simple enrichis avec les essais expérimentaux et les prédictions des modèles hors ligne. En effet, la forme du défaut de rectitude, la géométrie ainsi que les caractéristiques du matériau varie d'un produit à l'autre et d'une coulée continue à une autre. L'identification du comportement du matériau en temps réel de production et la non linéarité du défaut de rectitude (à cause de l'érouissage du matériau, l'effort qui a généré le défaut n'est pas forcément le même effort nécessaire pour le corriger) nécessite une part d'apprentissage pour améliorer les prédictions de ces modèles.

Dans le contexte de redressement des bouts de produits longs au cours du procédé de fabrication, ce sont plutôt des modèles en ligne adaptatifs qui sont préférables. L'objectif principal de ces modèles mécaniques consiste à prédire la course totale à imposer à la presse et l'effort maximal pour générer une déformation résiduelle capable d'éliminer le défaut de rectitude après le retour élastique. Toutefois, avant la prédiction du déplacement et de l'effort de redressement une première étape consiste à définir l'emplacement des outils de la presse.

#### 1.4.8.2 Localisation de l'emplacement des outils de redressement

Le profil d'un produit long peut contenir plusieurs ondulations réparties sur la longueur à traiter. L'amélioration de la rectitude de ce produit nécessite l'identification des positions optimales pour les outils de la presse. Ce choix peut directement influencer le temps alloué à l'opération de redressement. **Huart et al** [HUA 2008] procèdent à une localisation des ondulations dans un premier temps, puis à un classement descendant selon l'amplitude. L'auteur commence le redressement en se référant aux plus grandes amplitudes. **Sidla et al** [SID 2000] définissent les extremums globaux du profil comme étant les positions les plus favorables pour positionner l'outil d'application du chargement de la presse. Le

calcul de la dérivée première du profil  $f'$  fournit l'abscisse de l'extremum pour lequel le profil change de signe, la dérivée seconde  $f''$  le signe de la courbure du profil (minimum ou maximum) [SID 2000].



**Figure 1. 41. Identification des abscisses de l'outil de presse et profil de la barre avant et après redressage [SID 2000].**

L'auteur a appliqué ce concept pour l'identification des abscisses pour l'outil supérieur de la presse au cours du redressage des barres rectangulaires en acier de 4,4 mètres de long avec une hauteur de 30 mm et une largeur de 250 mm, les abscisses ainsi que le profil de la barre avant et après redressage sont illustrés dans la figure 1. 41. Cette méthode d'identification des abscisses d'application du chargement nécessite un filtrage et un lissage des mesures pour éviter la localisation des extremums locaux générés par le traitement des mesures brutes. L'ordre de lissage dépend de la qualité de mesure et peut parfois entraîner une perte d'informations. Dans cette publication, l'auteur ne revendique pas le choix de la position des outils inférieurs de la presse (ablots). De même, dans la plus part des travaux, cette distance est considérée fixe avec un écartement symétrique des appuis par rapport à l'outil supérieur. Pour un produit long avec une seule courbure au niveau du centre du profil, cette configuration des outils de la presse semble satisfaire le besoin de redressage. L'amélioration de la rectitude du produit repose alors sur les incertitudes liées aux prédictions du modèle mécanique en termes d'effort et de course de redressage. Dans le cas d'un produit long avec plusieurs courbures au niveau du profil, une disposition symétrique des outils de la presse, implique l'utilisation de plusieurs étapes pour le redressage. Dans le cas des produits longs, qui ont déjà subi une opération de redressage au moyen d'une dresseuse à galets, l'amplitude du défaut de rectitude des bouts est de l'ordre du millimètre. L'opération de redressage a pour objectif d'améliorer la rectitude pour satisfaire la tolérance définie par la norme et le client, tout en minimisant le temps du procédé. L'application d'un chargement à chaque extremum local du profil même s'il permet de corriger au mieux tous les défauts globaux, peut produire une surqualité qui s'avère coûteuse dans certains contextes de production. Il

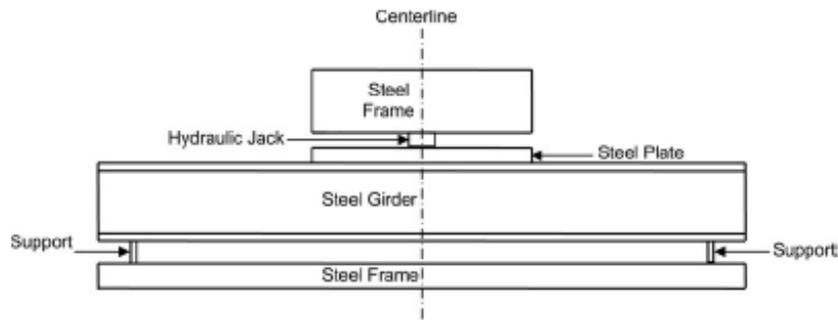
s'agit donc de définir seulement les abscisses d'application du chargement qui sont capables de ramener le produit à la tolérance de rectitude prédéfinie. Une configuration avec outils réglables est alors avantageuse pour optimiser le nombre d'étapes de redressage. Une fois les abscisses définies, l'effort et le déplacement nécessaire pour redresser le produit doivent être calculés. Un modèle mécanique de redressage est alors primordial pour prédire les paramètres de redressage. Le choix d'un pilotage en effort ou en déplacement reste à définir en fonction des incertitudes liées à chaque façon de redresser.

### **1.4.8.3 Modèles Mécaniques de redressage en temps réel de production**

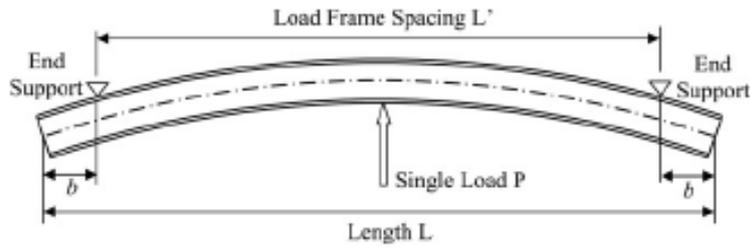
Selon la forme de la section de référence du produit, plusieurs modèles de redressage ont été développés. Toutefois, le comportement non linéaire du matériau dans le domaine plastique ainsi que la géométrie non symétrique de certains produits compliquent l'obtention d'une solution analytique. Souvent les modèles développés sont basés sur la théorie des poutres dans le domaine élastoplastique. Ces modèles sont ensuite enrichis par des résultats de simulations par éléments finis ou des essais expérimentaux. Dans les paragraphes qui suivent les principaux modèles de redressage en temps réel de production sont décrits.

#### **1.4.8.3.1 Modèle analytique de redressage en effort-déplacement**

Plusieurs auteurs se sont intéressés à la modélisation de la mise en forme des produits longs par flexion élastoplastique. **Johnson et al** [JOH 1982] utilisent une flexion combinée avec de la traction pour minimiser l'impact du retour élastique. L'objectif principal consiste à prédire l'intensité de traction par rapport au moment de flexion pour minimiser le retour élastique au cours de la mise en forme des plaques rectangulaires. Le même modèle a été étendu par [DOM 1984] en introduisant l'écroutissage linéaire du matériau pour la modélisation de la mise en forme par flexion des poutres en aluminium destinées à l'industrie automobile et aérospatiale. **Elsharkawy et al** [ELS 2001] ont adapté le modèle pour la détermination des limites de flexion des poutres en « T ». Cependant, les modèles cités précédemment sont principalement destinés aux grandes déformations. Ils permettent de calculer le rayon de l'outil supérieur, l'intensité de traction et le moment de flexion pour minimiser l'impact du retour élastique de la pièce au moment de la décharge. Un modèle en effort-déplacement est souhaitable pour le pilotage de la presse au cours du procédé de redressage. **Gergess et al** [GER 2008] ont développé un modèle pour la flexion élastoplastique trois points des poutrelles en « I » dans le plan vertical et horizontal. Toutefois, avec l'augmentation des dimensions géométriques du produit à déformer l'effort nécessaire pour la mise en forme devient plus important. Ce qui nécessite l'utilisation de presses plus puissantes. Dans le but de diminuer l'intensité de l'effort nécessaire pour la mise en forme sans avoir recourt à un changement de machine, un montage de flexion quatre points a été proposée. La modélisation du dispositif de mise en forme (trois et quatre points) est décrite dans la figure 1. 42.

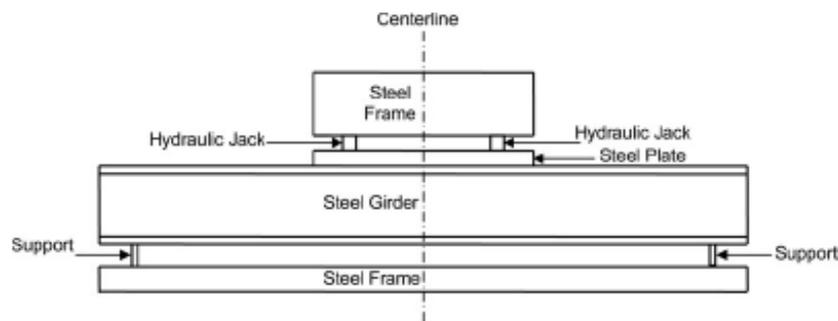


(a) Single-ram system.

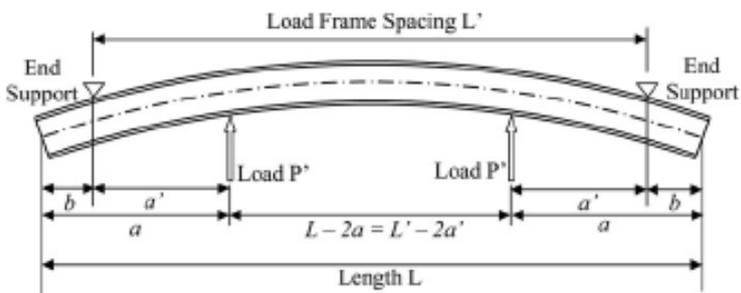


(a) Single-load (ram) system.

(a)



(b) Two-ram system.



(b) Multiple-loads (two-ram) system.

(b)

Figure 1. 42. Mise en forme par flexion, (a) trois points, (b) quatre points, [GER 2008].

Les produits ont été principalement destinés à la construction des ponts, les auteurs travaillent dans le cadre des grandes déformations, un rayon de courbure de l'ordre de 120 mètres est à réaliser sur

plusieurs étapes. Pour le redressement un modèle de flexion dans le cadre des petites déformations est souhaitable. Štok *et al* [ŠTO 2009] ont modélisé la flexion élastoplastique des poutres dans le cadre des petites déformations. Le problème a été posé dans le cas général avec un matériau élastique parfaitement plastique et pour une poutre de section arbitraire comme indiqué dans la figure 1. 43 (a). L'analyse a été effectuée sur les poutres de sections rectangulaires. L'auteur de cette publication s'est intéressé spécifiquement à la description de la flèche élastoplastique en fonction du moment de flexion plastique pour décrire l'évolution de la zone plastifiée dans l'épaisseur de la poutre, sous le point d'application du chargement.

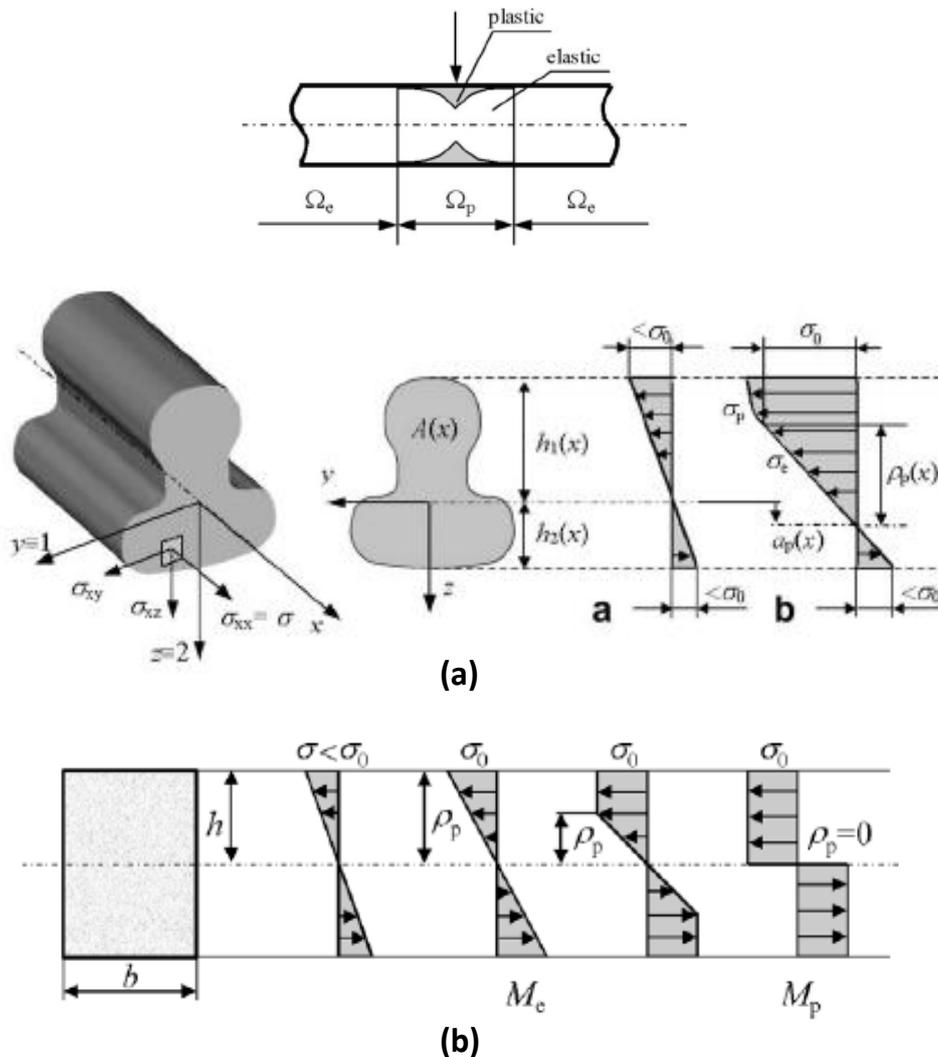


Figure 1. 43. Modélisation analytique de la flexion élastoplastique, (a) section arbitraire, (b) section rectangulaire [ŠTO 2009].

Pour le redressement des barres de sections carrées Jun *et al* [JUN 2004] ont développé un modèle de redressement en effort-déplacement basé sur la théorie des poutres dans le domaine élastoplastique. L'auteur considère que l'effort est centré avec un matériau élastique parfaitement plastique, seul l'impact de la contrainte longitudinale est considéré. Le déplacement total à imposer à la presse  $\delta_2$  est défini comme étant la somme d'un déplacement élastique  $\delta_w$  et un déplacement plastique  $\delta_0$  comme indiqué dans la figure 1. 44. L'expression du déplacement en fonction de l'effort de redressement prend deux expressions différentes.

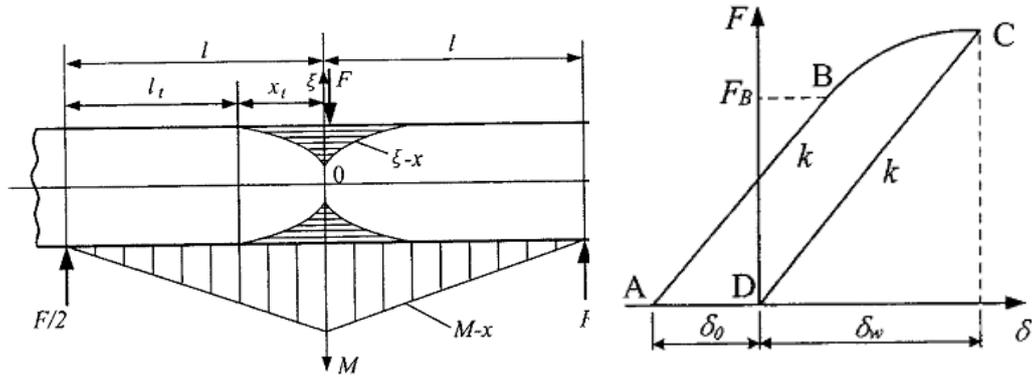


Figure 1. 44. Modélisation analytique du redressement de barres carrées [JUN 2004].

- Dans le domaine élastique  $\delta_w = \frac{F(2l)^2}{48EI_{GZ}}$  avec  $l$  la mi-distance entre appuis et  $F$  l'effort de redressement dans le domaine élastique.
- Dans le domaine plastique  $\delta_w = \frac{M_t l^2}{3EI_{GZ} a^2} [5 - (3 + a)\sqrt{3 - 2a}]$

avec  $F = a \frac{2M_t}{l}$ ;  $a$  est un paramètre de plastification qui varie entre 1 et 1,5 pour les sections rectangulaires et  $M_t$  le moment à la limite du domaine élastique. Les prédictions du modèle en termes d'effort-déplacement ont été comparées avec les résultats de simulation par éléments finis et les courbes expérimentales pour le redressement de barres carrées de longueur 400 mm, de largeur 28 mm, de module de Young  $E = 200000 \text{ MPa}$  et une contrainte limite élastique  $\sigma_0 = 390 \text{ MPa}$ . Les résultats de comparaison sont décrits dans la figure 1. 45.

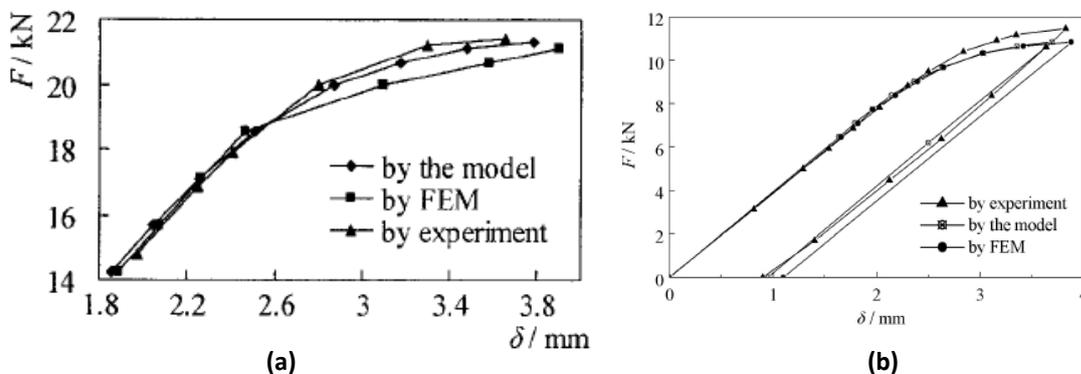


Figure 1. 45. Effort-déplacement pour le redressement, (a) barres carrées, (b) barres cylindriques, [JUN 2004] et [JUN 2007].

Le même auteur a adapté le modèle pour le redressement des barres de sections cylindriques. La comparaison des résultats avec la simulation numérique et les essais expérimentaux révèle une erreur de l'ordre de 4,9 % en termes de l'évolution de l'effort en fonction de la course de redressement. **Hong et al** [HON 2009] ont appliqué ce modèle pour le redressement des barres de guidage pour machines. Toutefois, aucun résultat de profil de la pièce avant et après redressement n'a été présenté ; seule la comparaison de la variation de l'effort en fonction du déplacement de redressement a été explicitée.

Les modèles analytiques de redressement permettent de se rapprocher de la réalité physique avec une incertitude variable qui dépend principalement des hypothèses simplificatrices adoptées. En effet, au

cours du redressage des produits longs en temps réel de production, le comportement du matériau est mal connu. L'historique du chargement, l'état de contraintes résiduelles ainsi que la variation de la distance entre les appuis tendent à modifier la pente du retour élastique. Cette dernière a une influence directe sur le déplacement et l'effort maximal de redressage. Pour pallier à cette limitation des modèles analytiques, ces derniers sont souvent enrichis par les essais expérimentaux ou les résultats des modèles *off line* plus robustes en termes de prédiction.

#### 1.4.8.3.2 Modèle de redressage par apprentissage

Pour le redressage des barres rectangulaires longues [SID 2000] utilise une méthodologie de redressage par apprentissage basée essentiellement sur les courbes expérimentales de redressage. Le rapport entre l'effort et le déplacement de l'outil supérieur de la presse est obtenu par mesure de la machine avec des capteurs d'effort et de déplacement. Pour la gamme de produits étudiés, soit des barres rectangulaires en acier de 6 mètres de long avec une hauteur de 30 mm et une largeur de 250 mm, trois essais de redressage ont été réalisés. Les courbes effort-déplacement ont servi de référence pour la prédiction de la course nécessaire pour le redressage d'un défaut de rectitude des produits de la même gamme. L'auteur suppose que le retour de la pièce au moment de la décharge est purement élastique. Pour corriger un défaut de rectitude  $s_{def}$ , le déplacement total identifié sur la courbe expérimentale  $s_{meas} = s_{trig} + s_{def} + s_{calc}$ , figure 1. 46.

Ave  $s_{trig}$  le déplacement à vide de l'outil avant de rentrer en contact avec la barre à redresser,  $s_{def}$  le défaut de rectitude à corriger et  $s_{calc}$  le retour élastique après décharge. Pour une barre rectangulaire de longueur  $L$  de hauteur  $h$  et de largeur  $b$  en flexion trois points avec un effort centré la déformation élastique  $D = \frac{FL^3}{48EI_{GZ}}$  avec  $F$  l'effort de redressage dans le domaine élastique,  $I_{GZ}$  le moment quadratique d'une section rectangulaire et  $E$  le module de Young du matériau de la barre.

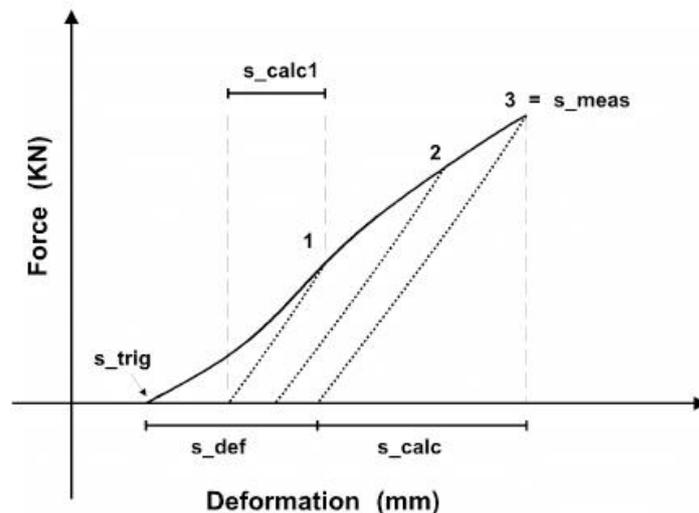


Figure 1. 46. Principe de calcul de la course totale de redressage, [SID 2000].

Le retour élastique est calculé par un polynôme d'ordre trois  $s_{calc} = a_0 + aF + bF^2 + cF^3$  les paramètres  $a_0, a, b, c$  sont identifiés à partir des essais expérimentaux, l'effort est calculé à partir de l'expression de la déformation élastique. L'auteur de cette publication précise que la variation de la distance entre les appuis au cours du redressage ainsi que le durcissement du matériau par effet

Bauschinger ont tendance à modifier la pente du retour élastique. Pour identifier correctement le déplacement total à imposer à l'outil supérieur de la presse pour corriger un défaut de rectitude donné, il utilise au moins 3 coups de presse. Les deux premières servent à prédire la pente et le retour élastique, la troisième pour parachever le redressage. Cette méthode a permis de corriger les défauts de rectitude des barres rectangulaires avec une incertitude de l'ordre de  $\pm 0,2\text{ mm}$  par 6 mètres. Toutefois, elle nécessite un temps de réalisation important avec une instrumentation obligatoire de la machine.

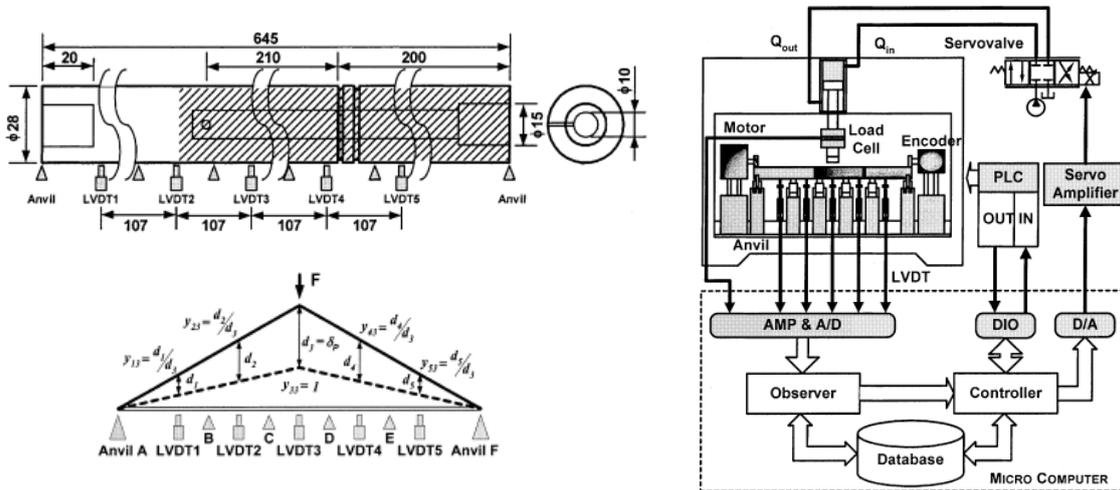


Figure 1. 47. Contrôle du redressage des barres cylindriques en temps réel [KIM 2002].

Pour le redressage des barres cylindriques [KIM 2002] procède avec un multi-redressage pour lequel le déplacement de l'outil supérieur de la presse est contrôlé en temps réel grâce à une série de capteurs de contact LVDT placée en dessous de la pièce à redresser comme indiqué dans la figure 1. 47. L'évolution de l'effort, du déplacement et de retour élastique au cours du redressage est évaluée en temps réel et permet l'asservissement de la machine.

Volegov *et al* [VOL 1994] ont élaboré une expression analytique représentative de l'évolution de l'effort de redressage en fonction du déplacement pour prédire le redressage des bouts des rails R65 au moyen d'une presse. L'expression est reportée sur le graphe de la figure 1. 49. Elle est obtenue suite à une modélisation par éléments finis 2D du redressage de rail. Dans un premier temps, une comparaison avec le redressage expérimental a permis de valider le modèle éléments finis. Dans un second temps, à partir de l'expression analytique du déplacement de l'outil supérieur de la presse dans le domaine élastique, l'équation descriptive de l'évolution de l'effort de redressage en fonction du déplacement dans le domaine plastique a été établie. La configuration du redressage ainsi les conditions aux limites utilisées pour la modélisation par éléments finis du redressage d'un about de rail est décrite dans la figure 1. 48. Le déplacement horizontal du rail est bloqué au niveau du point d'application d'effort et exactement au centre de gravité du rail. La charge appliquée est uniforme et elle est répartie sur une longueur  $l\delta$ . Au niveau des appuis le déplacement vertical est bloqué avec un contact rail/appui sur les distances  $A_1 A_2$  et  $A_3 A_4$ .

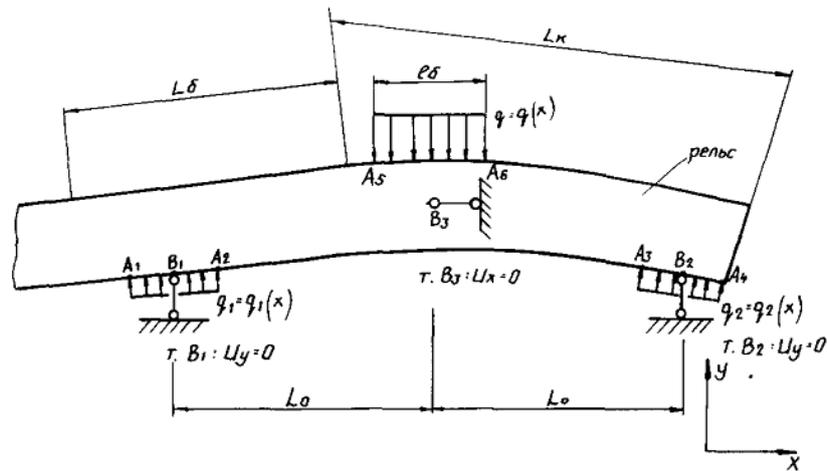


Figure 1. 48. Modélisation par éléments finis du redressement du rail R65 [VOL 1994].

Les données de simulation utilisées par [VOL 1994] sont décrites ci-dessous :

- Matériau de type Mises avec un écrouissage linéaire anisotrope,
- Maillage lagrangien triangulaire avec l'utilisation de 6 éléments dans l'épaisseur du rail,
- Longueur entre supports d'appuis  $2L_0 = 1000$  mm,
- Charge répartie sur  $l\delta = 100$  mm,
- Effort maximal  $P = 1900$  KN,
- Module de Young  $E = 210$  GPa,
- Module plastique  $E_p = 120$  GPa,
- Limite élastique  $\sigma_e = 800$  MPa.

Du fait de la variation de l'épaisseur dans la section du rail, le choix entre une modélisation à contrainte ou à déformation plane reste délicat. L'hypothèse d'une contrainte plane a été adoptée, elle génère une erreur de l'ordre de 6 à 7 % d'écart par rapport aux résultats expérimentaux [VOL 1994]. L'hypothèse d'une contrainte tangentielle négligeable génère une surestimation des paramètres de redressement ( $F$  et  $\delta$ ) avec une influence sur la pente de la courbe Effort-déplacement au cours du redressement, figure 1. 49. Cette différence est à l'origine du deuxième terme dans l'expression analytique qui a permis de tracer la courbe 4. Dans cette expression le paramètre  $\alpha$  est un coefficient qui dépend de la forme de la section de référence. Dans le cas de redressement par flexion, le paramètre  $\alpha$  correspond au rapport entre la contrainte tangentielle maximale (résultante de l'effort tranchant) et la contrainte tangentielle moyenne  $\tau_{max} = \alpha\tau_{moy}$ . À titre d'exemple, pour une section rectangulaire  $\alpha = 1,5$ . Il est intéressant de vérifier l'erreur générée par l'hypothèse d'un déplacement résultant de l'effort tranchant négligeable. La même configuration de redressement décrite par l'auteur est considérée, soit une poutre en flexion trois points avec un effort  $P$  centré variable entre 0 et  $1500 \cdot 10^3$  N qui est représentatif de l'effort élastique généré au cours du redressement d'un rail. Soit une section rectangulaire de hauteur 120 mm et de largeur 100 mm, elle est constituée d'un matériau en acier pour lequel  $E = 210000$  MPa,  $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$  module de coulomb et  $\nu = 0,3$  coefficient de poisson. Le déplacement élastique de la poutre en dessous du point d'application du chargement sans la considération de l'effort tangentiel est  $\delta = \frac{PL^3}{48EI_{GZ}}$ .

Pour le même cas, avec la considération de l'effort tranchant le déplacement élastique est  $\delta = \frac{PL^3}{48EI_{GZ}} + \frac{\alpha PL}{4SG}$ . L'évolution de l'effort en fonction du déplacement est décrite dans la figure 1. 49.

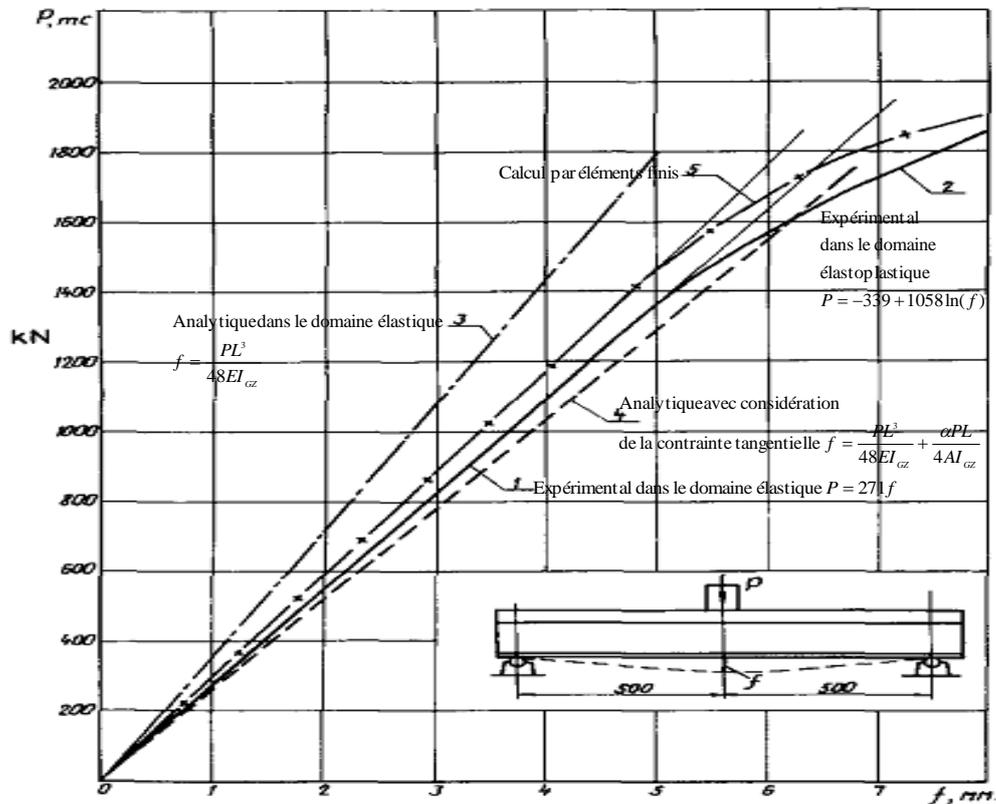
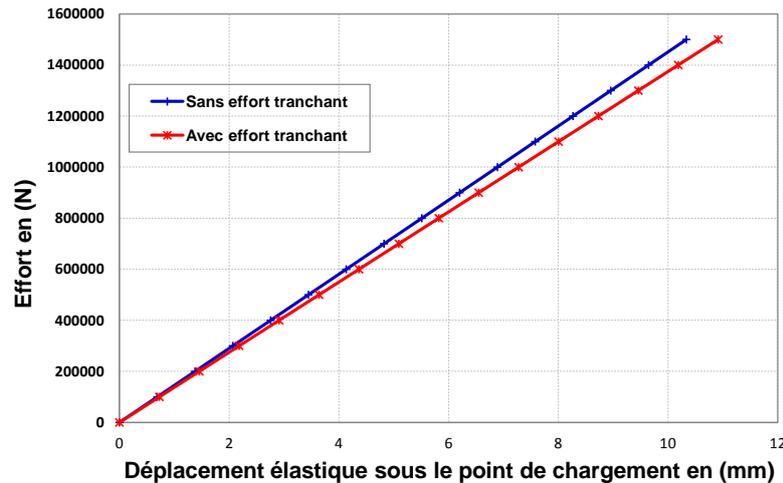


Figure 1. 49. Effort-déplacement pour un redressement expérimental, numérique et analytique d'un about de rail R65, [VOL 1994].

Pour une section rectangulaire, la différence s'accroît avec l'augmentation du chargement. Elle est maximale à la fin du domaine élastique et de l'ordre de 0,5 mm en termes de déplacement de redressement. Pour le rail R65 étudié par **Volegov et al** [VOL 1994], à la limite de l'élasticité, la différence maximale en terme de course de redressement est de 1,5 mm. Cette erreur influence directement le calcul de la course nécessaire pour le redressement. En effet, pour prédire le retour élastique après le redressement, la pente de la décharge est souvent considéré purement élastique avec une pente similaire à celle du chargement. Dans un modèle de redressement, une erreur dans la prédiction du retour élastique peut directement influencer la qualité du redressement. La prise en compte du déplacement généré par les contraintes tangentielles dans un modèle analytique de redressement représente une piste d'amélioration. Cette tâche n'a pas été abordée dans ce travail de thèse, elle fait partie des perspectives du projet.



**Figure 1. 50. Influence de la contrainte tangentielle sur les paramètres de redressage d'une barre rectangulaire.**

Le présent modèle de redressage est essentiellement basé sur le calcul par éléments finis pour la détermination de l'expression analytique représentative de l'évolution de l'effort en fonction de la course de redressage. L'expression analytique obtenue à partir du calcul par éléments finis n'est valable que pour la géométrie du rail étudié, la configuration de redressage définie et le matériau du rail utilisé. Ces paramètres varient d'un rail à un autre et le comportement de matériau d'une coulée continue à une autre. Toutefois, ce modèle peut servir pour générer des abaques de redressage. Les différentes configurations de redressage doivent être envisagées (effort centré, non centré, différentes distances entre appuis). Les mêmes simulations doivent être faites pour différents matériaux et pour différentes sections de référence des rails. Dans le cadre de cette étude, un modèle analytique est souhaitable. Les incertitudes du modèle suite aux hypothèses simplificatrices seront corrigées par l'apprentissage du procédé.

#### **1.4.8.4 Définition du besoin en terme de redressage mécanique**

Les résultats de prédictions du modèle analytique de [JUN 2004] sont exprimés en effort-déplacement ce qui est compatible avec le besoin de cette étude. Toutefois, il est limité à une configuration d'effort centré. Une première étape consiste à étendre ce modèle pour l'adapter à une configuration d'effort non centré et à la géométrie des produits étudiés (barre carré et rail). Une attention particulière doit être portée pour analyser l'impact de l'erreur générée par ce modèle sur le défaut de rectitude. La contrainte limite élastique du matériau du rail varie d'une coulée continue à une autre (dépend des éléments d'additions au cours de la transformation de la fonte en acier et de l'histoire thermique du matériau). Un essai d'identification (test de traction) en temps réel de production est limité par le temps de réalisation. Une procédure d'apprentissage de matériau est alors nécessaire pour déterminer la limite d'élasticité du matériau et son module de plasticité. Ce dernier paramètre servira par la suite à prendre en compte l'écrouissage linéaire du matériau pour rapprocher le comportement réel du matériau du rail.

Pour optimiser le redressage des abouts des produits longs, le calcul du profil de produit après redressage doit être envisagé. Cette étape permettra de se passer des mesurages intermédiaires. Seul un mesurage final sera effectué pour valider la rectitude du produit.

## 1.5 Conclusion partielle

L'amélioration de la rectitude des abouts d'un produit long est basée sur la mesure et le calcul du profil représentatif du produit. Par ailleurs, le manque de rigidité du produit, son défaut intrinsèque ainsi que les défauts de guidage de la machine de mesure sont des paramètres susceptibles de perturber la mesure. Comme conséquence de ces imperfections, l'instrument de mesure est susceptible de dévier de la génératrice du produit long au cours du mesurage. L'image du profil obtenue est une combinaison du profil du produit, de sa déformation élastique et des erreurs liées à l'analyse des mesures. Par conséquent, elle n'est pas représentative du produit. Les méthodes décrites précédemment (retournement, propagation, structure métrologique dissociée) permettent de s'affranchir des défauts de guidage ; toutefois, la mesure reste perturbée par la déformation élastique et les erreurs de traitement des acquisitions.

A partir de l'image du profil des abouts d'un produit long, plusieurs configurations de redressage mécanique sont possibles. Le choix d'une configuration doit permettre d'optimiser le temps de redressage. A l'heure actuelle, le redressage mécanique est effectué en s'appuyant sur l'expérience de l'opérateur. Une aide à la décision est souhaitable pour parachever la rectitude des abouts d'un produit long.

Les modèles mécaniques de prédiction des paramètres de redressage sont limités par la géométrie du produit, la configuration de redressage et le comportement du matériau. Pour toute variation de la section du produit, de la distance entre les outils de la presse ou le matériau du produit à redresser, une nouvelle modélisation doit être effectuée. Un modèle de redressage par apprentissage est souhaitable.



# Chapitre 2 : Contribution à l'amélioration de la rectitude de produits longs

2.1	INTRODUCTION.....	66
2.2	ANALYSE COUPLÉE DES MESURES DE RECTITUDE.....	66
2.2.1	Principe de l'analyse couplée.....	66
2.2.2	Modélisation du couplage entre capteur horizontal et vertical.....	66
2.2.3	Validation du couplage pour le calcul du défaut de rectitude.....	73
2.2.3.1	Défaut d'alignement dans le plan horizontal (cas 1).....	74
2.2.3.2	Défaut d'alignement dans les plans vertical et horizontal (cas 2).....	74
2.2.3.3	Calcul du profil d'une barre cylindrique avec défaut de rectitude (cas 3).....	76
2.2.4	Correction du défaut de guidage dans la procédure de dépouillement couplée.....	77
2.2.4.1	Principe de filtrage du défaut de guidage.....	77
2.2.4.2	Application au cas d'un cylindre droit en présence d'un défaut de guidage (cas 4).....	78
2.2.4.3	Application sur le cas d'un cylindre avec un défaut de rectitude en présence d'un défaut de guidage (cas5).....	79
2.2.4.4	Application sur le cas d'un défaut de rectitude et d'alignement en présence d'un défaut de guidage (cas6).....	81
2.2.5	Discussions.....	82
2.2.5.1	Sensibilité de l'analyse couplée des mesures au rayon de la section de référence.....	82
2.2.5.2	Effet d'une déviation du plan de mesure.....	82
2.2.6	Conclusion partielle.....	84
2.3	DÉFAUT ÉLASTIQUE DANS LE PLAN HORIZONTAL.....	84
2.3.1	Problématique.....	84
2.3.2	Modélisation mécanique de la flèche élastique horizontale.....	85
2.3.3	Principe de filtrage de la déformation élastique horizontale.....	88
2.4	CALCUL DE L'AMPLITUDE DU DÉFAUT DE RECTITUDE.....	89
2.4.1	Modèle mathématique de contrôle des lignes de rotation.....	89
2.4.2	Application au calcul du défaut de rectitude d'un produit long.....	91
2.5	CONCLUSION PARTIELLE.....	92

## 2.1 Introduction

Au cours de la mesure et du calcul du profil d'un produit long au moyen de capteurs lasers sans contacts, plusieurs sources d'imperfections sont susceptibles de perturber les résultats de mesurage. Les principaux sont :

- Les défauts d'alignement du produit dans l'espace de mesurage,
- Les défauts du guidage du support porte-capteurs,
- La déformation élastique de produits longs au cours de mesurage,
- Les trois défauts cités précédemment peuvent créer une erreur de suivi du profil à mesurer et donc l'apparition d'erreurs complémentaires d'autant plus sensible que le rayon de courbure de la section du produit est faible,
- Les erreurs systématiques et aléatoires liées à l'instrument de mesure (capteur laser).

Les méthodes de retournement ou de propagation ou la structure métrologique dissociée permettent de s'affranchir des défauts de guidage du support porte-capteurs. Les erreurs systématiques et aléatoires des capteurs lasers sont souvent négligeables. Dans le présent travail, dans un premier temps, l'accent a été porté sur la correction de l'erreur introduite par les erreurs de suivi de profil. Un traitement couplé des rectitudes verticale et horizontale, en prenant en compte la forme de la section de référence a été proposé. Un second point discuté dans ce chapitre porte sur la modélisation et le filtrage de la déformation élastique du produit long au moment de la mesure. En effet, l'alignement du produit dans l'espace fonctionnel des capteurs est obtenu suite à un repositionnement. Cette manipulation physique génère une déformation élastique du produit. La courbure générée doit être filtrée pour avoir l'image du profil du produit sans contraintes extérieures.

## 2.2 Analyse couplée des mesures de rectitude

### 2.2.1 Principe de l'analyse couplée

Au moyen de deux capteurs lasers solidaires d'un chariot porte-capteurs, l'objectif consiste à mesurer simultanément le profil du produit dans les plans vertical et horizontal. Au cours de la mesure, le produit est fixe et le support porte-capteurs se déplace le long de la génératrice du produit à mesurer ; simultanément, les capteurs effectuent une acquisition à chaque pas « p ». Le produit long est supposé sans vrillage, sa section de référence est considérée constante et ses défauts de surface sont négligés. Les capteurs sont situés dans le même plan perpendiculaire au déplacement. Le support porte-capteurs sur lequel les deux capteurs sont montés est considéré comme un corps rigide. De ce fait, la distance entre les deux capteurs est constante au cours du mesurage. Une analyse couplée est alors proposée, elle permet de relier la forme de la section de référence aux signaux des deux capteurs. Pour valider la méthodologie couplée d'analyse des mesures, une illustration du principe a été appliquée sur une barre cylindrique à travers une maquette numérique CATIA V5®.

### 2.2.2 Modélisation du couplage entre capteur horizontal et vertical

Soit une barre construite par balayage d'une section circulaire suivant une courbe présentant un défaut de rectitude par rapport à une droite rectiligne. Les capteurs effectuent une succession de mesure de sections décalées les unes par rapport aux autres d'un pas fixe « p », figure 2. 1.

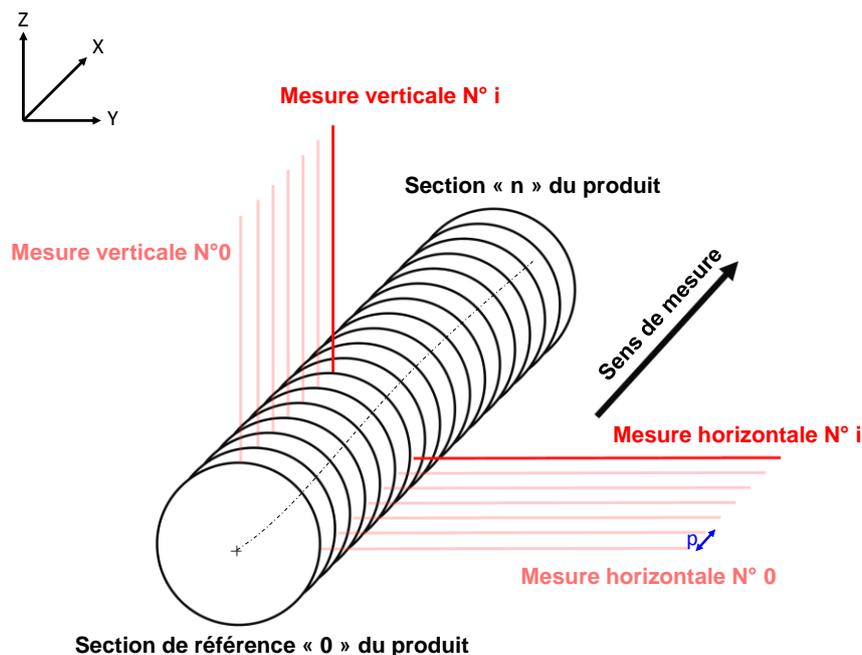


Figure 2. 1. Principe de mesure appliqué à une barre cylindrique.

Reconstituer le profil représentatif de la rectitude du produit revient donc à calculer la translation du centre de gravité de chaque section mesuré par rapport à celui de la section de référence « 0 ». Pour illustrer le principe, dans un premier temps, une barre cylindrique de longueur 3 mètres et de rayon  $r = 15\text{ mm}$  avec uniquement un défaut d'alignement horizontal d'une amplitude de 1 mm/1m a été considérée, figure 2. 2.

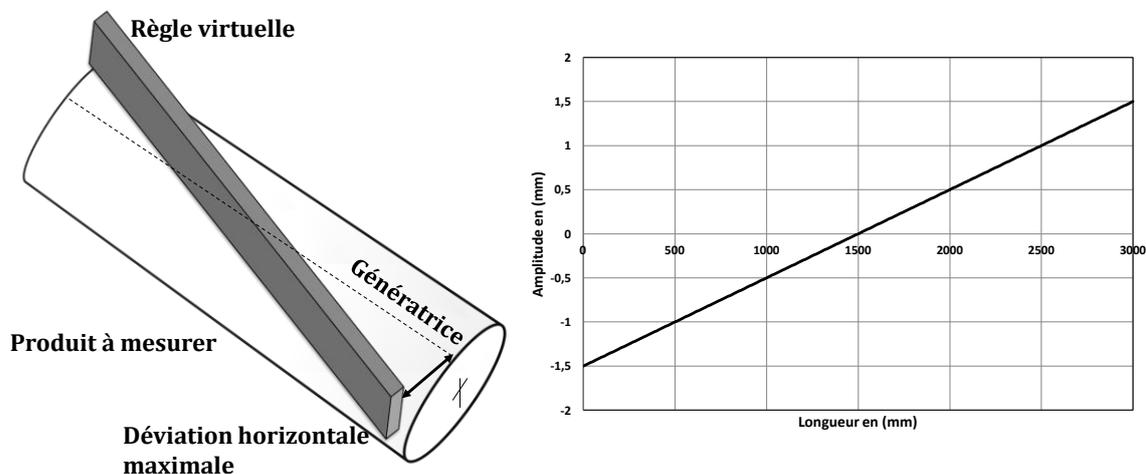


Figure 2. 2. Déviation horizontale de l'instrument de mesure au cours du mesurage.

Une maquette numérique a été réalisée sous CATIA V5®. Cette dernière permet de simuler les mesures de rectitudes d'une pièce dont la forme est connue et ainsi de valider les algorithmes de dépouillement proposés. Une première étape consiste à créer un fichier de données contenant les coordonnées  $x_i, y_i$  et  $z_i$  du centre de gravité de la section de référence, pour un pas constant et suivant la longueur souhaitée. Un balayage de la section de référence suivant une courbe construite sur les points de la trajectoire est ensuite effectué qui permet de générer le produit virtuel. Un exemple

d'application à une barre cylindrique est décrit dans la figure 2. 3. Le produit est ensuite mesuré virtuellement au moyen de deux capteurs lasers virtuels.

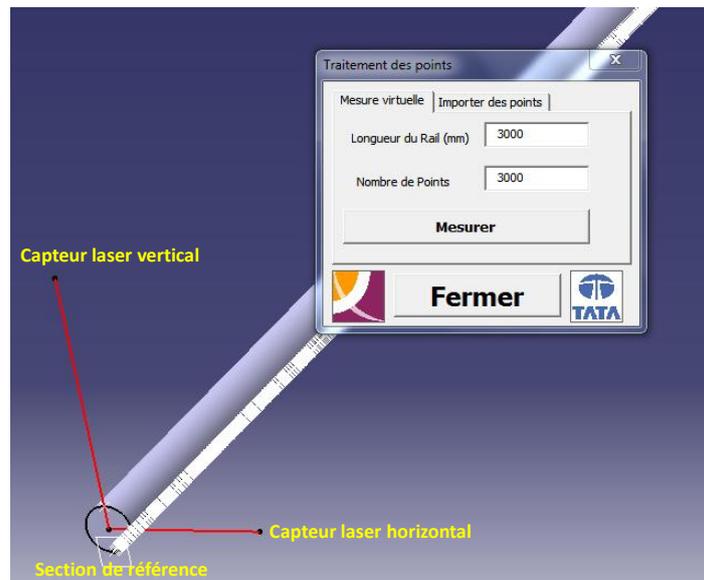


Figure 2. 3. Maquette numérique CATIA V5® pour la génération et la mesure virtuelle d'un cylindre.

Dans le cas d'une erreur d'alignement horizontale, le profil théorique décrit dans la figure 2. 2 a été introduit dans la maquette numérique. Dans le plan horizontal, l'inclinaison du profil n'est pas représentatif d'un défaut de rectitude, elle est liée à un mauvais positionnement de la barre cylindrique par rapport au capteur horizontal, figure 2. 4 (a). Un redressement du profil par rapport à l'axe des abscisses montre l'absence de défaut de rectitude dans le plan horizontal, figure 2. 4 (c) et (d). Cependant, la mesure du capteur vertical montre un défaut elliptique d'amplitude  $75 \mu\text{m}$ , figure 2. 4 (b). Pourtant, la barre simulée ne comporte pas de défaut de rectitude.

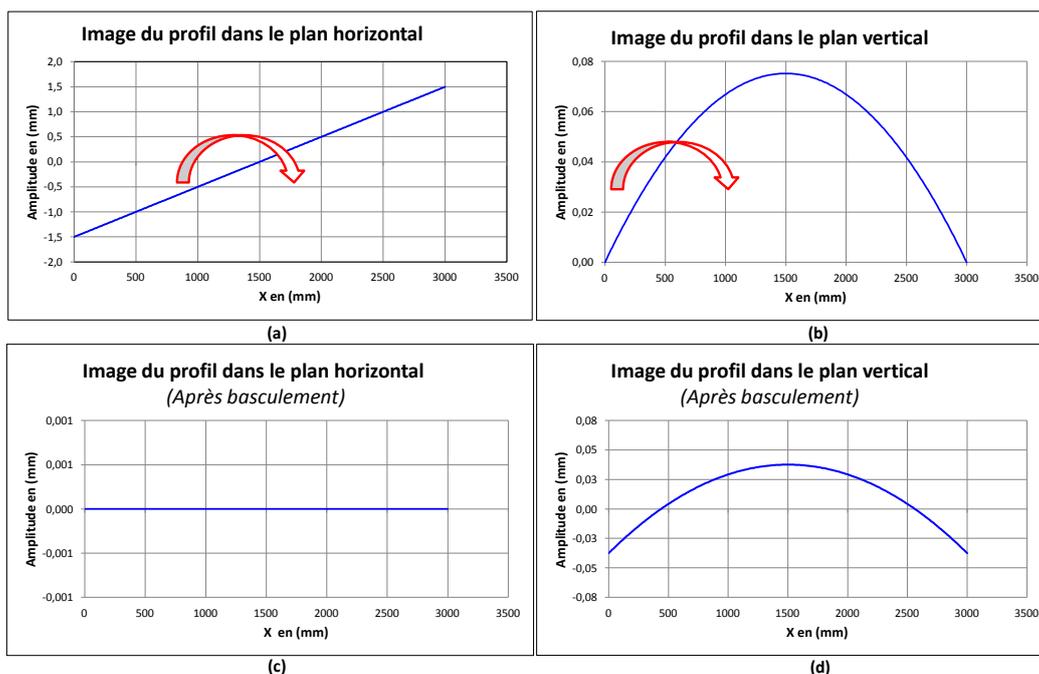


Figure 2. 4. Impact d'une erreur d'alignement horizontale sur le plan vertical.

Cette erreur est due à un défaut de suivi du profil, l'erreur d'alignement fait que le capteur n'a pas mesuré la génératrice du cylindre mais un profil dans un plan différent. Pour corriger cette erreur nous proposons de prendre en compte l'interdépendance entre mesure verticale et horizontale des capteurs avec la forme théorique de la section. Le principe du couplage consiste à calculer le déplacement du centre de gravité de chaque section mesuré par rapport à celui de la section de référence. Dans le cas d'un défaut d'alignement dans le plan horizontal uniquement, le décalage de la section mesuré « i » par rapport à la section de référence est décrit dans la figure 2. 5.

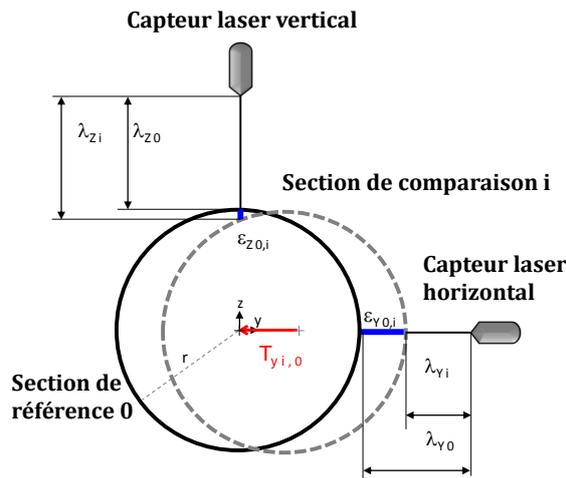


Figure 2. 5. Impact d'une translation horizontale sur la mesure verticale.

Le rayon  $r$  de la section est considéré constant le long de la barre cylindrique, 0 désigne l'indice de la section de référence,  $i$  l'indice de section à comparer et  $\epsilon$  l'écart suivant l'axe  $y$  ou  $z$  entre la circonférence de la section de référence par rapport à celle de la section mesurée.

- $\lambda_{y0}$  La longueur du faisceau laser horizontal pendant la mesure de la section de référence,
- $\lambda_{z0}$  La longueur du faisceau laser vertical pendant la mesure de la section de référence,
- $\epsilon_{y0,i}$  Le décalage horizontal suivant l'axe  $y$  de la circonférence de la section  $i$  par rapport à la section de référence dans la direction de mesure,
- $\epsilon_{z0,i}$  Le décalage vertical suivant l'axe  $z$  de la circonférence de la section  $i$  par rapport à la section de référence dans la direction de mesure,
- $T_{yi,0}$  Translation horizontale suivant l'axe  $y$  du centre de gravité de la section  $i$  par rapport à celui de la section de référence,
- $r$  Le rayon de la section du produit à mesurer.

L'acquisition des capteurs (horizontal et vertical) après mesurage de la section  $i$  s'écrit sous la forme suivante :

$$\epsilon_{z0,i} = \lambda_{z0} - \lambda_{zi} \tag{2- 1}$$

$$\epsilon_{y0,i} = \lambda_{y0} - \lambda_{yi} \tag{2- 2}$$

Dans le cas d'une déviation horizontale, la translation recherchée entre la section mesurée et la section de référence  $T_{yi,0}$  est obtenu à partir de l'acquisition du capteur horizontal. Elle s'écrit sous la forme de (2- 3).

$$\epsilon_{y0,i} = T_{yi,0} \tag{2- 3}$$

Compte tenu de la forme circulaire de la section de référence de la barre, une translation horizontale entre les deux sections a un impact sur la mesure du capteur vertical. Cette influence est décrite par l'équation (2- 4).

$$\varepsilon_{z 0,i} = r - \sqrt{(r^2 - (T_{y i,0})^2)} \quad (2- 4)$$

Le décalage horizontal et son impact sur la mesure verticale sont décrits par les deux équations (2- 3) et (2- 4). A partir de ces deux équations, le défaut horizontal  $T_{y i,0}$  peut être écrit sous la forme de (2- 5).

$$\begin{cases} T_{y i,0} = \varepsilon_{y 0,i} \\ T_{y i,0} = \sqrt{\varepsilon_{z 0,i}(2r - \varepsilon_{z 0,i})} \end{cases} \quad (2- 5)$$

De même, pour une déviation verticale de la section mesurée par rapport à la section de référence  $T_{z i,0}$ , cette translation a aussi un impact sur la mesure du capteur horizontal, figure 2. 6.

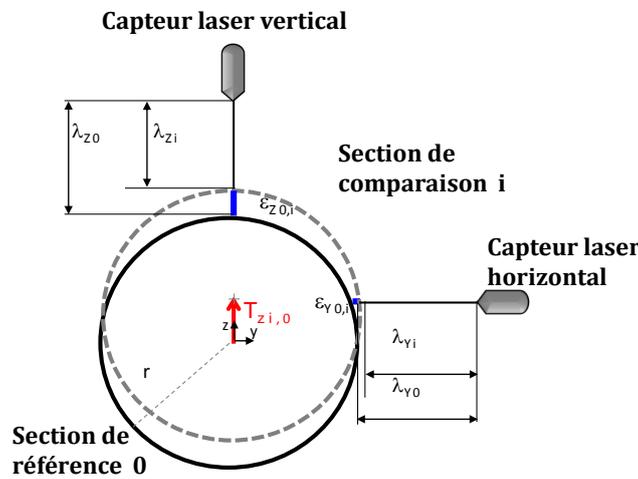


Figure 2. 6. Impact d'une translation verticale sur la mesure horizontale.

De la même manière, le défaut vertical  $T_{z i,0}$  peut être calculé de deux façons.

$$\begin{cases} T_{z i,0} = \varepsilon_{z 0,i} \\ T_{z i,0} = \sqrt{\varepsilon_{y 0,i}(2r - \varepsilon_{y 0,i})} \end{cases} \quad (2- 6)$$

Dans le cas d'une déviation simultanée, figure 2. 7, le déplacement du centre de gravité de la section mesurée par rapport à celui de la section de référence  $\vec{T}_{i,0}$  à deux composantes  $\vec{T}_{i,0} = \vec{T}_{y i,0} + \vec{T}_{z i,0}$ .

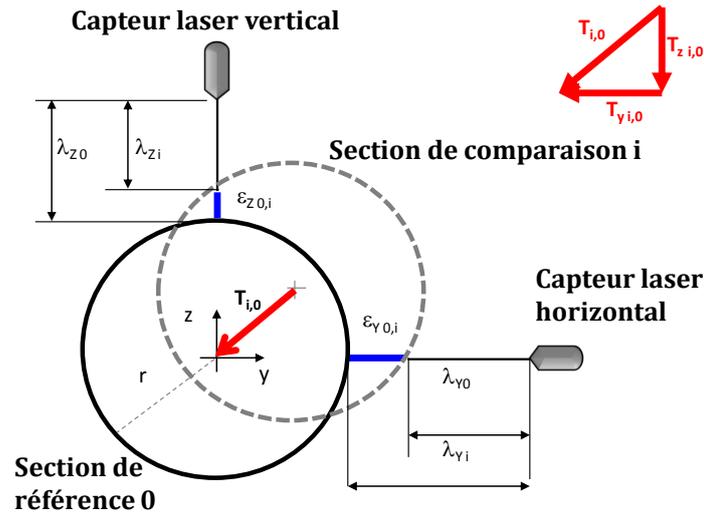


Figure 2. 7. Impact d'une translation combiné (horizontale et verticale) de la section mesurée par rapport à la section de référence.

L'impact d'une déviation horizontale sur le plan vertical et inversement sont décrits par les deux équations (2- 7) et (2- 8) descriptives des nouvelles coordonnées relatives au décalage horizontal  $\epsilon_{y\ 0,i}$  et vertical  $\epsilon_{z\ 0,i}$  de la circonférence de la section mesurée par rapport à la section de référence.

$$\epsilon_{y\ 0,i} = T_{y\ i,0} + \left( r - \sqrt{r^2 - T_{z\ i,0}^2} \right) \quad (2- 7)$$

$$\epsilon_{z\ 0,i} = T_{z\ i,0} + \left( r - \sqrt{r^2 - T_{y\ i,0}^2} \right) \quad (2- 8)$$

Retrouver le défaut de rectitude revient à calculer les translations horizontales et verticales  $T_{y\ i,0}$  et  $T_{z\ i,0}$  à partir de (2- 7) et (2- 8). Ce système de deux équations à deux inconnues a une solution unique. Toutefois, le système est non linéaire, une résolution itérative est alors envisageable. Le principe consiste à effectuer une succession de translations horizontales et verticales qui vont avoir tendance à minimiser simultanément  $\epsilon_{y\ 0,i}$  et  $\epsilon_{z\ 0,i}$ . A partir de la mesure des capteurs, calculer le profil du produit dans chaque plan revient à calculer les composantes du déplacement du centre de gravité  $T_{y\ i,0}$  et  $T_{z\ i,0}$  de chaque section mesurée par rapport à celui de la section de référence. « j » désigne l'indice des itérations et « n » le nombre des acquisitions, le principe de calcul est décrit dans le logigramme de la figure 2. 8.

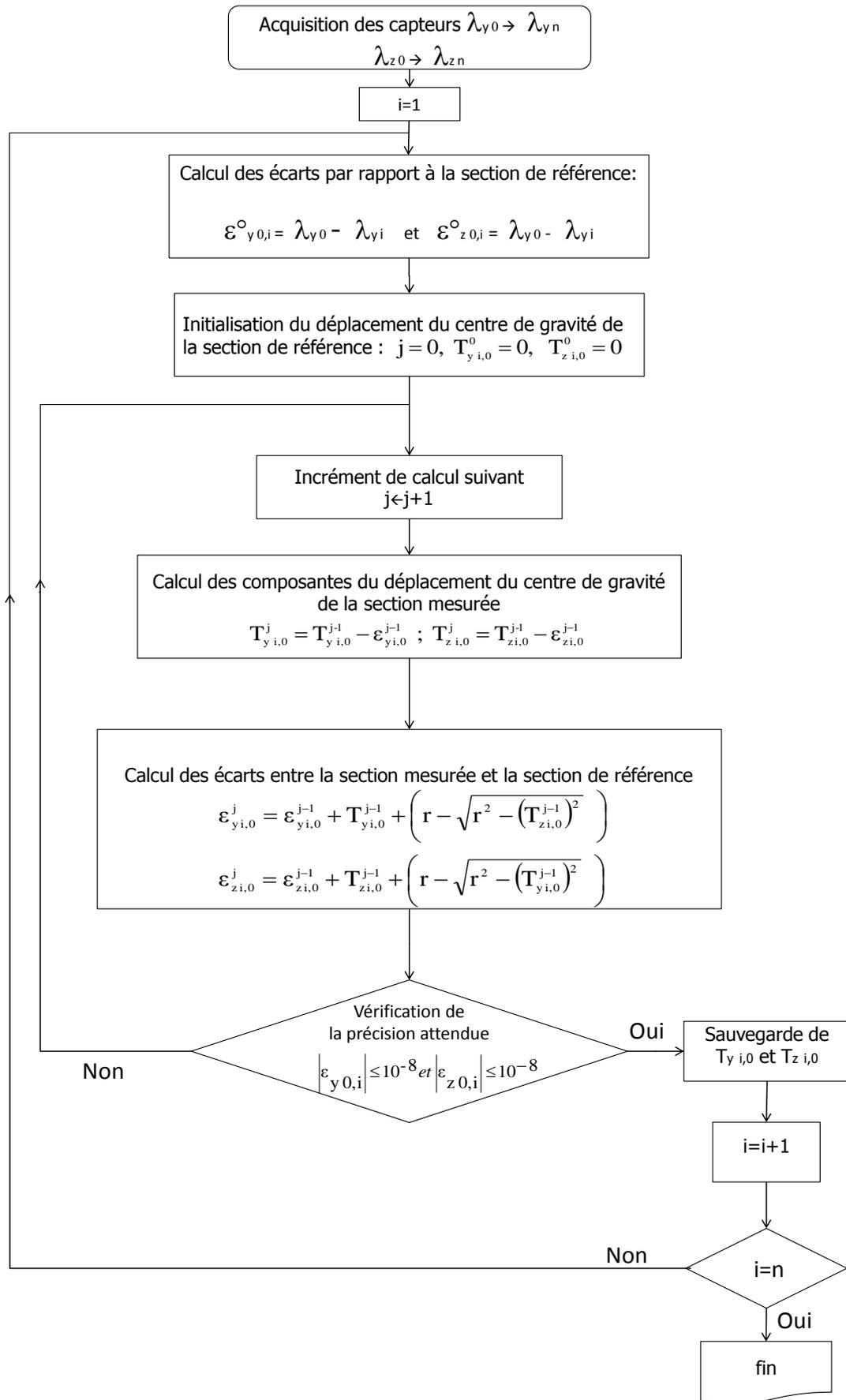


Figure 2. 8. Algorithme de recalage pour générer le profil d'un produit long.

### 2.2.3 Validation du couplage pour le calcul du défaut de rectitude

Pour valider la procédure couplée de traitements des acquisitions, différents cas de figures ont été envisagés, ces derniers sont synthétisés dans le tableau 2. 1.

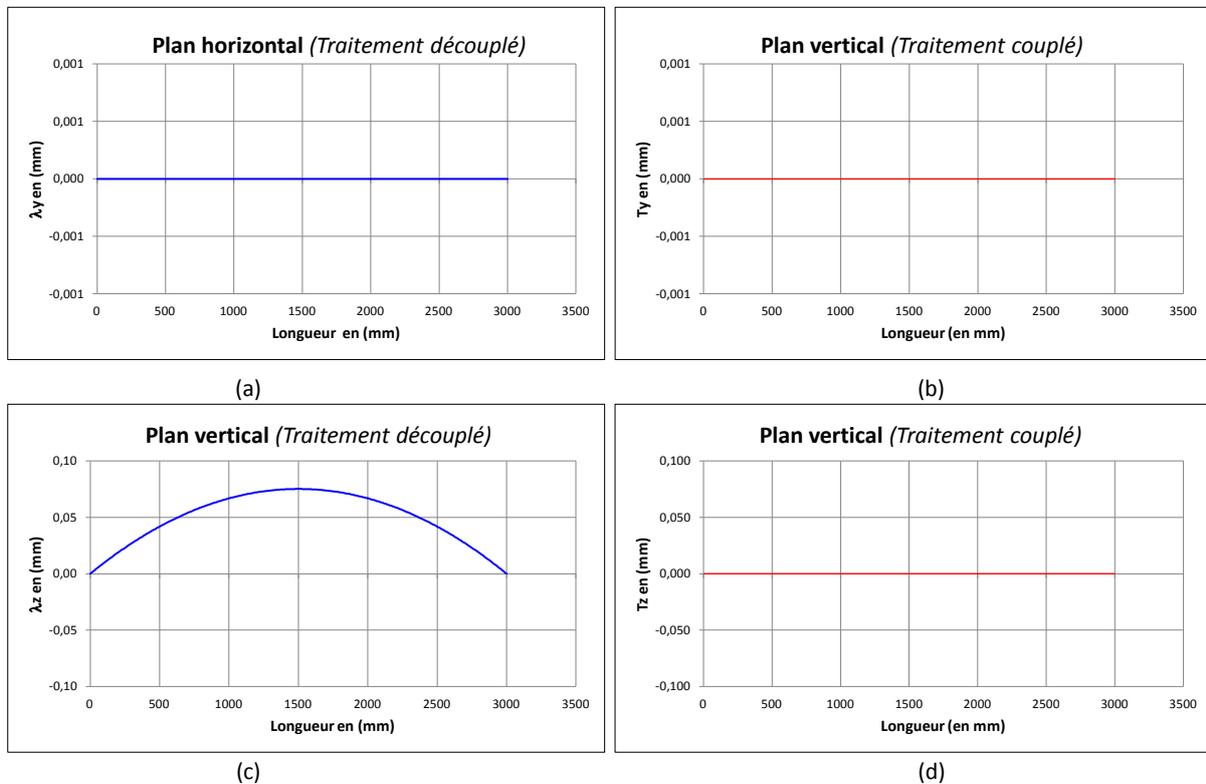
Cas test	Défaut d'alignement horizontal	Défaut d'alignement vertical	Défaut de rectitude du produit long	Défaut de guidage
1	✓	-	-	-
2	✓	✓	-	-
3	-	-	✓	-
4	-	-	-	✓
5	-	-	✓	✓
6	✓	✓	✓	✓

**Tableau 2. 1. Plan d'expérience pour la validation de la procédure couplé de traitement des mesures.**

Pour chaque cas décrit dans le tableau 2. 1, une barre cylindrique de 3 mètres de long et d'un diamètre de 30 mm a été générée virtuellement au moyen de la maquette numérique CATIA V5®. Le produit est ensuite mesuré virtuellement au moyen de deux capteurs lasers solidaires d'un support en déplacement longitudinal avec une acquisition à chaque pas de 1mm. Dans le but de vérifier l'apport du couplage entre capteurs sur le calcul de l'image du profil, les différents cas de figure ont été traités de deux façons, avec l'algorithme de recalage décrit précédemment et directement à partir de la mesure sans prendre en compte le couplage entre capteurs.

### 2.2.3.1 Défaut d'alignement dans le plan horizontal (cas 1)

Dans un premier temps, seul le défaut d'alignement dans le plan horizontal décrit précédemment dans la figure 2. 2 a été analysé. Les images du profil avec et sans couplage entre capteurs sont décrit dans la figure 2. 9.



**Figure 2. 9. Calcul du profil de la barre cylindrique avec et sans couplage entre capteurs dans les plans vertical et horizontal (cas 1).**

Comme le défaut imposé initialement correspond juste à un défaut d'alignement, dans le plan horizontal, excepté le bruit numérique de calcul, les images du profil calculées avec les deux méthodes ne présentent pas de défaut de rectitude, figure 2. 9 (a) et (b). Dans le plan vertical, sans la considération du couplage entre capteurs, l'image du profil est calculée avec une erreur elliptique. Avec un traitement découplé, pour un défaut d'alignement de 1 mm l'erreur commise en termes de rectitude est de l'ordre de 8,3  $\mu\text{m}$ , figure 2. 9 (c). Avec une analyse couplée des acquisitions, excepté le bruit numérique de calcul le profil de la barre cylindrique dans le plan vertical n'a pas de défaut de rectitude figure 2. 9 (d), ce qui représente une première validation de la procédure couplée pour le traitement de défaut d'alignement.

### 2.2.3.2 Défaut d'alignement dans les plans vertical et horizontal (cas 2)

Dans le but de se rapprocher d'une configuration réelle de mesurage du profil d'un produit long, un défaut d'alignement mixte, à la fois horizontal et vertical a été imposé à la même barre cylindrique décrite précédemment. Le défaut d'alignement est de 1 mm/1m dans le plan horizontal et 0,5 mm/1m dans le plan vertical. Les profils de l'erreur d'alignement utilisés sont décrits dans la figure 2. 10.

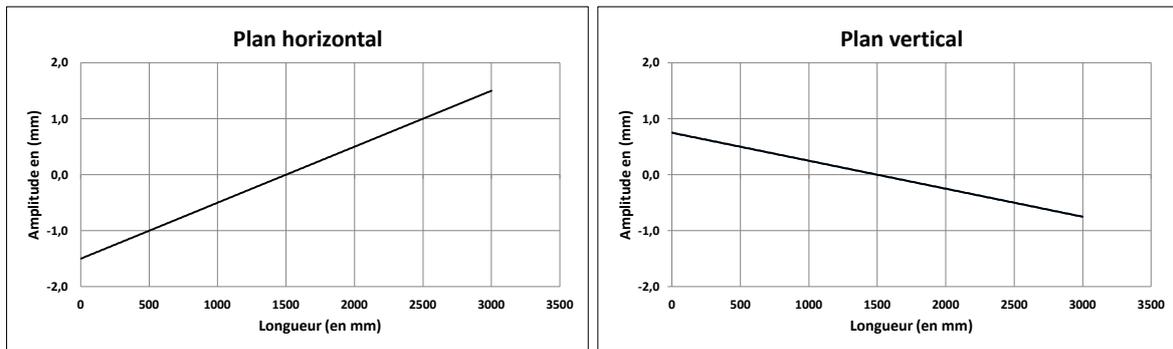


Figure 2. 10. Erreur d'alignement dans les deux plans vertical et horizontal.

Dans cet exemple, la barre cylindrique est considérée sans défaut de rectitude et le guidage du support porte-capturs sans défaut. Seul le défaut d'alignement a été introduit dans la maquette numérique CATIA V5®. L'analyse découplées des acquisitions génère un profil de la barre cylindrique avec un défaut de rectitude de  $-18 \mu\text{m}$  dans le plan horizontal et  $75 \mu\text{m}$  dans le plan vertical, figure 2. 11(a) et (c). Avec la prise en compte du couplage entre capteurs, les profils calculés sont représentatifs du profil réel de la barre cylindrique avec un défaut de rectitude nul dans les deux plans vertical et horizontal, figure 2. 11 (b) et (d). Ce résultat est une deuxième validation de la procédure couplée d'analyse des mesures.

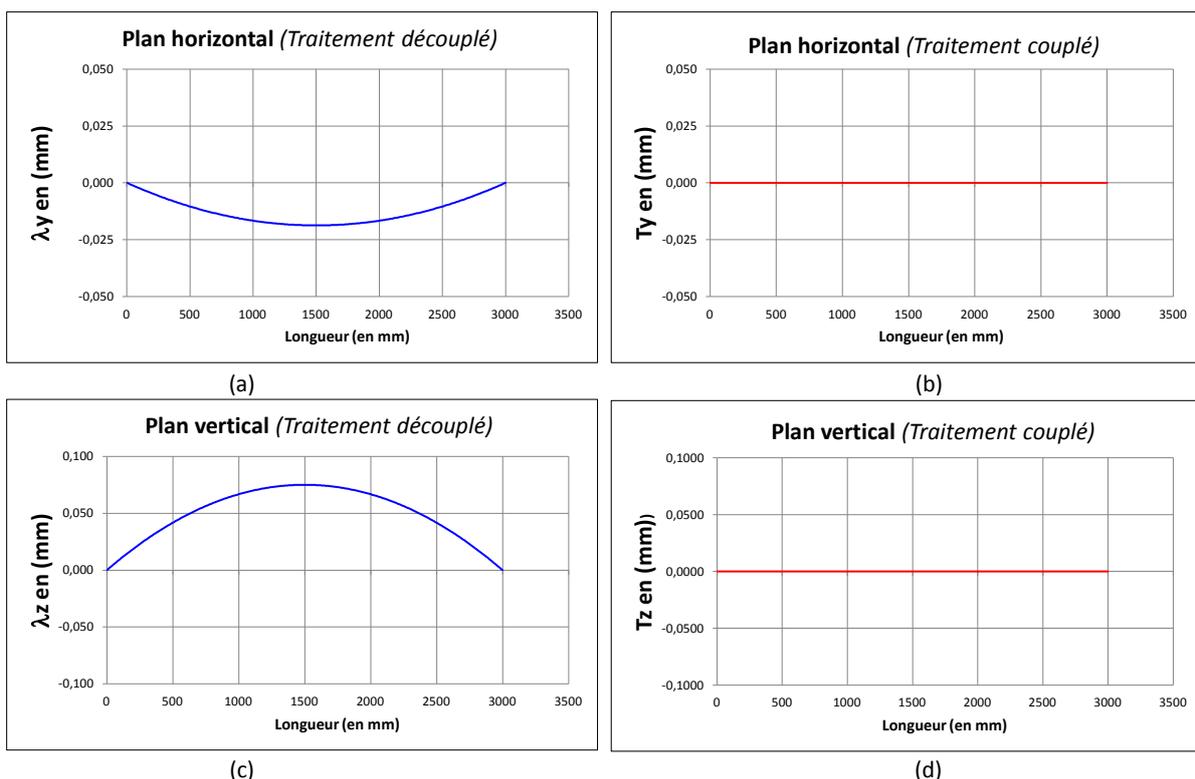
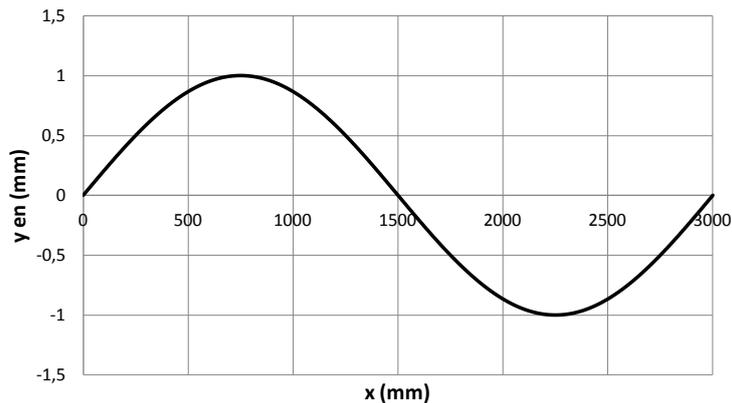


Figure 2. 11. Calcul du profil de la barre cylindrique avec et sans couplage entre capteurs dans les plans vertical et horizontal (cas 2).

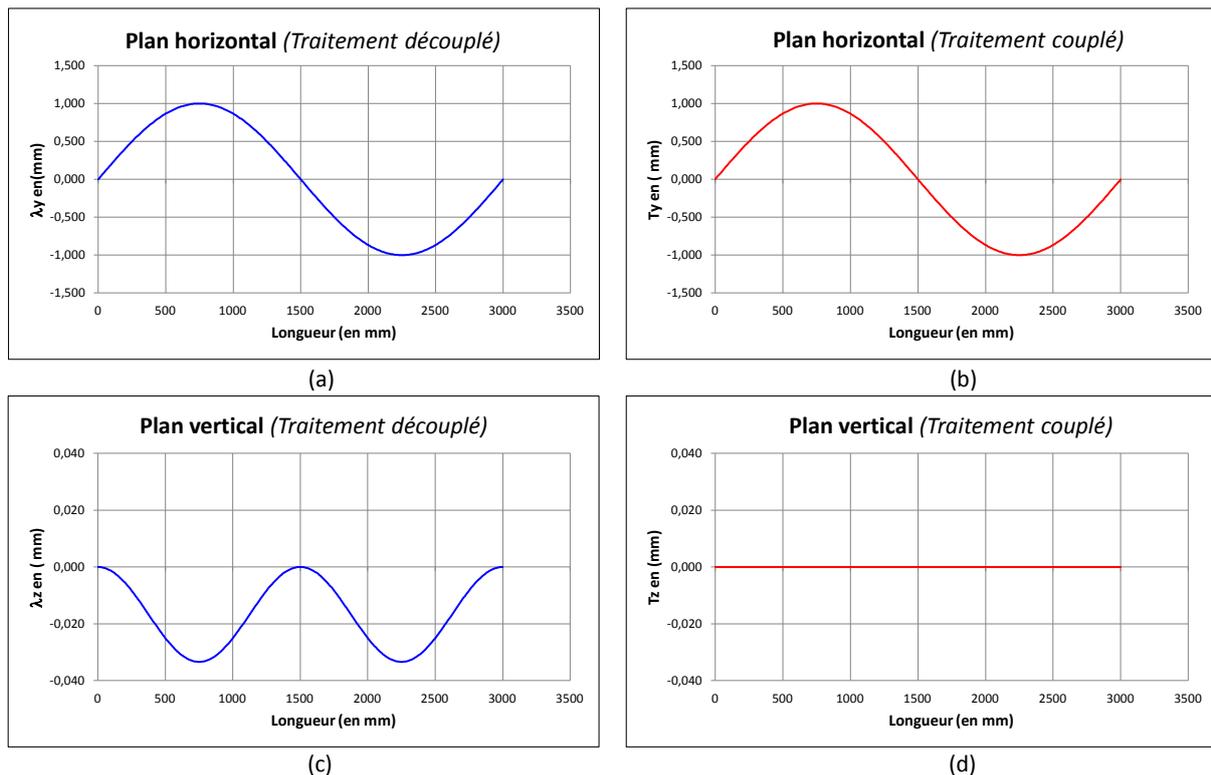
### 2.2.3.3 Calcul du profil d'une barre cylindrique avec défaut de rectitude (cas 3)

Pour vérifier l'apport du couplage entre capteur vertical et horizontal sur le calcul du profil du produit dans les deux plans, pour la même barre cylindrique décrite précédemment (diamètre 30 mm et longueur 3 mètres) un profil théorique sinusoïdal dans le plan horizontal (x, y) a été introduit dans la maquette numérique CATIA V5®. Le profil est de la forme  $y(x) = \sin(wx)$  avec  $w = \frac{\pi}{1500}$  et  $x$  varie entre 0 et 3000 mm, avec ces paramètres, le défaut généré est d'une amplitude de l'ordre de 2 mm, figure 2. 12. La barre est correctement positionnée dans l'espace de mesure (sans défaut d'alignement), elle est considérée sans défaut de rectitude dans le plan vertical et les capteurs sans défaut de guidage.



**Figure 2. 12. Profil théorique de la forme  $y(x) = \sin(\frac{\pi}{1500}x)$  introduit dans la maquette numérique CATIA V5® pour générer du défaut de la barre dans le plan (x, y).**

Dans le plan horizontal, avec et sans la prise en compte du couplage entre capteurs vertical et horizontal le profil théorique est parfaitement reconstitué. Les images du profil du produit dans les plans horizontal et vertical calculées avec et sans la prise en compte du couplage entre capteurs sont décrits dans la figure 2. 13 (a) et (b). Dans le plan vertical, avec un traitement couplé des acquisitions des deux capteurs, le profil calculée ne présente pas de défaut de rectitude, figure 2. 13 (d). Avec un traitement sans la prise en compte du couplage entre capteurs, le profil mesuré présente une erreur de rectitude de l'ordre de 33  $\mu\text{m}$ , figure 2. 13 (c) alors que dans ce plan la pièce ne présente pas de défaut de rectitude.



**Figure 2. 13. Calcul du profil de la barre cylindrique avec et sans couplage entre capteurs dans les plans vertical et horizontal (cas 3).**

Pour le traitement découplé des mesures, l'image du profil calculée a une allure sinusoïdale dans le plan vertical avec deux creux. Cette erreur peut s'expliquer par le fait que le capteur vertical commence par mesurer la section de référence du produit puis, comme conséquence du défaut horizontal le capteur vertical ne mesure plus le maximum de la section. Avec la prise en compte du couplage au cours du traitement des acquisitions, cette erreur est quantifiée puis corrigée.

## 2.2.4 Correction du défaut de guidage dans la procédure de dépouillement couplée

### 2.2.4.1 Principe de filtrage du défaut de guidage

Au cours de la mesure d'un produit long, les capteurs sont solidaires du chariot porte-capteurs. La mesure obtenue, combinée à la fois le défaut du produit et le défaut de guidage du chariot porte-capteurs. Avec un traitement couplé des mesures, le calcul de deux termes de décalage  $T_y$  et  $T_z$  du centre de gravité de la section mesurée par rapport à celui de la section de référence inclut les termes relatifs au défaut de guidage horizontal et vertical. Pour reconstituer le profil du produit long mesuré, il faut prendre en compte la partie due au défaut de guidage dans le calcul des décalages  $T_y$  et  $T_z$ . La précaution à prendre pour l'écriture du défaut de guidage est principalement liée à la convention retenue pour le signe du défaut. En effet, une bosse au niveau du guidage et une bosse au niveau du produit long ont une signature opposée. Les différents cas de figures sont illustrés dans la figure 2. 14.

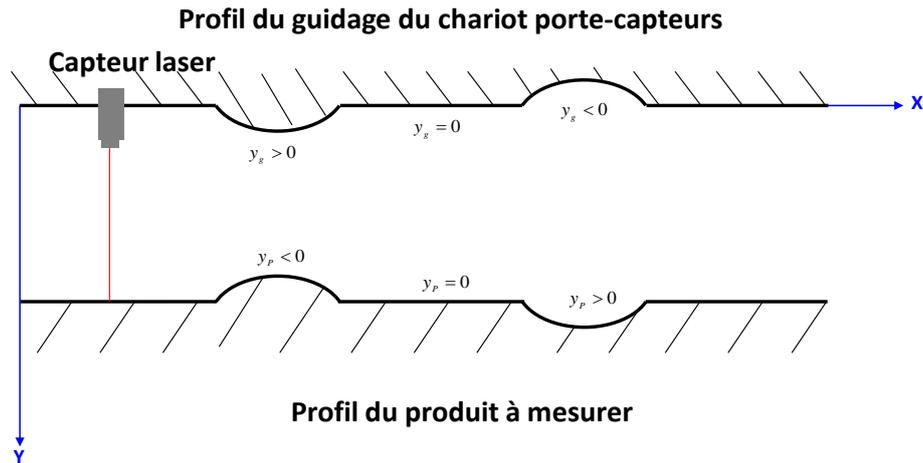


Figure 2. 14. Signe du défaut de guidage.

Pour illustrer la correction du défaut de guidage, le principe a été appliqué au calcul du profil d'une barre cylindrique avec défaut de guidage.

#### 2.2.4.2 Application au cas d'un cylindre droit en présence d'un défaut de guidage (cas 4)

Au moyen de la maquette numérique CATIA V5®, des simulations ont été réalisées sur une barre cylindrique de diamètre 30 mm et de longueur 3 mètres. La barre est considérée sans défaut de rectitude et elle est correctement positionnée dans l'espace de mesure. Un défaut de guidage théorique dans les plans vertical et horizontal a été introduit dans la maquette numérique. Au cours de la mesure virtuelle, les capteurs suivent les défauts décrits dans la figure 2. 15.

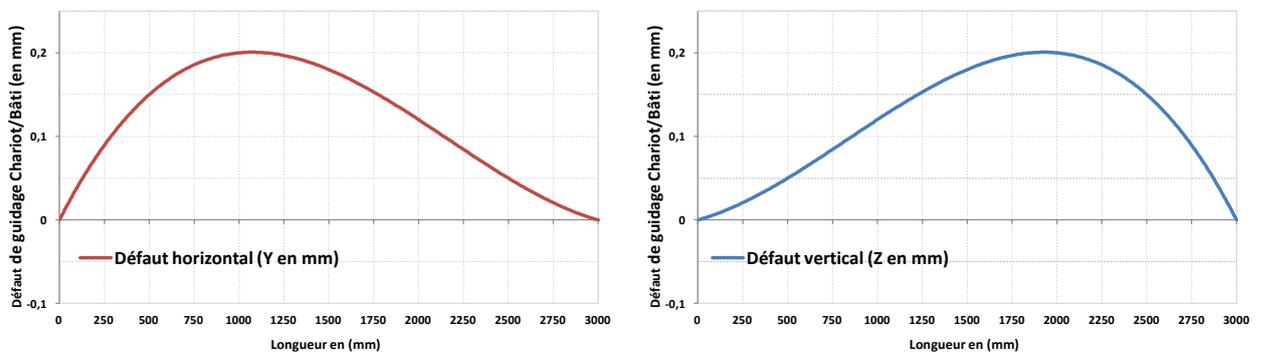
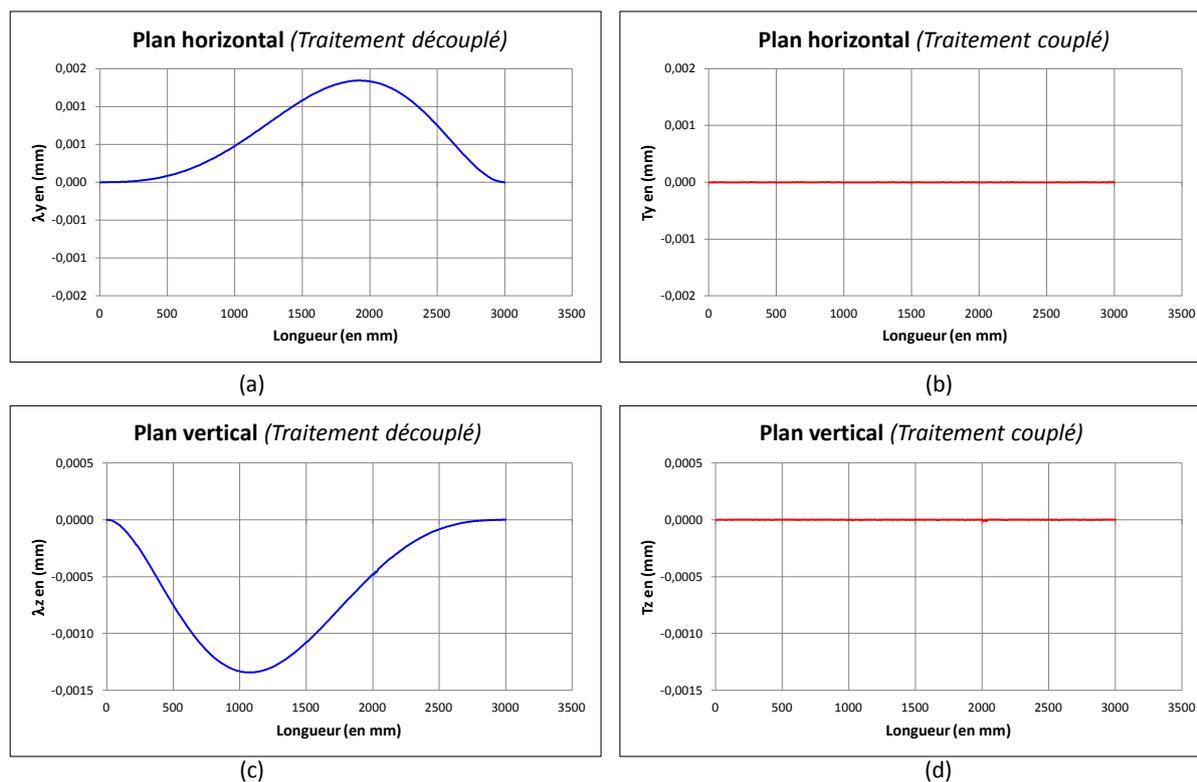


Figure 2. 15. Profils théoriques du défaut de guidage du chariot de mesure par rapport au bâti dans les deux plans vertical et horizontal.

Les acquisitions ont été analysées avec et sans la prise en compte du couplage entre capteurs. Pour un défaut de guidage d'une amplitude maximale de 0,2 mm/3mètres dans chaque plan (vertical et horizontal), avec la procédure de traitement découplé l'erreur commise en termes de rectitude est de l'ordre de 1,4  $\mu\text{m}$  dans chaque plan, figure 2. 16 (a) et (c).



**Figure 2. 16. Calcul du profil de la barre cylindrique en présence d'un défaut de guidage, traitement avec et sans couplage entre capteurs dans les plans vertical et horizontal (cas 4).**

Cette erreur est à l'origine d'une déviation des capteurs de la génératrice de la barre au cours de la mesure ce qui explique l'allure du profil calculé sans couplage des capteurs. Avec la procédure de dépouillement couplée, après filtrage du défaut de guidage, excepté le bruit numérique de calcul, l'image du profil calculée dans chaque plan est représentative de la barre cylindrique sans défaut de rectitude, figure 2. 16 (b) et (d). Ce cas d'étude montre l'apport de la procédure couplée pour l'élimination de l'influence des erreurs de guidage. Il faut toutefois relativiser ce résultat car la correction repose sur l'équation (2- 4) qui présentent une très faible sensibilité. La simulation ici étant faite sans perturbations, le résultat est très probant, la présence d'incertitudes de mesure dégradera fortement le potentiel de la correction. Il sera donc nécessaire de bien connaître le défaut de guidage du chariot porte-capteurs afin de le corriger préalablement à la mesure de rectitude.

#### 2.2.4.3 Application sur le cas d'un cylindre avec un défaut de rectitude en présence d'un défaut de guidage (cas5)

A partir du profil théorique sinusoïdal décrit dans la figure 2. 12 une barre cylindrique de diamètre 30 mm et de longueur 3 mètres a été générée avec un défaut de rectitude dans le plan horizontal. La barre a été mesurée virtuellement au moyen de deux capteurs dont le défaut de guidage est représenté par les profils décrits dans la figure 2. 15. Après traitement des mesures, l'image du profil calculé dans le plan horizontal est similaire pour un dépouillement avec et sans couplage des capteurs, figure 2. 17 (a) et (b). Dans le plan vertical, avec un traitement découplé des mesures, l'image du profil est obtenue avec un défaut de rectitude de  $-40 \mu\text{m}$ , figure 2. 17 (c). La forme du profil obtenue dans le plan vertical est due à la déviation du capteur dans le plan horizontal combiné au défaut de rectitude de la barre dans le

même plan. De 0 à 1500 mm le défaut de guidage et le défaut de produit dans le plan horizontal ont le même sens de concavité.

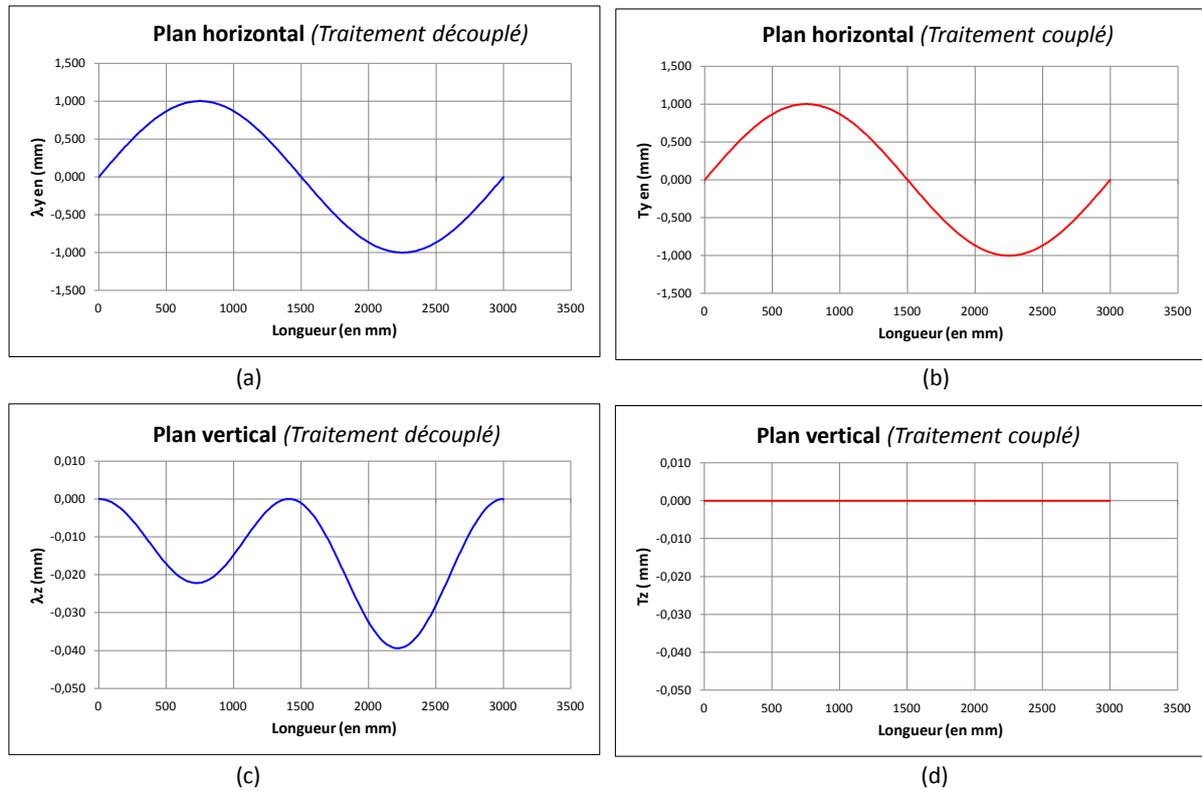


Figure 2. 17. Calcul du profil de la barre cylindrique avec défaut de rectitude sinusoïdal en présence d'un défaut de guidage, traitement avec et sans couplage entre capteurs (cas 5).

Au cours de la mesure verticale, comme conséquence du défaut de guidage dans le plan horizontal, le capteur a tendance à s'écarter de la génératrice du produit. Toutefois, le défaut horizontal du produit dans cet intervalle a tendance à rapprocher le produit du capteur ce qui explique la première concavité de  $-20 \mu\text{m}$ . De 1500 à 3000 mm, le défaut de guidage et le défaut de produit dans le plan horizontal ont une signature opposés qui a tendance à augmenter la déviation du capteur dans le plan vertical d'où la deuxième concavité d'une amplitude de  $-40 \mu\text{m}$ , figure 2. 17 (c). Le principe est décrit dans la figure 2. 18.

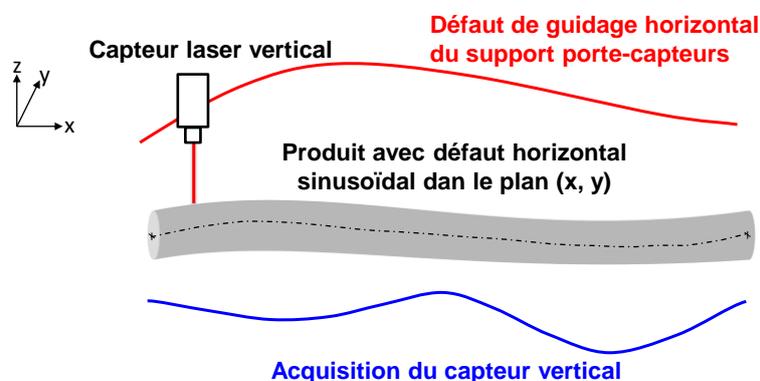
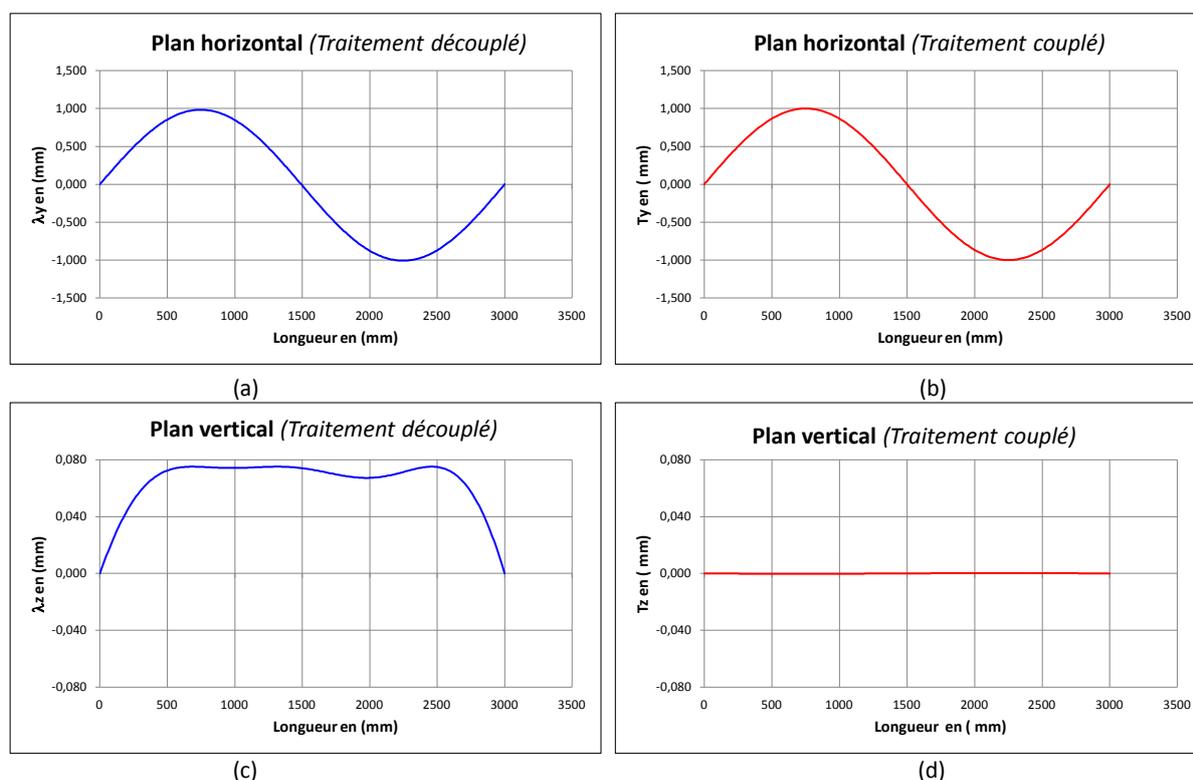


Figure 2. 18. Impact du défaut de produit et du défaut de guidage dans le plan horizontal sur la mesure verticale.

Avec la procédure de dépouillement couplée, excepté le bruit de calcul, l'image du profil calculée est sans défaut de rectitude, figure 2. 17 (d). Ce qui représente une validation de la procédure couplée au calcul d'un défaut de rectitude avec la correction du défaut de guidage du support porte-capteurs avec la même limite concernant les défauts de guidage présentée au paragraphe précédent.

#### 2.2.4.4 Application sur le cas d'un défaut de rectitude et d'alignement en présence d'un défaut de guidage (cas6)

Au moyen de la maquette numérique CATIA V5®, une dernière étape de validation de la procédure couplée de traitements des mesures des capteurs vertical et horizontal consiste à générer une barre cylindrique de diamètre 30 mm et de longueur 3 mètres avec un défaut de rectitude et un défaut d'alignement dans l'espace de mesure. La barre cylindrique a été générée à partir du profil sinusoïdal de la figure 2. 12, avec un défaut de rectitude horizontal d'une amplitude de 2 mm/3mètres, son défaut d'alignement dans l'espace de mesure est de 1 mm/m dans le plan horizontal et de 0,5 mm/m dans le plan vertical comme décrit dans la figure 2. 10. Les défauts théoriques de guidage de support porte-capteurs dans les plans vertical et horizontal sont décrits dans la figure 2. 15. Les images du profil calculées avec et sans couplage des capteurs sont synthétisés dans la figure 2. 19.



**Figure 2. 19. Calcul du profil de la barre cylindrique avec défaut de rectitude sinusoïdal et défaut d'alignement en présence d'un défaut de guidage, traitement avec et sans couplage entre capteurs (cas 6).**

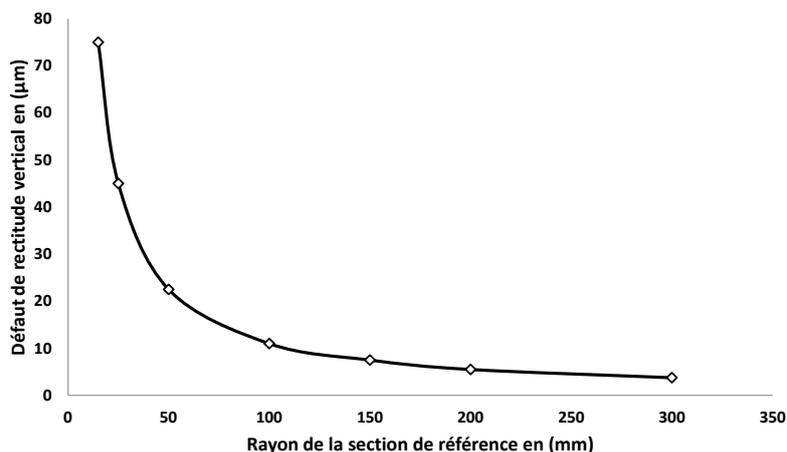
Dans le plan horizontal, après filtrage du défaut de guidage, l'image du profil calculée avec les deux méthodes de dépouillement est représentative du profil sinusoïdal à partir duquel la barre cylindrique a été générée, Figure 2. 19 (a) et (b). Pour cette configuration d'étude, dans le plan horizontal, le couplage entre capteurs n'a pas d'influence sur le calcul de l'image du profil. Dans le plan vertical, initialement la barre a été considérée sans défaut de rectitude. Cependant, avec une analyse découplée

des mesures l'image du profil est calculée avec une erreur de rectitude de  $74 \mu\text{m}$ , figure 2. 19 (c). Le traitement de la mesure verticale avec la considération du couplage entre capteurs permet de retrouver une image du profil sans défaut, figure 2. 19 (d). L'apport du couplage entre capteur est plus considérable dans le plan vertical. Pour la barre cylindrique étudiée (diamètre 30 mm et longueur 3 mètres) et pour un défaut de guidage d'une amplitude de  $0,2 \text{ mm}/3\text{mètres}$  et un défaut de rectitude d'une amplitude de  $2 \text{ mm}/3\text{mètres}$  avec un défaut d'alignement dans les deux plans d'amplitude  $1\text{mm}/\text{m}$  et  $0,5 \text{ mm}/\text{m}$  l'apport du couplage dans le plan vertical est de l'ordre de  $73,5 \mu\text{m}$ .

## 2.2.5 Discussions

### 2.2.5.1 Sensibilité de l'analyse couplée des mesures au rayon de la section de référence

Au cours de la validation de l'analyse couplée des mesures, les simulations sur la maquette numérique CATIA V5® ont été réalisées avec une barre cylindrique de rayon 15 mm. Pour les mêmes conditions que le cas test N°1 (juste un défaut d'alignement de  $1 \text{ mm}/\text{m}$ ), une étude de sensibilité du couplage entre capteurs au rayon de la section de référence a été effectuée. Le même test a été effectué en faisant varier le rayon de la barre cylindrique. L'apport du couplage en termes de rectitude pour différents rayons de la section de la barre cylindrique est décrit dans la figure 2. 20.



**Figure 2. 20. Apport du couplage en termes de rectitude dans le plan vertical pour différent diamètre de la section de référence pour un défaut de positionnement de  $1\text{mm}/\text{m}$ .**

En termes de rectitude verticale, l'apport du couplage est plus significatif pour les faibles rayons, il est de l'ordre de  $75 \mu\text{m}$  pour un rayon de 15 mm. Quand le rayon « r » prend des valeurs qui tendent vers 200 mm, qui est représentatif du rayon au niveau du champignon d'un rail Vignole, l'apport du couplage tend vers  $10 \mu\text{m}$ , figure 2. 20. Ce qui revient à mesurer des produits avec une section de référence plate, à titre d'exemple les barres carrées. Pour ces produits, le couplage entre capteurs n'a pas d'impact. La qualité du profil calculé est directement liée au guidage du support porte-capteurs et au niveau d'incertitude avec lequel ce défaut est filtré.

### 2.2.5.2 Effet d'une déviation du plan de mesure

Dans la configuration de mesurage décrite précédemment, les deux capteurs ont été positionnés dans un plan orthogonal à la génératrice du produit à mesurer. Comme conséquence du défaut intrinsèque du produit dans le plan horizontal  $(x, y)$ , du lacet du support porte-capteurs et de la déformation élastique du produit dans ce plan, cette disposition des capteurs est difficile à garantir. Une inclinaison du plan des capteurs (plan dans lequel la mesure est effectuée) par rapport au plan orthogonal à la

génératrice du produit est donc possible. Cette inclinaison implique le mesurage d'une section différente de la section de référence du produit, figure 2. 21.

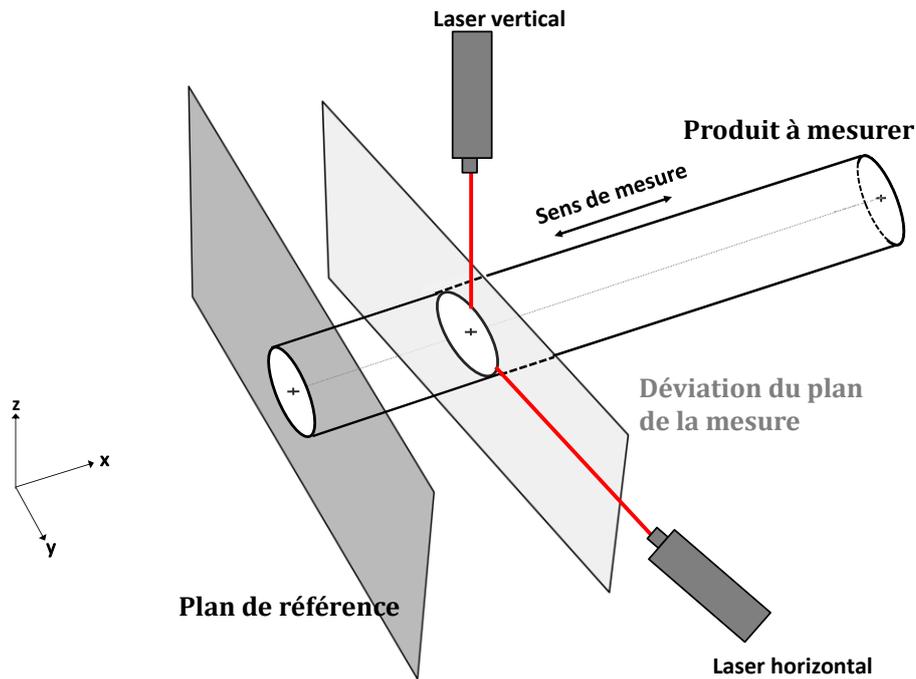


Figure 2. 21. Déviation du plan de mesure par rapport au plan orthogonal à la génératrice du produit.

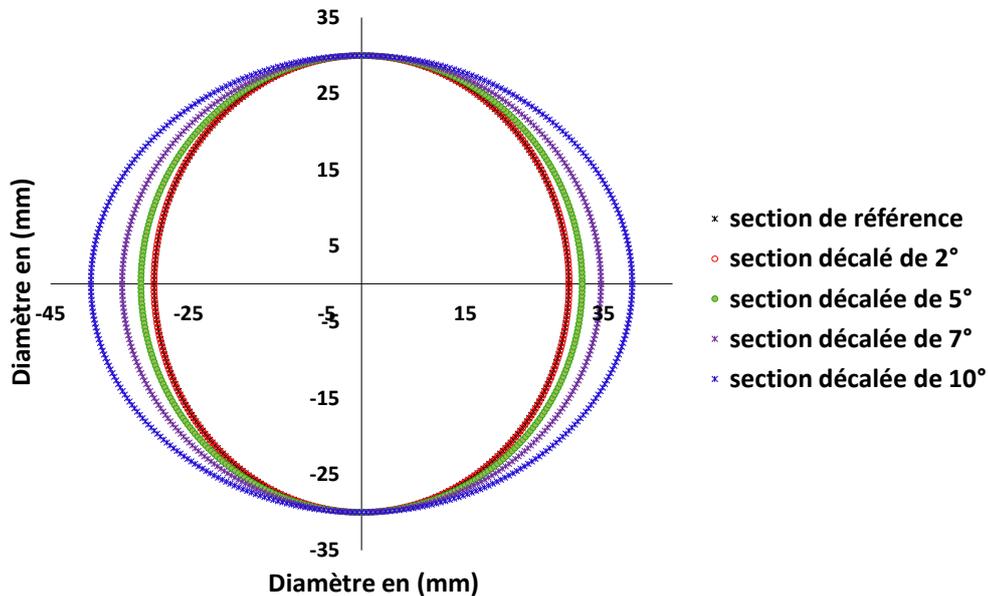


Figure 2. 22. Évolution du rayon dans le plan horizontal pour différentes valeurs de déviation du plan de mesure par rapport au plan orthogonal à la génératrice du produit.

Cet allongement dépend de l'angle de déviation entre le plan de la mesure et le plan orthogonal à la génératrice du produit. Pour un cylindre d'un diamètre de 30 mm l'évolution de l'abscisse de la section en fonction de l'angle de déviation est décrite dans la figure 2. 22. Pour différents angles de déviation l'évolution du rayon dans le plan horizontal est décrite dans le tableau 2. 2.

Angle de déviation (degré)	0°	1°	2°	3°
Rayon horizontal (mm)	30,00	30,00	30,01	30,04
Différence ( $\mu\text{m}$ )	0,00	4,5	18,28	41,17

**Tableau 2. 2. Allongement horizontal en fonction de l'angle de déviation.**

Dans le cadre de cette étude, l'ordre de déviation est faible et il est principalement engendré par le repositionnement de la pièce dans l'espace de mesure ce qui implique un allongement horizontal maximal de l'ordre de 5  $\mu\text{m}$ . Dans le plan vertical, en l'absence du roulis du support porte-capteurs, la valeur mesurée du rayon reste invariable. La correction de la déviation horizontale peut être effectuée en se basant sur la rotation des sections planes d'une poutre. Dans ce cas, un mesurage de l'effort exercé par les galets sur le produit pour le positionner dans le plan de mesure doit être envisagé.

Dans le cadre de cette étude l'incertitude recherchée est de l'ordre de 1/10 de mm, dans ce qui suit cet allongement ne sera pas pris en compte.

### 2.2.6 Conclusion partielle

La prise en compte de l'interdépendance entre capteurs vertical et horizontal au cours du traitement des mesures a permis d'améliorer le calcul de l'image du profil de produits longs. Le principe de dépouillement couplé a été validé sur différents cas de défaut. L'apport du couplage entre capteurs est d'autant plus nécessaire et pertinent pour la mesure des pièces avec un rayon faible au niveau de la section de référence.

Un second point qui peut compromettre une meilleure évaluation du profil d'un produit long c'est sa déformation élastique au cours du mesurage. En effet, avant d'effectuer la mesure, le produit est souvent repositionner dans l'espace fonctionnel des capteurs par le biais des galets de centrage. Ces derniers, sont susceptibles d'introduire une déformation élastique du produit au cours de la mesure. Le profil calculé est relatif à un produit long mesuré contraint, par ailleurs il n'est pas représentatif du défaut intrinsèque du produit, d'où l'intérêt de supprimer cette déformation élastique de l'évaluation du profil de rectitude.

## 2.3 Défaut élastique dans le plan horizontal

### 2.3.1 Problématique

Comme conséquence directe de la longueur importante des produits étudiés, ces derniers se présentent souvent dans l'espace de mesure avec un défaut de positionnement par rapport à ligne métrologique ce qui fait que les capteurs sortent de leur plage de mesure. Pour repositionner le produit, des vérins de serrage ou des galets centreurs sont souvent employés, figure 2. 23.

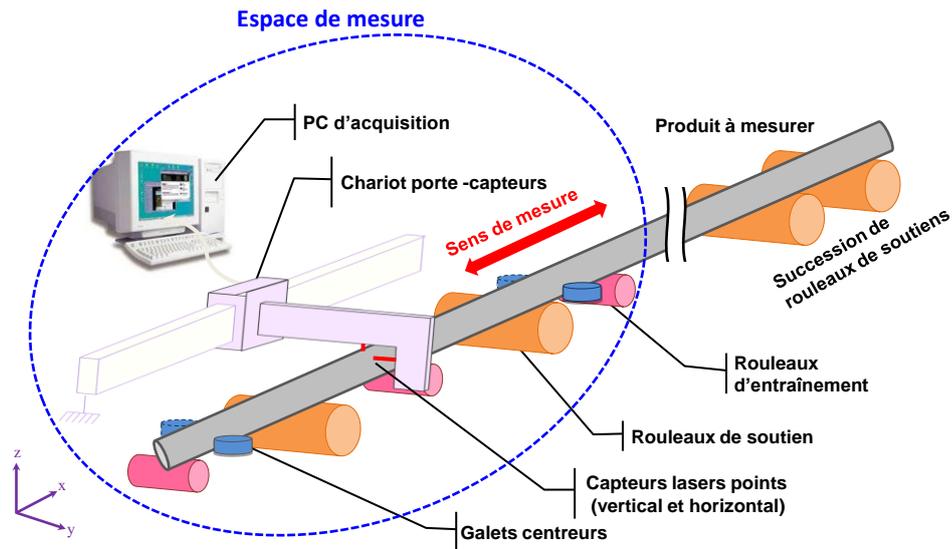


Figure 2. 23. Mesure de la rectitude d'une barre cylindrique au moyen de deux capteurs lasers.

De ce fait, le produit est mesuré contraint car le repositionnement ne déforme que l'extrémité du rail et non pas le rail tout entier. Cette configuration n'est pas conforme aux exigences de la norme [NF E10-100-1] en termes de conditions de mesurage. La mesure obtenue est alors composée des défauts intrinsèques au produit auquel se rajoute une déformation élastique due aux conditions de remise en position. Cette dernière disparaît au moment du desserrage ce qui entraîne une mauvaise estimation du profil du produit lors de la mesure. Cette erreur est actuellement facilement mise en évidence par une mauvaise reproductibilité de la mesure. Pour quantifier cette flèche élastique et procéder à sa correction une modélisation de ce défaut est indispensable.

### 2.3.2 Modélisation mécanique de la flèche élastique horizontale

Pour le besoin de cette étude, le repère orthogonal associé à l'espace de mesure est défini par  $(o, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ . L'axe des abscisses  $\vec{x}$  désigne la ligne métrologique selon laquelle le support porte-captteurs se déplace longitudinalement,  $\vec{y}$  l'axe de mesurage horizontal et  $\vec{z}$  l'axe de mesurage vertical. L'espace de mesure s'étend sur la longueur  $L$ . Soit une barre de longueur  $l$  qui rentre dans l'espace de mesure, figure 2. 24, quatre galets viennent exercer des efforts sur le produit au niveau des abscisses  $L_1$  et  $L$  pour le positionner dans l'espace horizontal de mesure défini par le plan  $(x, y)$ . Dans le plan vertical  $(x, z)$  la barre est maintenue en équilibre au moyen des rouleaux de soutien repartis sur toute la longueur du produit. Sous l'effet de son propre poids et du frottement avec les rouleaux de soutien, en dehors de l'espace de mesure, la barre est considérée encastree à son extrémité  $x +$ .

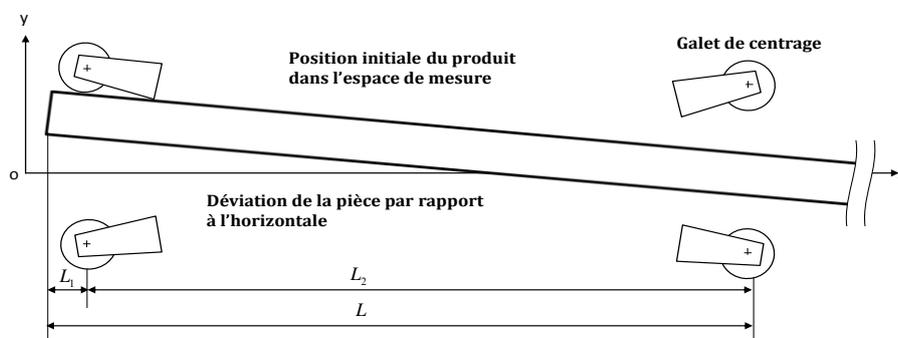


Figure 2. 24. Position initiale du produit dans l'espace de mesure.

Comme conséquence des efforts exercés par les galets de centrage sur le produit d'un côté et des effets du frottement avec les rouleaux de soutien d'un autre côté, le produit acquiert une déformation élastique au niveau de l'espace de mesure, figure 2. 25.

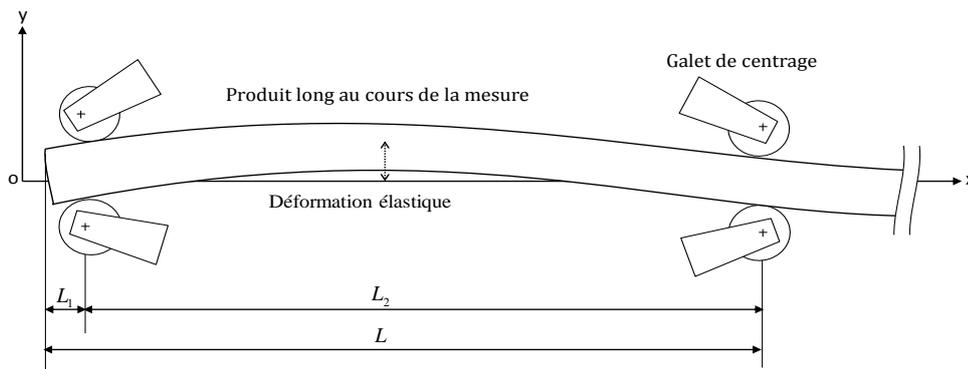


Figure 2. 25. Configuration du produit au cours de la mesure.

Pour prendre en compte cette déformation élastique, un modèle théorique basé sur la résistance des matériaux dans le cadre des petites déformations a été mis en place. Les hypothèses de la modélisation sont les suivantes :

- L'étude est faite dans le cadre des petites déformations,
- Les sections planes restent planes,
- Le matériau est homogène, isotrope avec un comportement purement élastique,

Le modèle RDM simplifié est décrit dans la figure 2. 26.

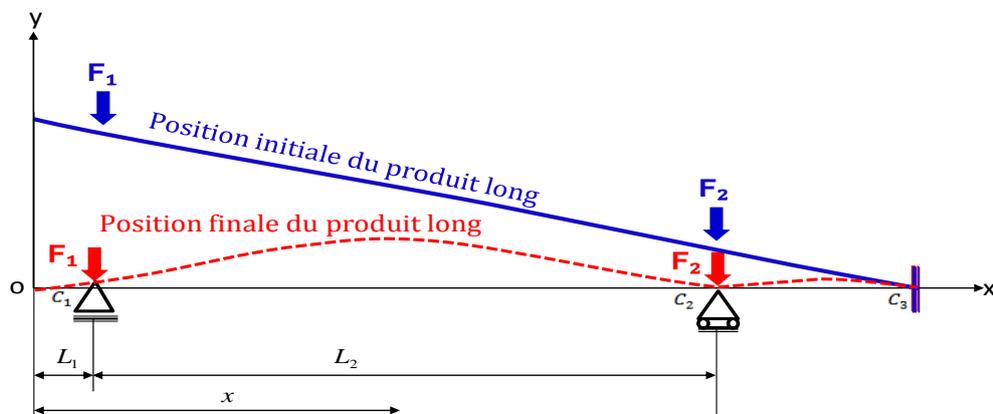


Figure 2. 26. Modélisation du produit long avant et après serrage des galets.

Le moment de flexion de la poutre prend trois expressions différentes selon l'abscisse curviligne de la poutre :

$$x \in [0, C_1] \quad M_{fz}(x) = 0 \quad (2- 9)$$

$$x \in [C_1, C_2] \quad M_{fz}(x) = F_1(x - L_1) \quad (2- 10)$$

$$x \in [C_2, C_3] \quad M_{fz}(x) = F_1(x - L_1) + F_2(x - (L_1 + L_2)) \quad (2- 11)$$

La déformation élastique a lieu entre les abscisses  $C_1$  et  $C_2$ , pour cette zone l'expression de la flèche élastique est obtenue après une double intégration de l'équation d'équilibre de la poutre dans cet intervalle. Avec  $E$  le module de Young du matériau de la poutre,  $I_{GZ}$  le moment quadratique de la section de la poutre et  $y(x)$  la flèche élastique.

$$EI_{GZ} \frac{dy^2}{dx^2} = -M_{fz}(x) \quad (2-12)$$

Pour  $x \in [C_1, C_2]$

$$\frac{dy^2}{dx^2} = \frac{-F_1(x - L_1)}{EI_{GZ}} \quad (2-13)$$

Une première intégration de cette équation permet de retrouver la rotation de la section au niveau des appuis en  $C_1$  et  $C_2$ .

$$\frac{dy}{dx} = \frac{F_1(2L_1 - x)}{2EI_{GZ}} + A \quad (2-14)$$

Une deuxième intégration permet de retrouver l'expression de la flèche dans cette zone.

$$y(x) = \frac{F_1(3L_1 - x)x^2}{6EI_{GZ}} + Ax + B \quad (2-15)$$

Les constantes d'intégration sont déterminées au moyen des conditions aux limites au niveau des appuis  $C_1$  et  $C_2$  pour lesquelles la flèche s'annule,  $y(L_1) = 0$  et  $y(L_1 + L_2) = 0$ .

$$A = \frac{F_1(-3L_1^2 - L_2^2)}{6EI_{GZ}} \quad (2-16)$$

$$B = \frac{F_1L_1(L_1^2 - L_2^2)}{6EI_{GZ}} \quad (2-17)$$

Ainsi l'expression de la rotation de la section au niveau des appuis et celle de la flèche sont décrites respectivement par les équations (2-18) et (2-19).

$$y'(x) = \frac{F_1(-3L_1^2 + L_2^2 + 6L_1x - 3x^2)}{6EI_{GZ}} \quad (2-18)$$

$$y(x) = \frac{F_1(L_1 - x)}{6EI_{GZ}}(L_1 - L_2 - x)(L_1 + L_2 - x) \quad (2-19)$$

A titre d'exemple, pour une poutre de section carrée 20 x 20 mm en acier avec un module d'élasticité  $E = 210000 \text{ MPa}$ , une longueur  $L = 1000 \text{ mm}$ , l'évolution de la flèche élastique pour différentes intensités de l'effort  $F_1$  est décrite dans la figure 2. 27.

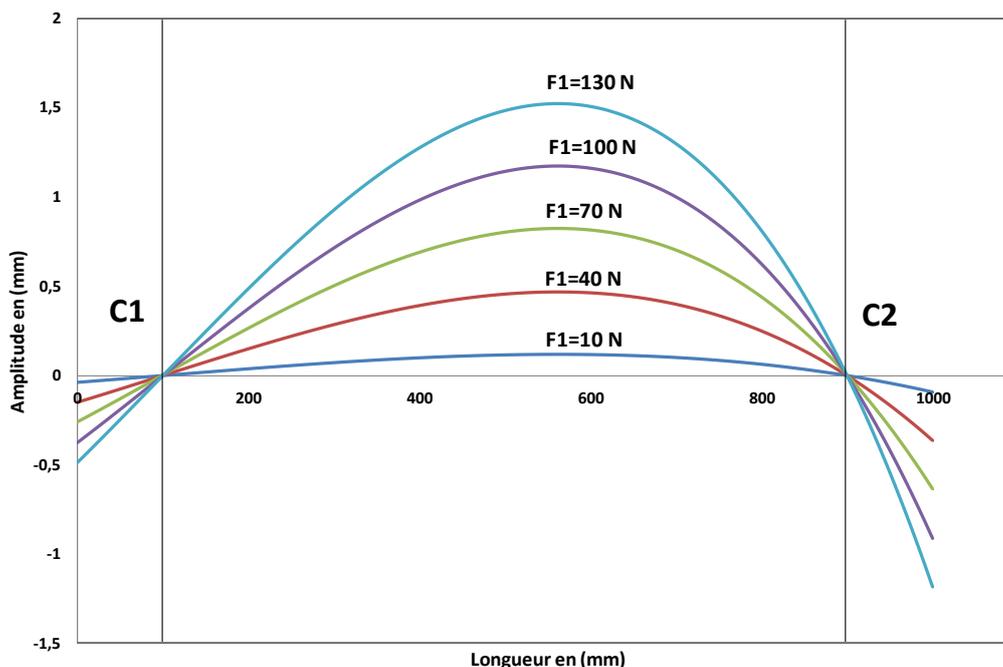


Figure 2. 27. Évolution de la flèche élastique dans la longueur pour différentes intensités de l'effort  $F_1$ .

Dans le cas où l'intensité de l'effort au niveau des galets est connue, à partir de l'équation (2- 19) décrite ci-dessus, l'allure de la flèche élastique due à la remise en position peut être estimée et corrigée. On désigne par  $F_1$  l'intensité de l'effort exercée par le galet centreur à l'abscisse C1 pour repositionner le produit dans l'espace fonctionnel des capteurs avec  $0 \leq F_1 \leq F_{1 \max}$ . En fonction de l'intensité de l'effort, trois cas se distinguent :

- Le produit long est parfaitement droit, dans ce cas la géométrie mesurée est l'image de la déformation élastique. Pour cette configuration, l'intensité de l'effort est maximale  $F_1 = F_{1 \max}$ .
- Le produit long à un défaut intrinsèque d'ordre 3 qui correspond à la géométrie mesurée, pour cette configuration de mesure il n'y a pas de déformation élastique et l'intensité de l'effort est nulle  $F_1 = 0 \text{ N}$ .
- Le produit long à un défaut intrinsèque d'ordre 3 qui ne correspond pas à la géométrie mesurée, la géométrie mesurée contient une déformation élastique et un défaut intrinsèque. Pour cette configuration l'intensité de l'effort est comprise entre 0 et l'effort maximal  $F_{1 \max}$ .

Le cas de figure dans lequel se trouve le produit au moment de la mesure peut être identifié suite à un mesurage de l'intensité de l'effort au moyen des capteurs installés au niveau des galets centreurs. Néanmoins, dans le contexte industriel de mesurage des abouts des rails, les galets centreurs ne sont pas instrumentés et les intensités des efforts sont inconnues. Pour corriger la flèche élastique, une méthode géométrique a été mise en place pour prédire et filtrer cette déformation élastique. Le principe est décrit dans le paragraphe qui suit, il repose sur l'hypothèse que le produit ne présente pas de défaut de rectitude intrinsèque d'ordre 3.

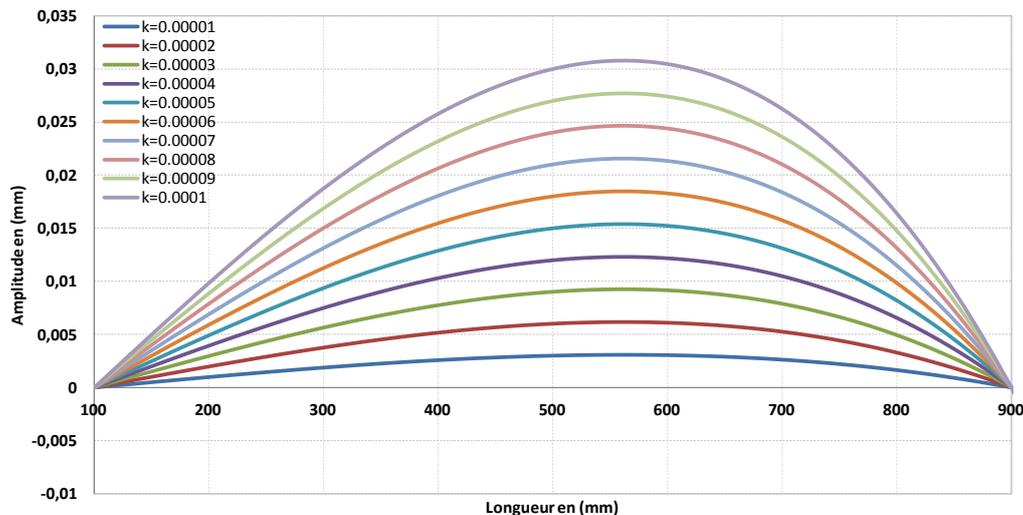
### 2.3.3 Principe de filtrage de la déformation élastique horizontale

Soit un produit long qui rentre dans l'espace de mesure avec une déviation par rapport à la ligne métrologique de mesurage (l'axe des abscisses  $x$ ). Pour repositionner le produit, les galets de centrage exercent des efforts aux niveaux des appuis. L'intensité de l'effort dépend de l'angle de déviation

initiale, des caractéristiques géométriques du produit et du module de Young du matériau. L'effort est donc variable pour chaque produit et son intensité est inconnue. D'une manière générale, la flèche élastique du produit entre les deux galets de centrage peut s'écrire sous la forme d'un polynôme d'ordre 3 comme décrit dans l'équation (2- 20).

$$y(x) = \frac{K}{L_2^2} (L_1 - x)(L_1 - L_2 - x)(L_1 + L_2 - x) \quad (2- 20)$$

Dans cette expression, les paramètres  $L_1$  et  $L_2$  désignent les abscisses des galets,  $x$  désigne l'évolution suivant l'axe des abscisses. La seule inconnue est le paramètre  $k$ . Pour les abscisses des galets, définis par les distances  $L_1 = 100 \text{ mm}$  et  $L_2 = 900 \text{ mm}$  l'évolution de la flèche élastique pour différentes valeurs du paramètre  $k$  est décrite dans la figure 2. 28.



**Figure 2. 28. Évolution de la flèche élastique entre galets centreaux pour différentes valeurs du paramètre « k ».**

Ce paramètre est à optimiser pour minimiser l'écart entre la flèche élastique et le profil du produit situé entre les galets de centrage. Une fois le paramètre  $k$  optimal identifié, la soustraction de la flèche élastique du reste de profil permettra d'avoir l'estimation du profil de rectitude de la pièce sans le défaut lié aux contraintes de remise en position dans l'espace de mesure. L'application du principe sur la correction de la déformation élastique des abouts des rails est décrite en détail dans le chapitre 3.

Après la mesure et la modélisation du profil représentatif de la rectitude du produit, il s'agit de quantifier l'amplitude du défaut de rectitude pour prédire son redressage mécanique. Dans le contexte industriel, le recours à la voie numérique pour le calcul de l'amplitude de ce défaut au sens de la norme [NF E10-101] est souvent employé. Dans le présent travail, la méthode de contrôle des lignes de rotations inspirée des travaux de [HUA 1993] a été choisie pour sa rapidité et la facilité de la mise en œuvre. L'application du principe au calcul du défaut de rectitude est décrite dans le paragraphe ci-dessous.

## 2.4 Calcul de l'amplitude du défaut de rectitude

### 2.4.1 Modèle mathématique de contrôle des lignes de rotation

Pour le profil de rectitude généré à partir de la phase de mesure, l'enjeu consiste à déterminer la distance minimale entre les deux droites qui enveloppent le profil tout en vérifiant les contraintes suivantes :

- Les deux droites enveloppes du profil doivent être parallèles entre elles.
- Tous les points de mesure doivent être inclus entre les deux droites.
- Les deux droites doivent toucher le profil en trois points uniquement.
- La distance qui sépare les deux droites doit être la plus petite.

Soit  $n$  le nombre de points de mesure constituant le profil d'un produit, la distance entre la mesure  $i$  est la droite des moindres carrés  $D_{LS}$  à l'abscisse  $i$  est définie par l'équation (2- 21).

$$\delta y_i = y_i - ax_i - b \tag{2- 21}$$

Ainsi, pour tous les points de mesure allant de 1 jusqu'à  $n$ , le point de contrôle supérieur est défini par  $\delta y_{i \max}$  et le point de contrôle inférieur par  $\delta y_{j \min}$ . A partir de ces deux points peut passer une droite supérieure et une droite inférieure, toutes les deux parallèles à la droite des moindres carrés, figure 2. 29.

$D_U$  désigne la droite supérieure et  $D_L$  la droite inférieure.  $P_1$  et  $P_2$  désignent les points d'intersection du profil avec les droites  $D_U$  et  $D_L$  avec :

$$D_U = (a x_i + b) + \delta y_{i \max} \tag{2- 22}$$

$$D_L = (a x_i + b) + \delta y_{j \min} \tag{2- 23}$$

Un calcul d'angle est ensuite effectué pour trouver la déviation minimale entre chaque point du profil et la droite supérieure. La même démarche est effectuée pour trouver la plus petite déviation par rapport à la droite inférieure. Les équations (2- 24) et (2- 25) décrivent respectivement l'angle supérieur et l'angle inférieur.

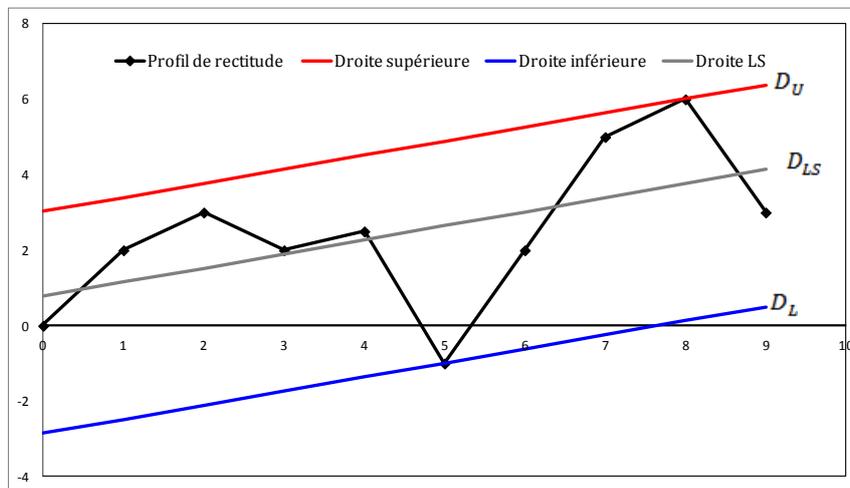


Figure 2. 29. Critère des moindres carrés pour l'évaluation de la rectitude.

$$\theta_i = \sin^{-1} \left( \frac{\delta y_{\max} - \delta y_i}{L_i} \right) \tag{2- 24}$$

$$\theta_j = \sin^{-1} \left( \frac{\delta y_{\min} - \delta y_j}{L_j} \right) \tag{2- 25}$$

Avec  $L_i$  et  $L_j$  la distance entre le point de contrôle et l'abscisse du point traité. Il s'agit, par la suite, de définir le plus petit angle du côté inférieur  $\theta_1 = \theta_{j \min}$  et le plus petit angle du côté supérieur  $\theta_2 = \theta_{i \min}$ .

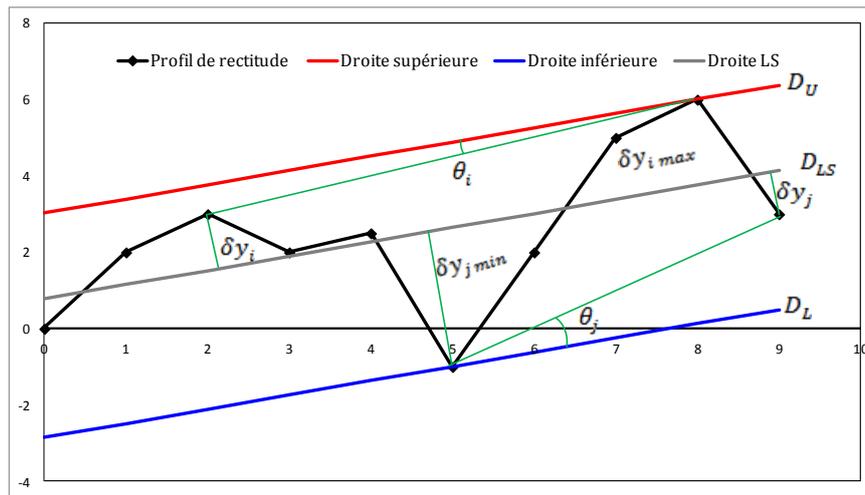


Figure 2. 30. Calcul du défaut de rectitude selon le critère de la distance minimale.

La distance entre les deux droites enveloppes du profil est ensuite calculée suivant le critère de l'angle supérieur minimal puis suivant le critère de l'angle inférieur minimal, figure 2. 30. La plus petite distance correspond alors au défaut de rectitude recherché.

### 2.4.2 Application au calcul du défaut de rectitude d'un produit long

Soit le profil théorique de la figure 2. 30 représentatif d'un produit long de 3 mètres. Il s'agit de quantifier l'amplitude du défaut de rectitude relatif au produit mesuré au moyen de la méthode de contrôle des lignes de rotations.

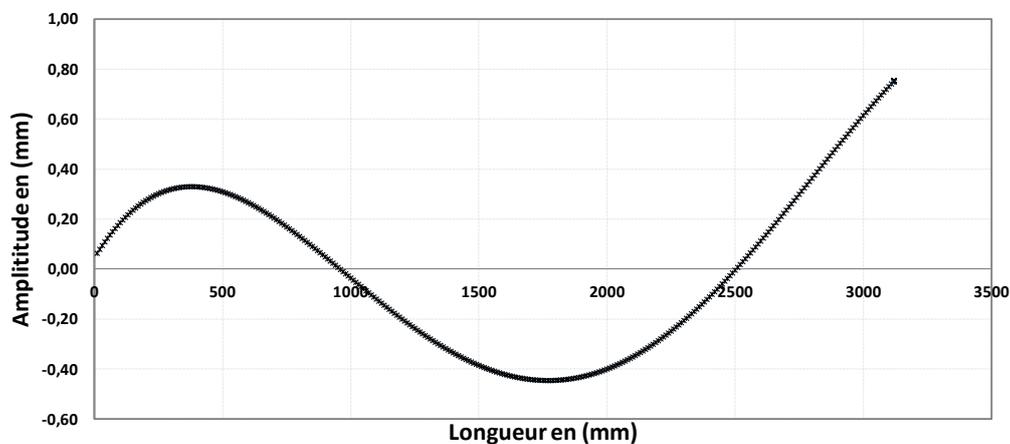


Figure 2. 31. Profil théorique d'un produit long de 3 mètres.

Une première estimation du défaut de rectitude suivant le critère des moindres carrés donne un défaut d'une amplitude de 1,10 mm. Ce qui est représenté dans la figure 2. 32 par la distance entre les deux droites de couleur noire. Toutefois, cette distance ne correspond pas au défaut de rectitude défini par la norme [NF E-10-101]. Il existe deux autres possibilités qui ont été retrouvées par la méthode décrite précédemment. Le défaut défini par le critère CLRS1 (couleur rouge) est de l'ordre de 1,04 mm. Toutefois, avec ce critère, la droite inférieure coupe le profil, donc elle ne respecte pas le principe de la zone minimale, par conséquent, elle ne permet pas d'envelopper tous les points de mesure. Cette solution est rejetée, reste alors le deuxième critère défini par CLRS 2 (couleur bleu) qui fournit un défaut d'une amplitude de 0,99 mm. Ce dernier critère correspond au défaut de rectitude du profil.

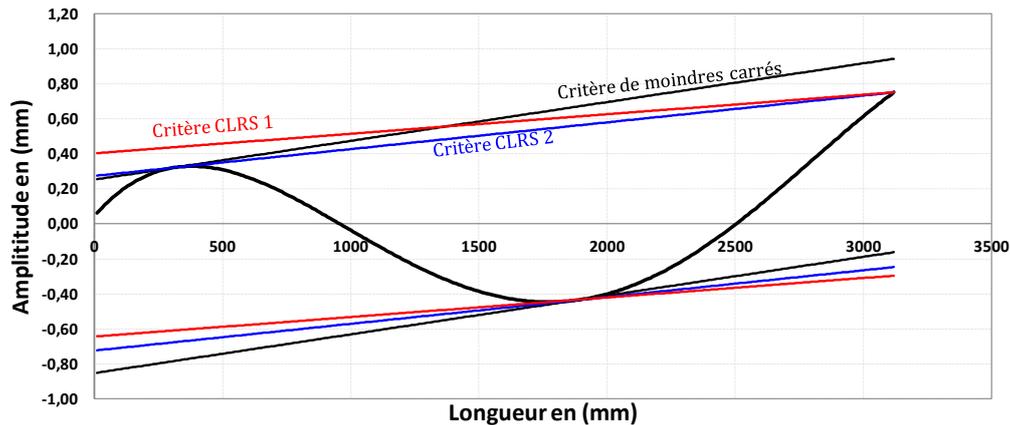


Figure 2. 32. Évaluation du défaut de rectitude suivant la méthode du contrôle de ligne de rotation CLRS.

Entre les abscisses 1000 et 2500 mm ce profil a une allure polynomiale d'ordre 3 similaire à la déformation élastique. Cette erreur peut être filtrée en utilisant l'expression analytique (2- 20) de la flèche élastique avec  $L_1 = 1000 \text{ mm}$ ,  $L_2 = 2500 \text{ mm}$  et le paramètre  $K = 7 \cdot 10^{-4}$ . Après le filtrage de la déformation élastique, l'amplitude du défaut élastique a été calculée avec la méthode de contrôle des lignes de rotations, figure 2. 33.

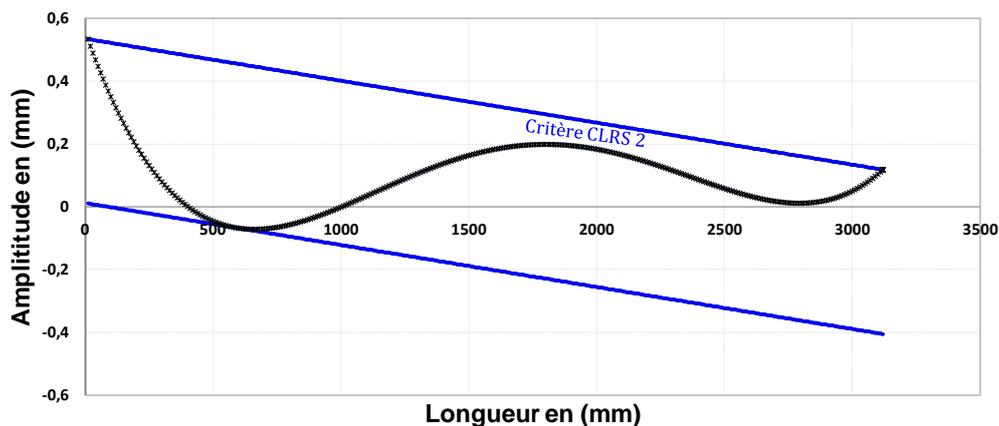


Figure 2. 33. Calcul du défaut de rectitude après correction de la déformation élastique.

Le nouveau profil a un défaut de rectitude de 0,52 mm ce qui représente une amélioration de l'ordre de 0,47 mm en terme de rectitude, après correction de la déformation élastique du profil.

## 2.5 Conclusion partielle

Dans le présent chapitre le profil d'un produit long est mesuré dans les deux plans vertical et horizontal au moyen de deux capteurs lasers solidaires d'un chariot en déplacement longitudinal. Comme conséquence de la longueur du produit, de sa déviation dans l'espace de mesure et de son défaut intrinsèque, les capteurs sont susceptibles de dévier de la génératrice du produit. Un algorithme de recalage fondé sur un couplage entre la mesure horizontale et verticale et le rapport entre la rectitude et la forme a été mis en place pour régénérer le profil représentatif de la rectitude dans chaque plan. Toutefois, la mesure obtenue est une combinaison du profil représentatif de la rectitude

du produit et de sa déformation élastique sous l'effet de son propre poids et des sollicitations externes. Dans le plan vertical et sous l'effet de son propre poids, le posage du produit sur des appuis supports peut générer une flèche élastique. Pour minimiser cette déformation mécanique un posage optimal du produit est souvent recommandé. Dans le plan horizontal, une déformation élastique est générée suite au serrage et au repositionnement du produit dans l'espace de mesure. Cette déformation horizontale a été modélisée en se basant sur la théorie de la résistance des matériaux dans le domaine élastique. L'expression analytique de la flèche élastique a été établie en fonction de l'effort exercé par les galets de centrage pour repositionner le produit. Dans le contexte industriel de cette étude, les galets de centrage ne sont pas équipés de capteur d'effort. Une méthode géométrique a été proposée comme alternative pour le filtrage du défaut élastique des produits long au cours du calcul de leurs profils. Après la modélisation du profil du produit, la méthode de contrôle des lignes de rotation a été utilisée pour le calcul de l'amplitude de son défaut par voie numérique. Cette dernière étape permettra de juger la conformité du produit et/ou dans le cas contraire déclencher le procédé de redressage mécanique. En termes de mesurage une synthèse des améliorations est décrite dans le logigramme de la figure 2. 34 descriptive du déroulement de l'étape de calcul de l'image du profil d'un produit long mesuré au moyen des capteurs lasers.

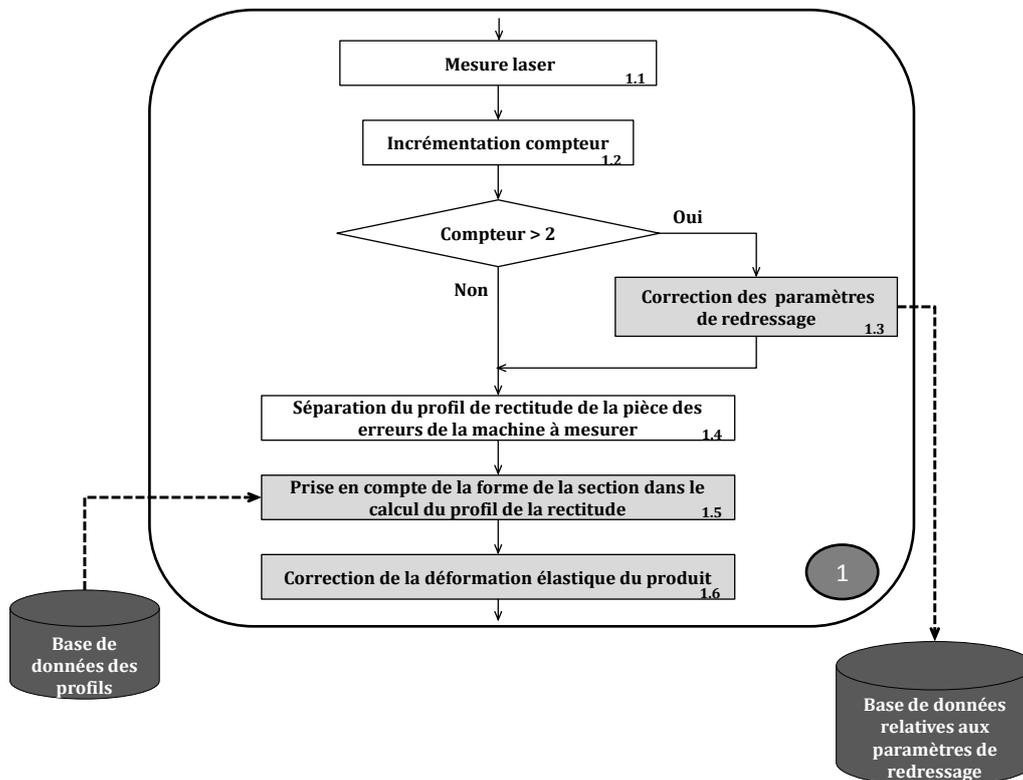


Figure 2. 34. Logigramme associé au déroulement de mesurage.



# Chapitre 3 : Application de la nouvelle stratégie de dépouillement des mesures à l'amélioration de la rectitude des abouts du rail

3.1	INTRODUCTION.....	96
3.2	DESCRIPTION DU CONTEXTE INDUSTRIEL .....	96
3.2.1	<i>Procédé de fabrication du rail chez Tata Steel France Rail</i> .....	96
3.2.2	<i>Contrôle de la rectitude des abouts du rail</i> .....	98
3.2.2.1	Description de la ligne de redressage (Presse N° 4) .....	98
3.2.2.2	Positionnement du rail dans l'espace de mesure.....	99
3.2.2.3	Analyse découplée des mesures pour le calcul du profil du rail .....	100
3.3	MISE EN ŒUVRE DU COUPLAGE ENTRE CAPTEURS .....	102
3.3.1	<i>Protocole de validation de l'analyse couplée des mesures</i> .....	102
3.3.2	<i>Application de l'analyse couplée sur la géométrie des rails</i> .....	105
3.3.2.1	Application du couplage sur la géométrie du rail à gorge 41 GPU.....	105
3.3.2.2	Application de la méthodologie de dépouillement sur la mesure de la rectitude du rail Vignole 60 E2.....	109
3.3.2.3	Apport de la prise en compte de la forme dans le calcul de la rectitude .....	110
3.4	APPLICATION DU FILTRAGE DU DÉFAUT ÉLASTIQUE SUR L'ÉVALUATION DE LA RECTITUDE DU RAIL .	113
3.4.1	<i>Origine du défaut élastique</i> .....	113
3.4.2	<i>Élimination de la flèche élastique du rail par optimisation</i> .....	114
3.4.2.1	Principe.....	114
3.4.2.2	Application sur le filtrage de la déformation élastique du pied du rail 60 E2.....	115
3.5	PROCÉDURE DE DÉPLOIEMENT INDUSTRIEL .....	117
3.6	CONCLUSION PARTIELLE .....	118

**Dans le deuxième chapitre de cette thèse, les principales sources susceptibles d'introduire des erreurs dans l'évaluation de la rectitude d'un produit long ont été analysées ; des solutions d'améliorations pour les plus pénalisantes ont été proposées. Ce chapitre est principalement dédié à la mise en œuvre de ces améliorations dans un contexte industriel relatif au rail. Compte tenu des données industrielles utilisées, ce chapitre est classé confidentiel.**

# Chapitre 4 : Contribution à l'automatisation du procédé de redressage des abouts des produits longs

4.1	INTRODUCTION.....	120
4.2	MÉTHODOLOGIE DE REDRESSAGE SEMI-AUTOMATIQUE .....	120
4.2.1	<i>Problématique</i> .....	120
4.2.2	<i>Développement d'une stratégie de redressage semi-automatique</i> .....	121
4.2.2.1	Principe du redressage semi-automatique.....	121
4.2.2.2	Localisation de l'emplacement des outils de redressage.....	122
4.2.3	<i>Calcul des paramètres de redressage</i> .....	124
4.2.3.1	Modélisation du redressage des sections doublement symétriques.....	124
4.2.3.2	Calcul du nouveau profil théorique .....	137
4.2.3.3	Apprentissage des paramètres du matériau.....	144
4.3	APPLICATION DU MODÈLE DE REDRESSAGE SEMI-AUTOMATIQUE POUR LA CORRECTION DU DÉFAUT DE RECTITUDE .....	145
4.3.1	<i>Validation du modèle mécanique sur le redressage de barres carrés</i> .....	145
4.3.1.1	Objectifs .....	145
4.3.1.2	Description de la mise en œuvre du redressage expérimental.....	145
4.3.1.3	Confrontation du modèle analytique de redressage avec les essais expérimentaux .....	146
4.3.2	<i>Redressage du rail Vignole</i> .....	149
4.3.2.1	Modélisation analytique du redressage du rail.....	149
4.3.2.2	Modélisation du redressage avec un comportement bilinéaire .....	159
4.3.2.3	Validation du modèle analytique de redressage du rail .....	162
4.4	CONCLUSION PARTIELLE .....	169

## 4.1 Introduction

Après la mesure du profil de rectitude des abouts du rail, l'étape suivante consiste à envisager leur redressement. En effet, comme le défaut de rectitude est variable, l'opération de redressement des abouts est souvent effectuée manuellement au moyen d'une presse et un montage de flexion trois ou quatre points. L'opérateur effectue plusieurs boucles de mesure-redressement comme indiqué dans la figure 4. 1, jusqu'à ce que la rectitude du produit rentre dans le critère d'acceptabilité défini par la norme ou le client.

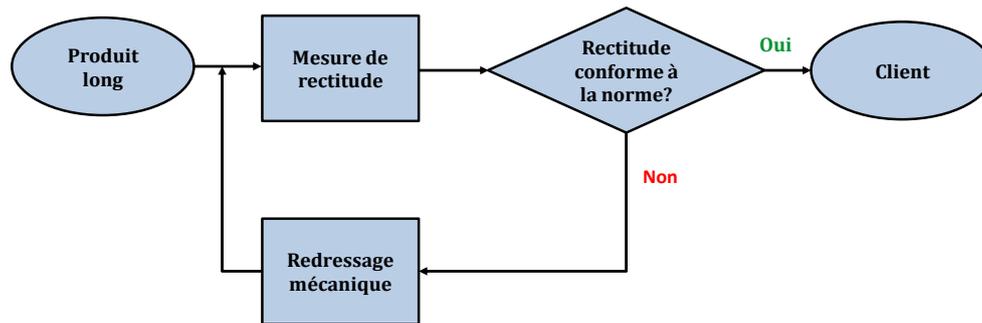


Figure 4. 1. Boucle de mesure-redressement des abouts de produits longs.

Compte tenu des exigences de plus en plus sévères sur la rectitude des produits longs d'une part et d'une volonté d'augmenter la productivité d'autre part, une optimisation du temps et une amélioration de la qualité de cette opération de redressement des abouts est souhaitée. En se basant sur le profil de rectitude mesuré, l'objectif principal de ce chapitre consiste à mettre en œuvre une méthodologie pour définir les paramètres clés du redressement (positions des outils de la presse, effort de redressement, déplacement à imposer à la machine) et venir en aide à l'opérateur pour parachever le redressement des abouts de produits longs.

## 4.2 Méthodologie de redressement semi-automatique

### 4.2.1 Problématique

Si on part du principe que la presse de redressement mécanique est équipée d'un montage de flexion 3 points comme illustré dans la figure 4. 2, le redressement d'un défaut de rectitude revient à définir un déplacement total à imposer à la presse pour corriger un défaut initial après le retour élastique.

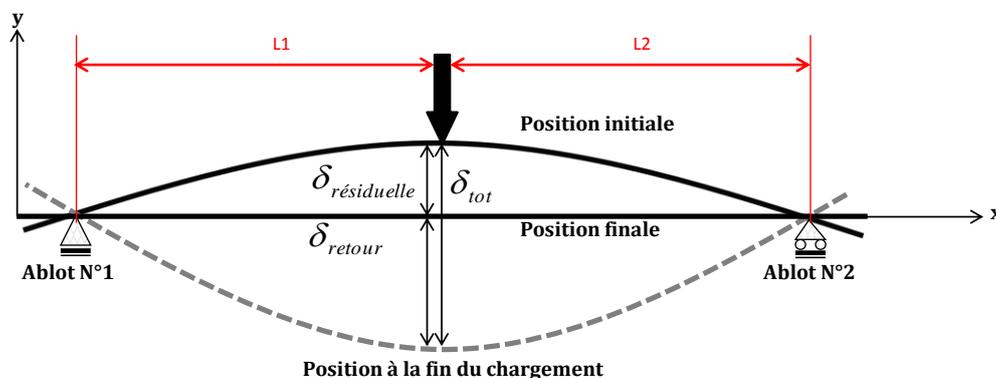


Figure 4. 2. Principe de redressement par flexion élastoplastique d'une portion du produit.

La déformation résiduelle  $\delta_{résiduelle}$  est obtenue à partir du profil de la rectitude. Le retour élastique  $\delta_{retour}$ , le déplacement total  $\delta_{tot}$  et l'écartement des ablots sont des paramètres à calculer au moyen d'un modèle mécanique de flexion dans le domaine élastoplastique. Le principe de la figure 4. 2 est applicable à un produit avec une seule courbure que l'on cherche à redresser. Cependant, dans une configuration réelle des abouts de produits longs, le profil peut avoir plusieurs ondulations qui sont réparties sur toute la longueur. L'objectif consiste à redresser le produit pour que sa rectitude intégrale rejoigne le critère imposé par la norme. Il s'agit donc de définir la chronologie selon laquelle l'opération de redressement va se dérouler tout en optimisant le temps alloué à la boucle mesure-redressement.

## 4.2.2 Développement d'une stratégie de redressement semi-automatique

### 4.2.2.1 Principe du redressement semi-automatique

La première étape 1.1 décrite dans le logigramme de la figure 4. 3 consiste à effectuer un mesurage du profil d'un produit long au moyen de deux capteurs lasers dans le plan vertical et horizontal. Pour y parvenir, deux capteurs lasers solidaires d'un support en déplacement longitudinal permettent une acquisition de mesure avec un pas prédéfini. L'étape 1.2 consiste à incrémenter un compteur pour avoir une information sur le nombre de mesures effectuées. Les étapes 1.4 jusqu'à 1.6 concernent le calcul du profil du produit et la correction des imperfections liées à la mesure. Ces étapes ont été décrites en détails dans le chapitre 2. Une étape décisionnelle après le calcul de l'amplitude du défaut de rectitude permet de valider le produit et/ou dans le cas contraire déclencher l'opération de redressement mécanique, étape 2.

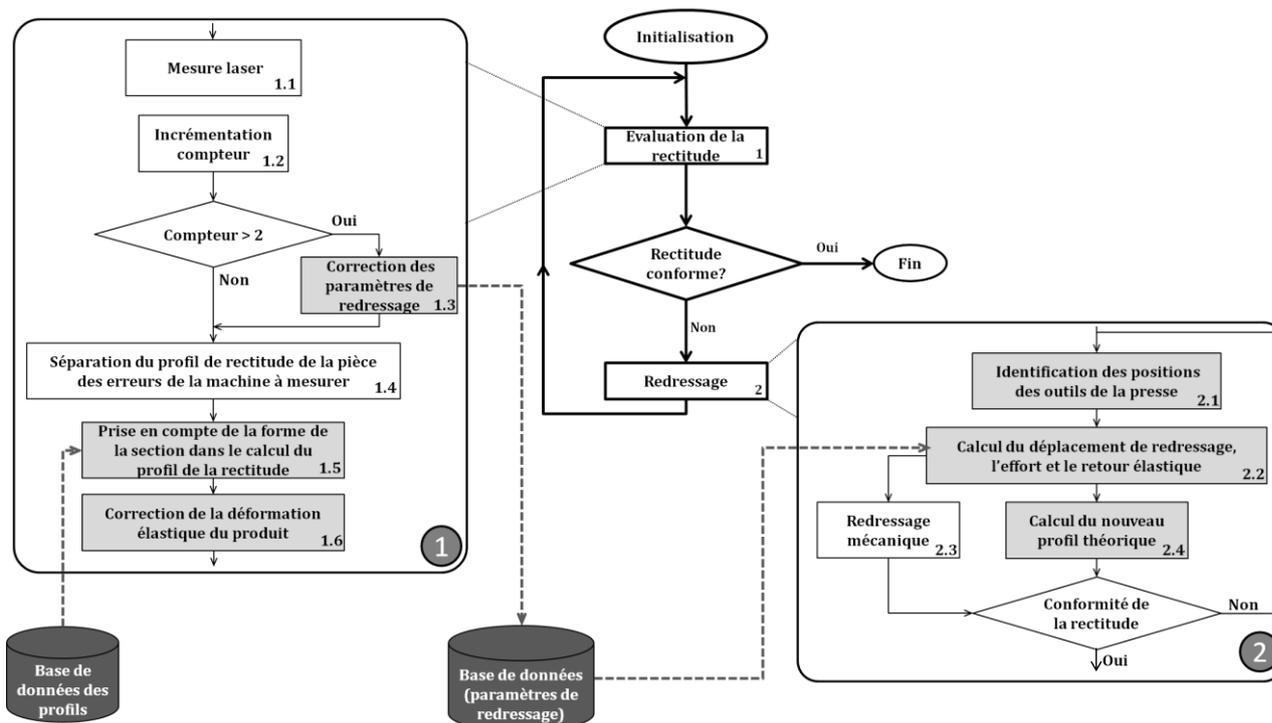


Figure 4. 3. Logigramme de redressement semi-automatique [BEL 2013].

Par ailleurs, l'amplitude du défaut de rectitude correspond à la déformation résiduelle  $\delta_{résiduelle}$  nécessaire pour le redressement du produit. Par la suite, l'étape 2.1 consiste à définir l'abscisse d'application du chargement ainsi que l'emplacement des outils supports de la presse. Une fois les

outils de la presse positionnés et l'amplitude du défaut définie, l'étape 2.2 du logigramme de redressage consiste à calculer le déplacement total à imposer à l'outil supérieur et le déplacement dû au retour élastique après la décharge. Après le paramétrage de la presse, l'about du produit long subit une flexion élastoplastique qui entraîne une déformation permanente (étape 2.3). En parallèle avec cette tâche, un calcul analytique est effectué pour prédire le nouveau profil théorique à l'issue du chargement (étape 2.4). A partir du nouveau profil théorique, un nouveau calcul du défaut de rectitude est effectué. Si la rectitude du produit rentre dans le critère prédéfini, l'opération de redressage est jugée satisfaisante, les données géométriques ainsi que les caractéristiques du matériau sont enregistrées dans une base de données pour enrichir le modèle de redressage. Dans le cas contraire, un nouveau cycle de redressage commence jusqu'à l'aboutissement à la rectitude recherchée. L'étape finale de ce procédé consiste à effectuer une dernière mesure pour valider la rectitude de l'about du produit long.

#### 4.2.2.2 Localisation de l'emplacement des outils de redressage

Dans le but d'aborder le redressage mécanique, une étape primordiale consiste à définir les positions d'application du chargement ainsi que celles des abouts de la presse (étape 2.1 dans le logigramme de redressage). Les extremums globaux de l'image du profil d'un produit long peuvent être choisis comme positions pour les outils de redressage. Par définition, ces abscisses correspondent aux abscisses où la dérivée première s'annule. Le signe de la dérivée seconde donne une idée sur le type d'extremum, maximum (bosse) au minimum (creux). Cependant, les mesures sont obtenues à partir de l'acquisition des capteurs. Les profils générés à partir de ces acquisitions sont souvent altérés par le bruit de mesure d'où la présence de nombreux extremums locaux. Pour effectuer une recherche des extremums en se basant sur le principe de l'annulation de la dérivée, un lissage par moyenne mobile sur un nombre de points suffisant pour rendre le profil exploitable est effectué. Ce traitement des mesures peut conduire à une perte d'informations, l'erreur générée est directement liée au pas de lissage. Une alternative consiste en l'utilisation du résultat de calcul de défaut de rectitude qui a été effectué précédemment (cf. chapitre 2. § 2.4). En effet, au cours du calcul du défaut de rectitude au moyen de la méthode de rotation des lignes de contrôles, les deux droites parallèles enveloppes du profil représentatif de la rectitude rentrent en contact avec ce dernier en uniquement trois points. Ces trois points représentent les extremums globaux du profil et donc les abscisses les plus favorables pour placer les outils de la presse. Ces derniers permettent de s'adapter au redressage d'une bosse ou d'un creux grâce aux deux outils réglables situés de part et d'autre du produit à redresser. Dans le cas d'une bosse c'est l'outil supérieur qui est actif, l'outil inférieur, quand à lui, se décompose en deux parties pour former les deux appuis immobiles. Pour le redressage d'un creux, c'est plutôt l'outil inférieur qui est actif quand à l'outil supérieur il forme les appuis. Les deux configurations de redressage sont décrites dans la figure 4. 4 représentative d'un montage de redressage pour rail.

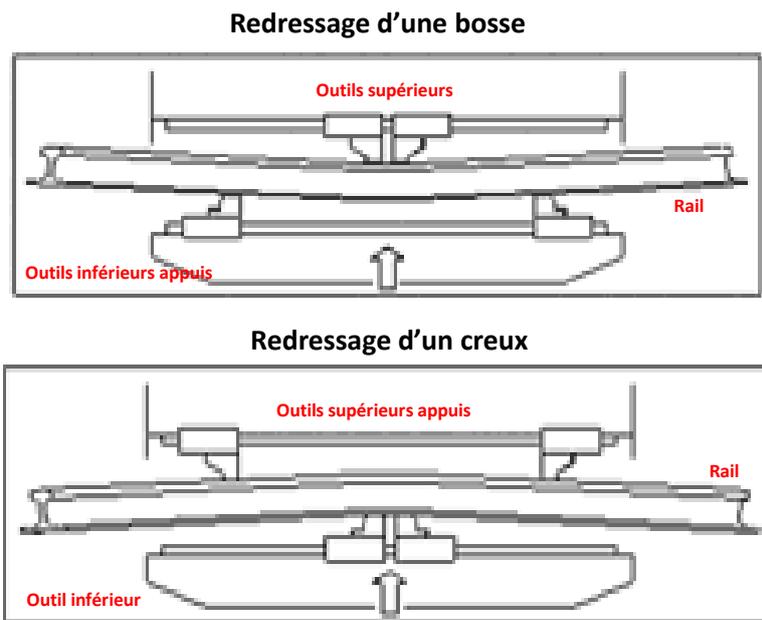


Figure 4. 4. Deux configurations de redressement d'un rail avec outils réglables (NENCKI septembre 2013).

Il existe une seconde variété de montage de redressement pour laquelle les appuis sont situés de part et d'autre du produit, ils forment des bridages qui sont compatibles avec les deux configurations de redressement (bosse ou creux) pour ce cas de figure, la presse dispose de deux outils mobiles situés de part et d'autre du produit à redresser. Pour une bosse c'est l'outil supérieur qui se déplace vers le bas alors que l'outil inférieur reste statique. Pour un creux c'est plutôt le contraire, l'outil supérieur est immobile et l'outil inférieur est actif en déplacement vers le haut. Pour les deux dispositions de redressement, les deux points situés du même côté du profil représentent ainsi les positions optimales pour placer les appuis de la presse, le troisième point correspond alors à l'emplacement de l'outil mobile de la presse, figure 4. 5. L'amplitude du défaut de rectitude correspond alors à la déformation résiduelle nécessaire au redressement du produit.

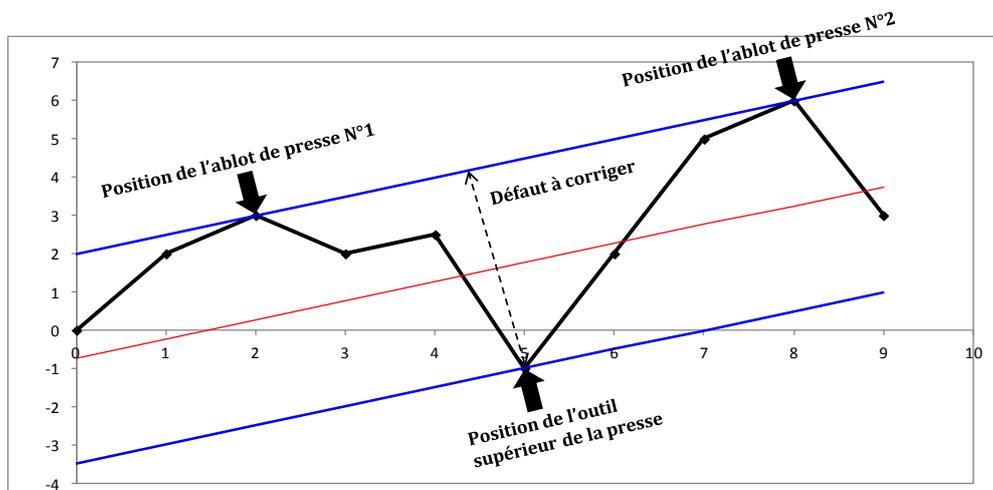


Figure 4. 5. Localisation des abscisses de redressement.

### 4.2.3 Calcul des paramètres de redressage

#### 4.2.3.1 Modélisation du redressage des sections doublement symétriques

Le redressage des abouts de produits longs peut être modélisé analytiquement par une poutre en flexion élastoplastique sur trois points. Il est convenu alors de définir le déplacement total à imposer à l'outil supérieur de la presse à partir de l'information sur la déformation résiduelle à réaliser pour corriger le défaut de rectitude. Cette tâche nécessite l'établissement du rapport entre l'effort nécessaire au redressage et le déplacement sous le point d'application du chargement. Le principe du modèle de redressage mécanique en Effort-Déplacement est décrit dans la figure 4. 6. Les entrées du modèle mécanique de redressage sont : l'amplitude du défaut de rectitude, les abscisses des outils de la presse, la contrainte limite élastique du matériau, son module de Young et la section de référence du produit. Les sorties du modèle mécanique sont l'évolution de l'effort de redressage en fonction de la course parcourue par l'outil mobile de la presse et le déplacement dû au retour élastique.

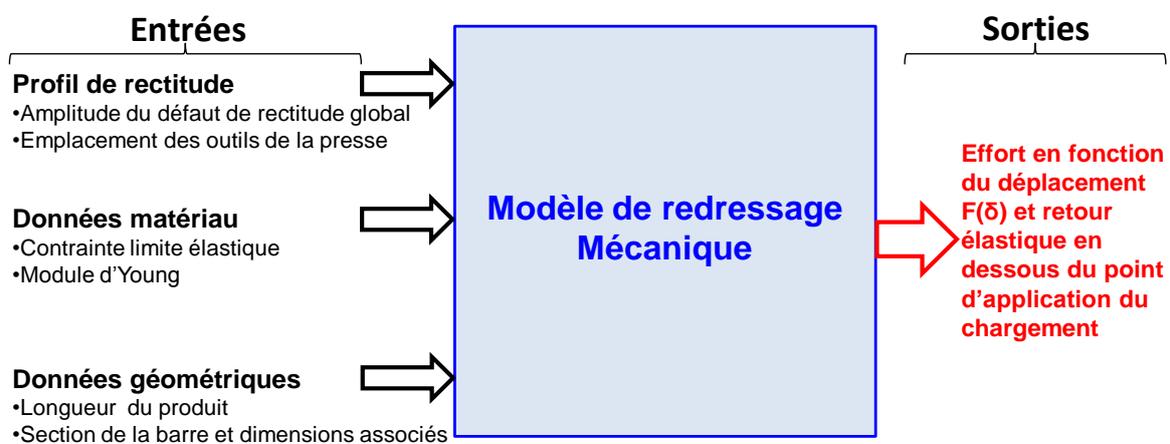


Figure 4. 6. Principe du modèle de redressage mécanique.

Soit une portion du produit long de section rectangulaire entre deux appuis et sous chargement de flexion, figure 4. 7 ; au fur et à mesure de l'augmentation de l'intensité de chargement trois cas se distinguent :

- Phase élastique pure ( $OA$ ) : la section du produit en dessous du point du chargement est totalement dans le domaine élastique. si l'intensité de chargement est relâchée le produit revient à son état initial.
- Phase élastoplastique ( $AB$ ) : la section en dessous du point du chargement entre partiellement dans le domaine plastique. Si l'intensité du chargement est relâchée on a un retour élastique ( $BC$ ) avec une déformation résiduelle.
- Phase de plastification totale ( $BE$ ) : rotule plastique en dessous du point de chargement. Toute la section en dessous du point d'application du chargement est totalement plastifiée.

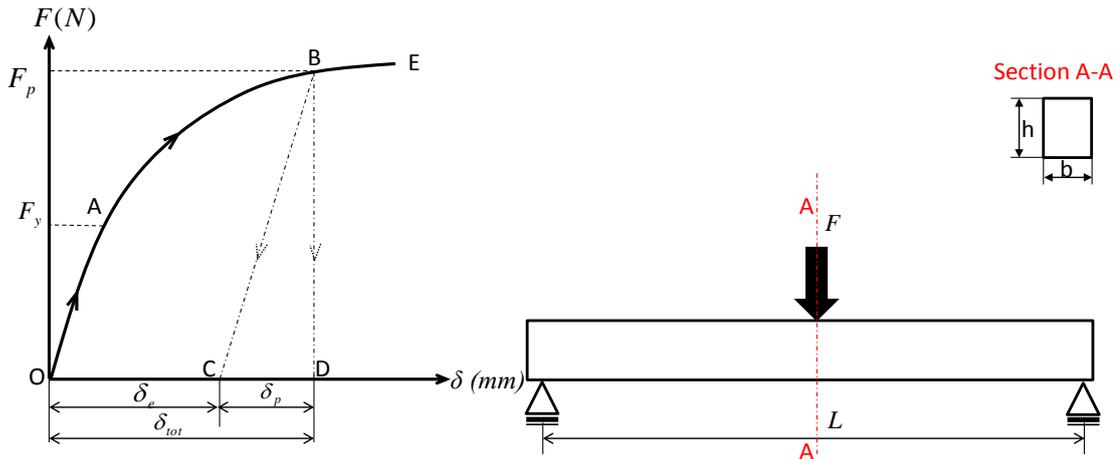


Figure 4. 7. Modélisation de la flexion élastoplastique d'une portion du produit.

Dans le cas de redressement des défauts de rectitude de faible amplitude, l'étude est plutôt focalisée sur la zone élastoplastique. Il s'agit donc de déterminer  $\delta_{tot} = f(F)$  avec :

$$\delta_{tot} = \delta_e + \delta_p \tag{4- 1}$$

$\delta_e$ , désigne le déplacement élastique et  $\delta_p$  le déplacement résiduel du point de la poutre en dessous du point du chargement. Le schéma du calcul du rapport entre l'effort de redressement et le déplacement de l'outil de la presse en dessous du point d'application du chargement est décrit dans la figure 4. 8.

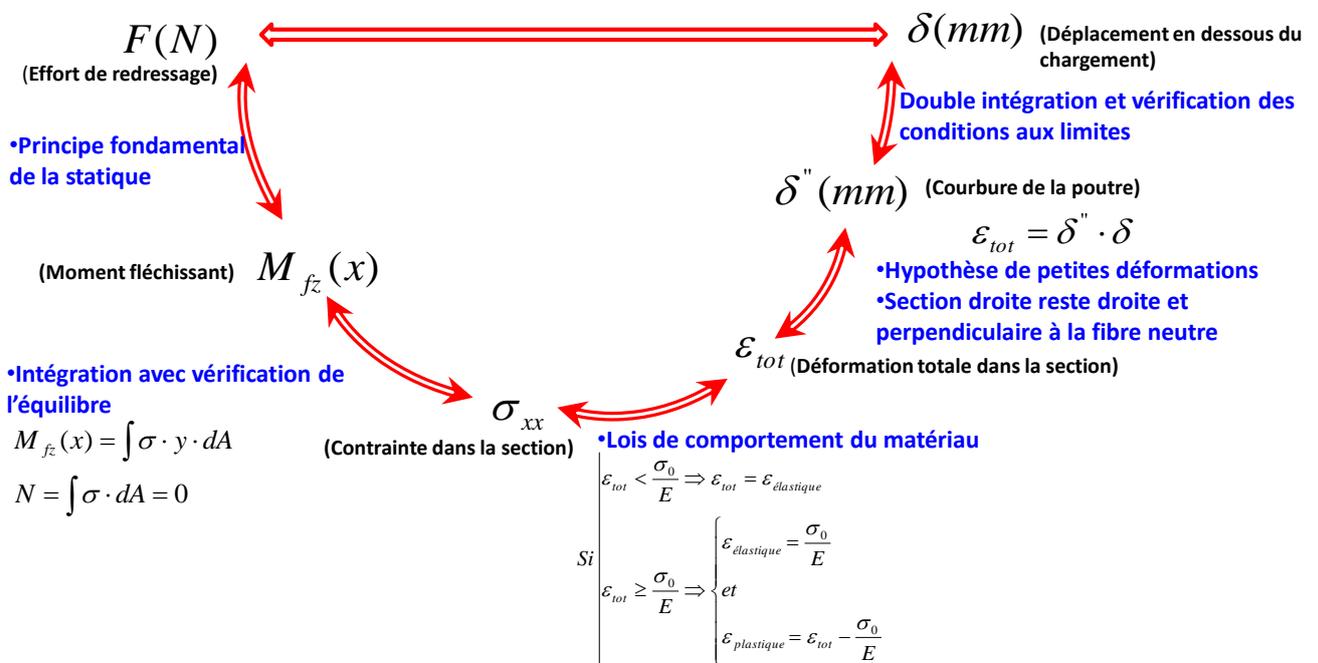


Figure 4. 8. Schéma du calcul du rapport effort-déplacement de redressement.

#### 4.2.3.1.1 Modélisation du redressement avec flexion trois points

Soit une poutre de section rectangulaire  $A$ , de longueur totale  $L$  la poutre est placée sur deux appuis simples. Une force concentrée  $F$  est appliquée à une distance  $a$  de l'extrémité, figure 4. 9; avec  $x$  et  $y$  respectivement, l'axe longitudinal et l'axe principal de la section de la poutre.

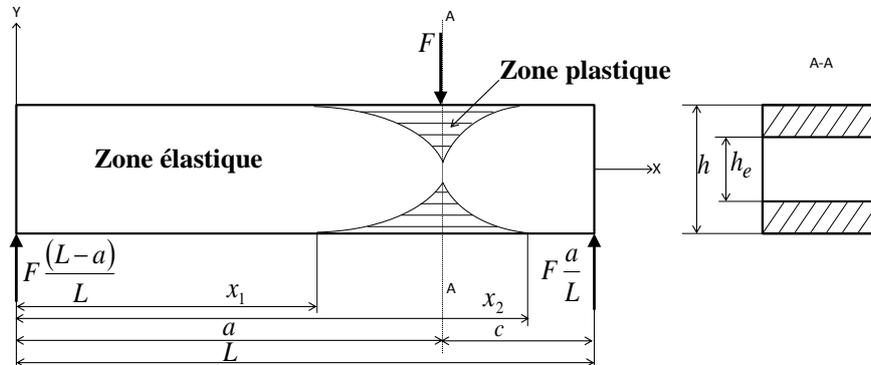


Figure 4. 9. Modélisation de la flexion élastoplastique d'une barre rectangulaire.

#### Hypothèses :

- On reste dans le cadre de petites déformations.
- Le matériau de la poutre est isotrope considéré élastique parfaitement plastique sans historique de chargement.
- Les sections normales à la ligne moyenne restent planes et normales à la ligne moyenne pendant la déformation de la poutre (L'hypothèse de Navier-Bernoulli).

Comme conséquence de l'hypothèse de Navier-Bernoulli, les composantes du tenseur des contraintes  $\sigma_{yy}$ ,  $\sigma_{zz}$  et  $\sigma_{yz}$  sont nulles. Par conséquent, la distribution de la déformation  $\varepsilon_{xx}$  et la contrainte  $\sigma_{xx}$  longitudinales sont linéaires dans le domaine élastique. La nature du chargement et l'état des contraintes dans la poutre permettent d'écrire les équations d'équilibres (4- 2). Dans le cas d'une flexion élastoplastique dans le plan  $(x, y)$ , et en considérant les hypothèses formulés ci-dessus, seul le moment fléchissant et l'effort tranchant sont différent de zéro.

$$T_z(x) = \int \sigma_{xz} dA = 0, \quad N(x) = \int \sigma_{xx} dA = 0$$

$$M_{tx}(x) = \int (\sigma_{xy}Z - \sigma_{xz}Y) dA = 0, \quad M_{fz}(x) = \int \sigma_{xx}Y dA \quad (4- 2)$$

$$M_{fy}(x) = \int \sigma_{xx}Z dA = 0, \quad T_y(x) = \int \sigma_{xy}dA = \frac{dM_{fz}(x)}{dx}$$

Pour vérifier l'équilibre de la poutre sous l'effet d'un chargement externe, la condition sur l'effort normal  $N(x)$  doit être toujours vérifiée. Pour un élément sous le point d'application du chargement la déformation longitudinale est décrite par l'équation (4- 3) avec  $R$  rayon de courbure de la section en dessous du chargement et  $Y$  la position suivant la hauteur de la section.

$$\varepsilon_{xx} = \frac{Y}{R(x)} \quad (4- 3)$$

La contrainte dans le domaine élastique est déduite à partir de l'équation du moment de flexion  $M_{fz}(x)$  et de l'expression de la déformation longitudinale.

$$\sigma_{xx} = \frac{M_{fz}(x)}{I_{GZ}(x)} Y \tag{4-4}$$

Dans cette expression  $I_{GZ}(x)$  désigne le moment quadratique de la section de la poutre.

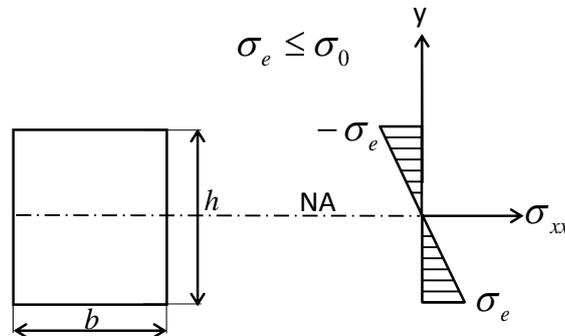


Figure 4. 10. Distribution de la contrainte longitudinale dans le domaine élastique.

Juste avant de rentrer dans le domaine plastique, figure 4. 10, le moment de flexion à la limite de l'élasticité s'écrit sous la forme de l'équation (4- 5).

$$M_{fz(y)} = \frac{\sigma_0 I_{GZ}}{Y_{max}} \tag{4-5}$$

Pour la section rectangulaire de la poutre,  $I_{GZ} = \frac{bh^3}{12}$  et  $Y_{max} = \pm \frac{h}{2}$  le moment de flexion à la limite de l'élasticité s'écrit sous la forme de (4- 6).

$$M_{fz(y)} = \frac{\sigma_0 b h^2}{6} \tag{4-6}$$

Au-delà de cette valeur du moment élastique de flexion, la section de la poutre d'abscisse  $x_1 \leq x \leq x_2$  rentre dans le domaine plastique, figure 4. 11.

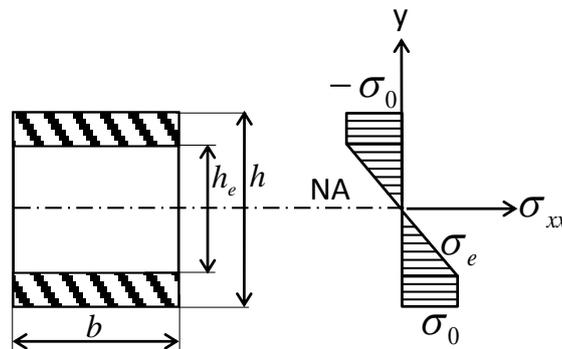


Figure 4. 11. Distribution de la contrainte longitudinale dans le domaine élastoplastique.

Le moment de flexion dans cette zone dépend de la hauteur totale de la section  $h$  et de la hauteur élastique  $h_e(x)$ . Il est la somme d'un moment élastique auquel se rajoute un moment plastique comme décrit dans (4- 7).

$$M_{fz(tot)}(x) = M_{fz(y)}(x) + M_{fz(p)}(x) \quad (4- 7)$$

$$M_{fz(tot)}(x) = \left( 2 \frac{\sigma_0}{2} b \frac{h_e(x)}{2} \frac{2}{3} \frac{h_e(x)}{2} \right) + \left( 2\sigma_0 b \frac{(h - h_e(x))}{2} \frac{1}{2} \left( \frac{h}{2} + \frac{h_e(x)}{2} \right) \right) \quad (4- 8)$$

$$M_{fz(tot)}(x) = \sigma_0 b \frac{h^2}{12} \left( 3 - \left( \frac{h_e(x)}{h} \right)^2 \right) \quad (4- 9)$$

En substituant (4- 6) dans (4- 9) le moment total de flexion peut être écrit en fonction du moment limite élastique.

$$M_{fz(tot)}(x) = M_{fz(y)} \left( \frac{3}{2} - \frac{1}{2} \left( \frac{h_e(x)}{h} \right)^2 \right) \quad (4- 10)$$

Soit  $a$  la distance entre le point d'appui gauche de la poutre et le point d'application de l'effort. Avec un chargement non centré, selon l'emplacement de l'effort par rapport au centre de la poutre à redresser (avant ou après  $L/2$ ) deux cas pour le calcul des paramètres de redressement se distinguent.

Pour chaque cas, les paramètres de redressement sont synthétisés dans les systèmes d'équations (4- 11) et (4- 12). Dans ces expressions, le paramètre  $\tau$  désigne le coefficient d'évolution de l'effort de redressement dans le domaine élastoplastique. Ce paramètre dépend de la forme de la section de référence. Pour une section rectangulaire dans le domaine élastoplastique  $1 \leq \tau \leq 1,5$ . Le calcul de ce coefficient ainsi que la prédiction des paramètres de redressement sont décrits plus en détails en Annexe A.

- L'effort de redressement est situé à une longueur  $a \leq \frac{L}{2}$

$$\delta_{tot} = \delta_e + \delta_p$$

$$\delta_e = \frac{M_{fz(y)}}{3 E I_{GZ}} a^2 \tau$$

$$\delta_p = -\frac{a^2 M_{fz(y)}}{3 E I_{GZ} \tau^2} \left( -5 + (3 + \tau) \sqrt{3 - 2\tau} \right) \quad (4- 11)$$

$$M_{fz(y)} = \frac{\sigma_0 b h^2}{6}$$

$$F = \tau \frac{M_{fz(y)}}{\left( a - \frac{a^2}{L} \right)} \text{ avec } 1 \leq \tau \leq 1.5$$

- L'effort de redressement est situé à une longueur  $a \geq \frac{L}{2}$

$$\delta_{tot} = \delta_e + \delta_p$$

$$\delta_e = \frac{M_{fz(y)}}{3 E I_{GZ}} c^2 \tau$$

$$\delta_p = -\frac{c^2 M_{fz(y)} (-3 + 2\tau)}{3 E I_{GZ} \tau^2} (-5 + (3 + \tau) \sqrt{3 - 2\tau}) \quad (4-12)$$

$$M_{fz(y)} = \frac{\sigma_0 b h^2}{6}$$

$$F = \tau \frac{M_{fz(y)}}{\left(a - \frac{a^2}{L}\right)} \text{ avec } 1 \leq \tau \leq 1.5$$

La modélisation précédente a été appliquée sur une poutre rectangulaire dont les caractéristiques géométriques sont les suivantes  $b = h = 12 \text{ mm}$ ,  $L = 500 \text{ mm}$ ,  $a = 250 \text{ mm}$ . Le matériau de la barre est un acier de module de Young  $E = 210000 \text{ MPa}$  et de contrainte limite élastique  $\sigma_0 = 350 \text{ MPa}$ . L'évolution de l'effort de redressement en fonction du déplacement de la poutre au niveau du point d'application du chargement est décrite dans la figure 4. 12.

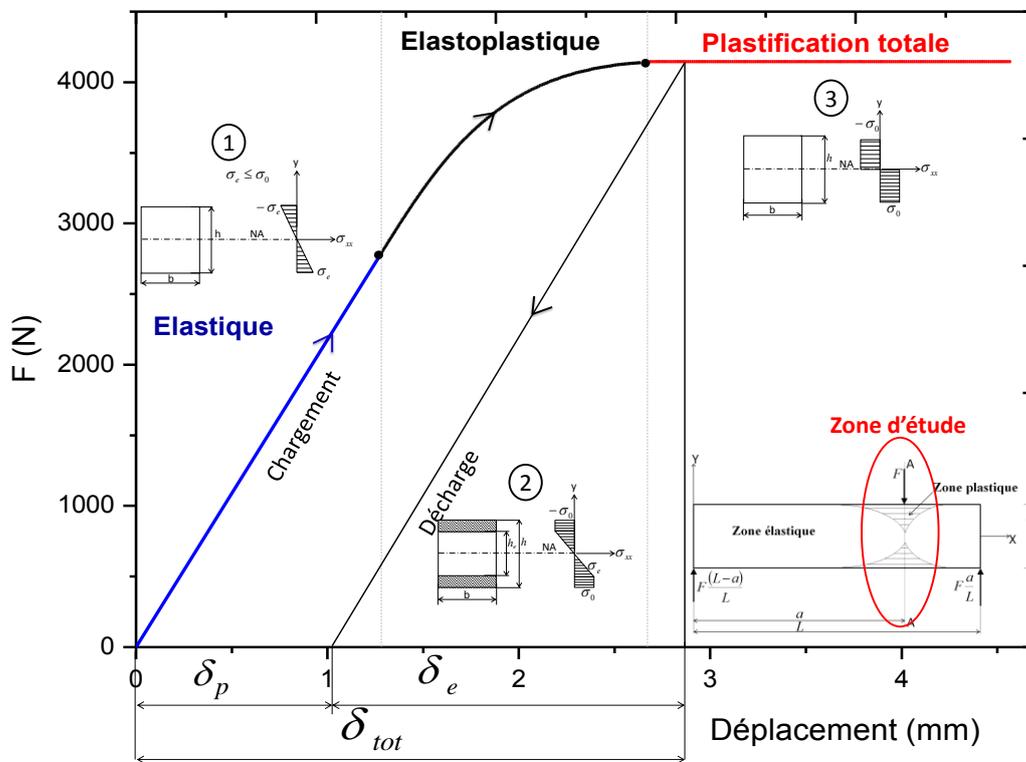


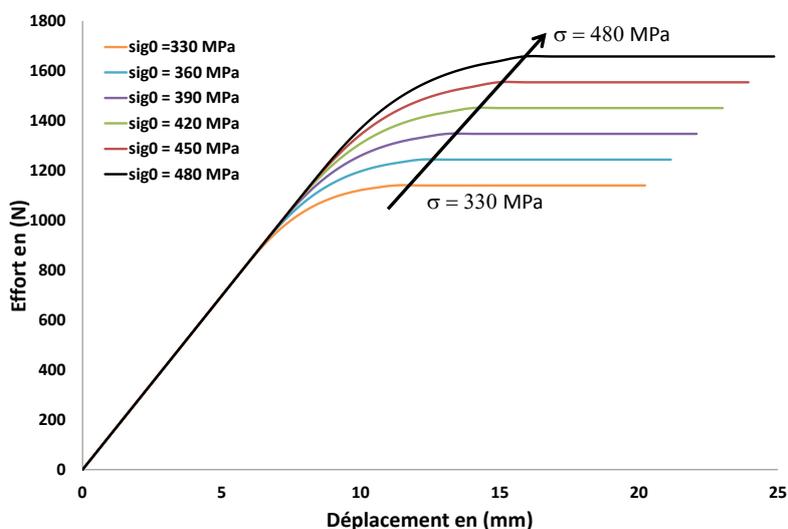
Figure 4. 12. Évolution de l'effort du redressement en fonction du déplacement.

Dans l'exemple décrit ci-dessus le redressement d'un produit avec un défaut de rectitude de 1 mm nécessite un déplacement total de 2,8 mm pour un effort maximal de 4200 N. Une étude paramétrique a été réalisée pour vérifier l'impact des paramètres d'entrées du modèle de redressement sur les prédictions en termes de courbes de redressement. Dans un premier temps, seule la contrainte limite élastique du matériau est variable, les autres paramètres ont été fixés, tableau 4. 1.

Paramètres d'entrée du modèle de redressement mécanique	Variable/Fixe	Plage de variation
Longueur entre ablots	Fixe L = 500 mm	-
Abscisse relatif au point d'application du chargement	Fixe (a = 250 mm)	-
Contrainte limite élastique du matériau	Variable	De 330 à 480 MPa

**Tableau 4. 1. Variation de la contrainte limite élastique du matériau.**

Pour différents matériaux (*différentes valeurs de la contrainte limite élastique du matériau*), l'évolution de l'effort de redressement en fonction de la course parcourue par l'outil de presse est décrite dans la figure 4. 13. Dans le domaine élastique, les courbes ont la même pente lors du chargement, avec l'augmentation de la contrainte limite élastique du matériau, l'effort nécessaire pour déformer plastiquement le produit augmente, de même pour la course de redressement. Pour un matériau avec une contrainte limite élastique  $\sigma_0 = 330 \text{ MPa}$ , la barre décrite précédemment commence à rentrer dans le domaine plastique à partir d'un effort  $F = 800 \text{ N}$ . Avec l'augmentation de la contrainte limite élastique  $\sigma_0 = 480 \text{ MPa}$ , l'intensité de l'effort nécessaire pour entraîner la barre dans le domaine plastique est  $F = 1200 \text{ N}$ .



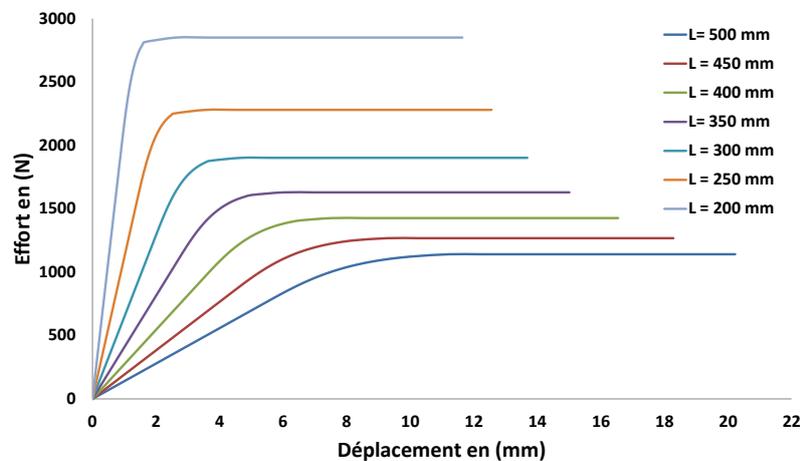
**Figure 4. 13. Évolution de l'effort en fonction de la course de redressement pour différentes contraintes limite élastique du matériau.**

Dans un second temps, le calcul des paramètres de redressement a été effectué pour différentes distances entre les ablots, les autres paramètres ont été fixés. Une synthèse des paramètres d'entrées du modèle de redressement est décrite dans le tableau 4. 2.

Paramètres d'entrée du modèle de redressement mécanique	Variable/Fixe	Plage de variation
Longueur entre ablots	Variable	200 à 500 mm
Abscisse relatif au point d'application du chargement	Fixe ( $a = L/2$ mm)	-
Contrainte limite élastique du matériau	Fixe à 330 MPa	-

**Tableau 4. 2. Variation de la longueur entre ablots.**

Avec l'augmentation de la longueur entre les appuis, l'intensité de l'effort de redressement diminue. Pour différentes distances entre appuis de la poutre décrite précédemment, l'évolution de l'effort en fonction du déplacement en dessous du point d'application du chargement est décrite dans la figure 4. 14. Cette variation de longueur entre appuis a pour conséquence la modification de la pente des courbes Effort-Déplacement.



**Figure 4. 14. Courbes de redressement pour différentes longueurs entre appuis.**

Un autre facteur influant directement sur l'intensité de l'effort est la position de l'outil d'application du chargement. Le calcul des paramètres de redressement a été effectué pour différentes abscisses du point d'application du chargement, les autres paramètres ont été fixés, tableau 4. 3.

Paramètres d'entrée du modèle de redressement mécanique	Variable/Fixe	Plage de variation
Longueur entre ablots	Fixe à $L = 500$ mm	-
Abscisse relatif au point d'application du chargement	Variable	Varie de 175 à 350 mm
Contrainte limite élastique du matériau	Fixe à 330 MPa	-

**Tableau 4. 3. Variation de l'abscisse du point d'application du chargement.**

Pour différentes positions de l'effort dans la longueur, le minimum d'effort de redressement est appliqué au centre de la section, figure 4. 15. En s'approchant des points supports, le redressement de la barre nécessite une intensité d'effort plus importante.

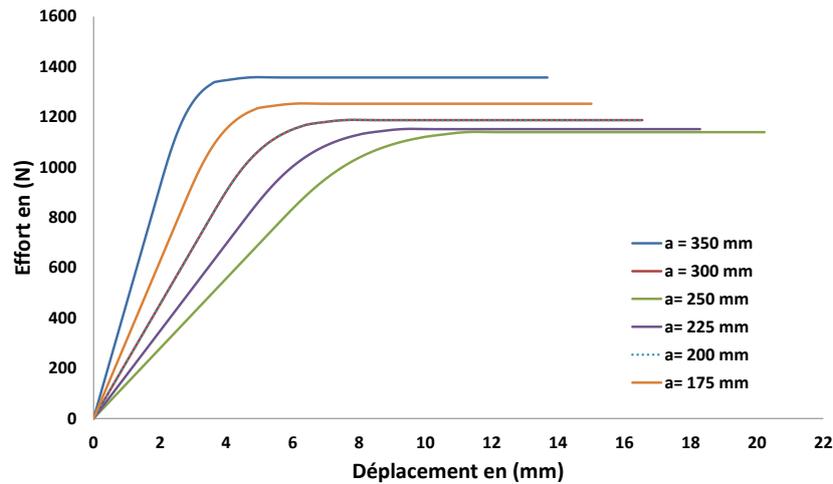


Figure 4. 15. Effort-déplacement pour différentes abscisses du chargement.

Toutefois avec l'augmentation de l'intensité du chargement, au niveau du contact entre le produit et l'outil supérieur de la presse, une plastification locale peut avoir lieu. Cette plastification dépend de la géométrie de l'outil de presse et de la nature de la surface de contact. Pour un outil cylindrique en contact avec une barre de section rectangulaire la zone de contact initiale est une droite. Avec l'augmentation du chargement cette zone s'étale et devient un rectangle, les dimensions de cette zone sont déterminées par la théorie de contact de Hertz, figure 4. 16.

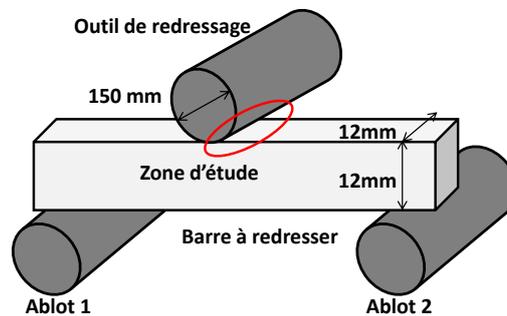


Figure 4. 16. Zone de contact entre l'outil supérieur et la barre à redresser.

L'étalement de la zone de contact et l'évolution de la pression maximale peuvent être déterminés par les équations (4- 13) et (4- 14), avec  $E_1$  et  $E_2$  respectivement le module de Young du matériau de l'outil supérieur et de la barre,  $d_1$  le diamètre de l'outil,  $b_1$  la largeur de la zone de contact et  $P$  l'effort linéaire en N/mm.

$$b_1 = 2,15 \sqrt{\frac{P}{2} d_1 \left( \frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)} \quad (4- 13)$$

$$P_{max} = 0,59 \sqrt{2 P \frac{1}{d_1} \left( \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2} \right)} \quad (4- 14)$$

L'étalement de la zone de plastification locale en dessous de l'outil d'application du chargement est décrit dans la figure 4. 17.

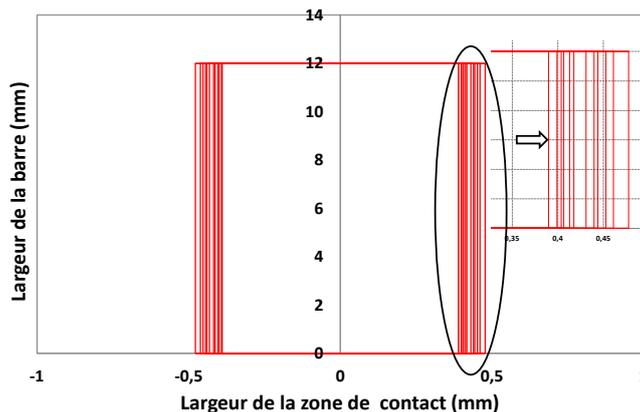


Figure 4. 17. Évolution de la surface de contact de Hertz.

Au cours du chargement, si l'effort dépasse un certain seuil, une plastification locale a lieu en dessous de l'outil d'application du chargement. Pour la poutre étudiée de section  $12 \times 12 \text{ mm}$  et un matériau de limite élastique  $380 \text{ MPa}$ , avec un outil supérieur de diamètre  $150 \text{ mm}$  l'effort maximal à ne pas dépasser est de l'ordre de  $2781 \text{ N}$ , figure 4. 18. Au delà de cette intensité d'effort, la pression de contact peut entraîner un dépassement de la limite élastique du matériau de la barre, comme conséquence l'empreinte de l'outil restera gravée dans le produit à redresser et forme ainsi un défaut local.

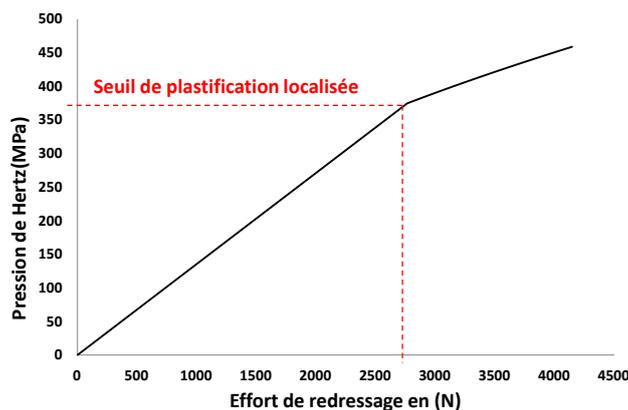


Figure 4. 18. Évolution de la pression de Hertz en fonction de l'effort de redressement.

Dans certains contextes du redressement, le rayon de courbure du profil représentatif de la rectitude du produit est important. Le redressement de ce type de produit par le biais d'un montage de flexion trois points, peut entraîner une rotule plastique locale accompagnée d'une concentration de contrainte en dessous du point d'application du chargement. Dans le but de redresser des produits à large rayon de courbure, un montage de redressement par flexion quatre points est proposé.

#### 4.2.3.1.2 Modélisation du redressement avec flexion quatre points

Le principe consiste à répartir la charge concentrée du montage de flexion trois points en deux efforts distants d'une distance  $b'$  avec une intensité égale pour chacun d'eux comme indiqué dans la figure 4. 19. Ainsi quand  $b'$  tend vers 0 on retrouve le cas de flexion trois points. Le choix optimal de la distance  $b'$  a été identifié par A.N. Gergess *et al* [GER 2008] comme étant le tiers de la distance totale  $b' = \frac{L}{3}$ . Les auteurs utilisent un montage de flexion quatre points pour le cintrage des poutres en

grandes déformations. Dans le contexte du redressement des abouts des produits longs, la modélisation doit être faite dans le cadre de petites déformations.

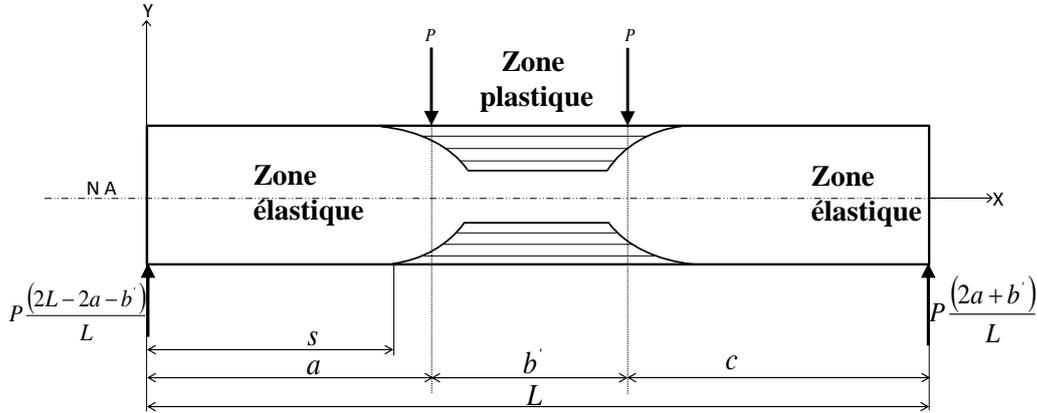


Figure 4. 19. Modélisation du redressement avec flexion quatre points.

Pour une modélisation avec deux efforts, l'étude se décompose en trois parties, le moment de flexion est différent dans chaque zone :

- Zone 1 :  $x \in [0, a]$

$$M_{fz} = \frac{P x}{L} (2L - 2a - b') \quad (4-15)$$

- Zone 2 :  $x \in [a, a + b']$

$$M_{fz} = \frac{P}{L} (a(L - 2x) + x(L - b')) \quad (4-16)$$

- Zone 3 :  $x \in [a + b', L]$

$$M_{fz} = \frac{P}{L} (2a + b')(L - x) \quad (4-17)$$

La déformation élastique du rail sous les points d'application du chargement est calculée par une double intégration de l'équation différentielle de la courbure dans chaque zone.

$$\delta''(x) = \frac{M_{fz}(x)}{E I_{GZ}} \quad (4-18)$$

Pour  $x \in [0, a]$

$$\delta_1 = \frac{P x^3}{6 E I_{GZ} L} (2L - 2a - b') + c_1 x + c_2 \quad (4-19)$$

Pour  $x \in [a, a + b]$

$$\delta_2 = \frac{P}{6 E I_{GZ}} \left( \frac{x^3}{L} (2L - 2a - b') + (a - x)^3 \right) + c_3 x + c_4 \quad (4-20)$$

Pour  $x \in [a + b', L]$

$$\delta_3 = \frac{P (2a + b')}{6 E I_{GZ} L} (L - x)^3 + c_5 x + c_6 \quad (4-21)$$

Les constantes d'intégration  $c_1, c_2, c_3, c_4, c_5$  et  $c_6$  sont déterminées en fonction des conditions aux limites décrites dans (4-22).

$$\delta(0) = 0$$

$$\delta(L) = 0$$

$$\delta_1'(a) = \delta_2'(a) \tag{4- 22}$$

$$\delta_1(a) = \delta_2(a)$$

$$\delta_2'(a + b') = \delta_3'(a + b')$$

$$\delta_2(a + b') = \delta_3(a + b')$$

Après vérification des conditions aux limites par les équations (4- 19), (4- 20) et (4- 21) les expressions analytiques des constantes sont déduites :

$$C_1 = - \frac{(a^2 b' P + 2 a b'^2 P + 2 a^2 c P + 6 a b' c P + b'^2 c P + 4 a c^2 P + 2 b' c^2 P)}{6 L E_y I_{GZ}}$$

$$C_2 = 0$$

$$C_3 = - \frac{(a^2 b' P + 2 a b'^2 P + 2 a^2 c P + 6 a b' c P + b'^2 c P + 4 a c^2 P + 2 b' c^2 P)}{6 L E_y I_{GZ}} \tag{4- 23}$$

$$C_4 = 0$$

$$C_5 = - \frac{(-2 a^2 b' P - a b'^2 P - 4 a^2 c P - 6 a b' c P - 2 b'^2 c P - 2 a c^2 P - b' c^2 P)}{6 L E_y I_{GZ}}$$

$$C_6 = -C_5 L$$

Dans le cas où les deux efforts sont centrés par rapport aux ablots, le moment fléchissant dans le cas d'une flexion quatre points présente une zone à valeur constante entre les deux points d'application du chargement. Contrairement à la flexion trois points, le moment de flexion à une singularité au centre, figure 4. 20. Cette zone à moment fléchissant constant permet d'éviter une concentration de contrainte sous le point d'application du chargement, elle sera plastifiée simultanément lors du redressement.

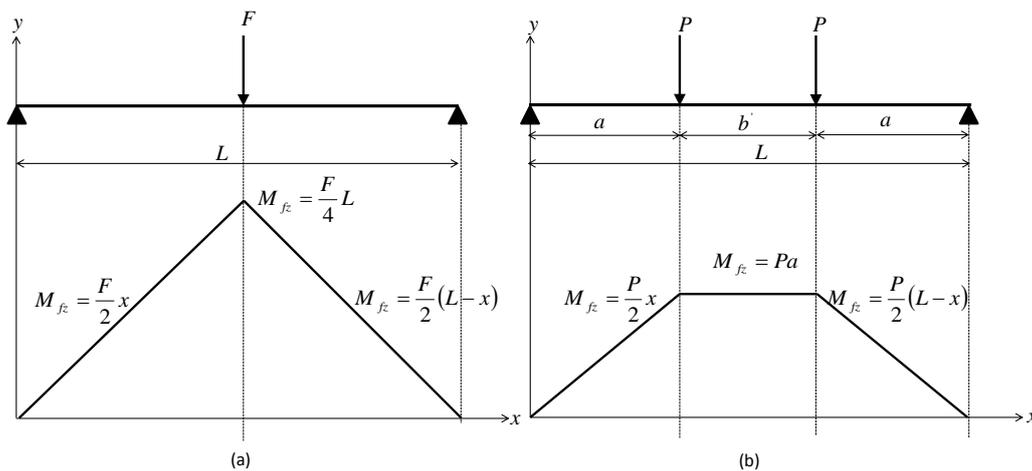


Figure 4. 20. Moment fléchissant, (a) flexion trois points, (b) flexion quatre points.

Pour le calcul de l'effort et du déplacement de redressement le même raisonnement (flexion 3 points dans le domaine élastoplastique) a été adopté. L'expression de l'effort et de la course de redressement sont décrits dans (4- 24).

$$F_y = \frac{2 M_{fz(y)} L}{a (2L - 2a - b')}$$

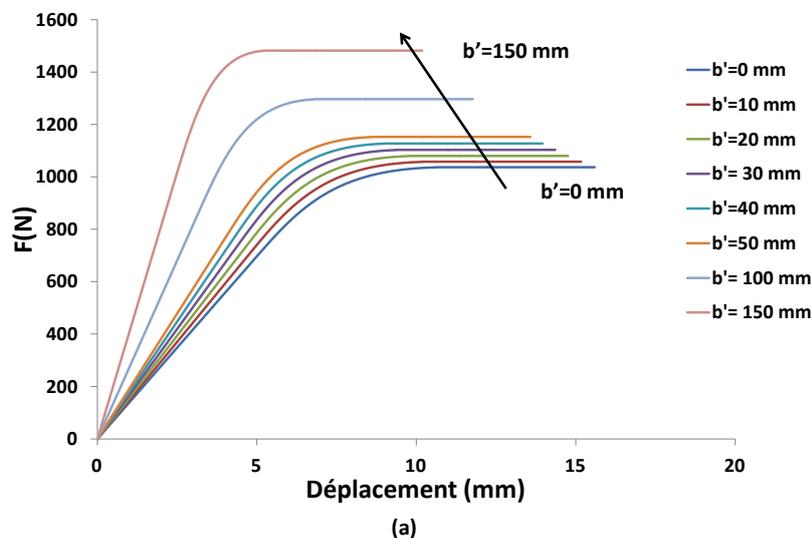
$$F = \tau \frac{2 M_{fz(y)} L}{a (2L - 2a - b')} \text{ avec } P = \frac{F}{2} \text{ et } 1 \leq \tau \leq 1.5$$

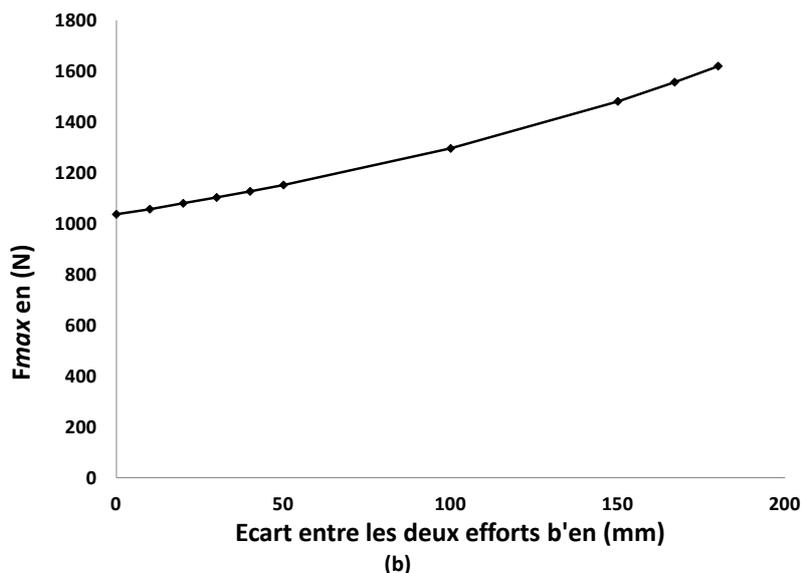
$$\delta_{tot} = \delta_e + \delta_p \quad (4-24)$$

$$\delta_e = \frac{P a^3}{6 E I_{GZ} L} (2L - 2a - b') + c_1 x$$

$$\delta_p = \frac{M_{fz(y)} a^2}{3 E I_{GZ} \tau^2} \left( 5 - (3 + \tau) \sqrt{(3 - 2\tau)} \right)$$

Soit une poutre de section rectangulaire  $12 \times 12 \text{ mm}$ , de longueur  $L = 500 \text{ mm}$  avec  $a, b'$  et  $c$  variables. La poutre est en acier de Module de Young  $E = 210000 \text{ MPa}$  et dont la contrainte limite élastique  $\sigma_0 = 300 \text{ MPa}$ . Pour une distance entre les efforts  $b' = 0$  l'évolution de l'effort de redressage en fonction du déplacement est identique au cas de redressage avec un seul effort centré. Pour la même poutre, en faisant varier la distance  $b'$  entre les deux points d'application du chargement, l'intensité de l'effort de redressage augmente, figure 4. 21 (a). Pour le déplacement de redressage, l'augmentation de la distance  $b'$  entraîne une diminution de la course de l'outil principalement générée par un changement de la pente au niveau des courbes Effort-Déplacement. Pour une même course de redressage, comparé à une configuration trois points, avec un redressage à quatre points, la zone plastifiée est plus grande, il y'a probablement plus de travail plastique ce qui nécessite plus d'effort.





**Figure 4. 21. (a) évolution de l'effort de redressage en fonction du déplacement pour différentes distances entre chargement, (b) évolution de l'effort en fonction de la distance entre les deux points d'application du chargement.**

Avec l'augmentation de la distance  $b'$  entre les deux points d'application du chargement, l'intensité de l'effort maximal généré par le vérin de la presse s'accroît, ainsi pour la poutre étudiée de longueur  $L = 500 \text{ mm}$ , une distance  $b' = \frac{L}{3}$ , l'intensité maximale de l'effort est  $F = 1556 \text{ N}$ , cet effort est réparti sur deux chargements symétriques d'intensité égale, figure 4. 21 (b). Sous l'effet du chargement en flexion la poutre se déforme dans un premier temps élastiquement. Au niveau des appuis, la poutre subit une rotation de section. Le calcul de la flèche résiduelle et de la rotation de la section au niveau des appuis permettent de prédire la forme du nouveau profil théorique.

#### 4.2.3.2 Calcul du nouveau profil théorique

La prédiction du nouveau profil du produit évite un mesurage supplémentaire après chaque pas de redressage. Dans ce paragraphe l'accent sera porté sur le calcul du nouveau profil théorique après flexion élastoplastique. Le principe est appliqué sur un redressage avec un montage de flexion trois points similaire à la configuration actuel de redressage des abouts de rail, le même principe est applicable pour le cas de flexion quatre points. Sous l'effet de l'effort exercé par l'outil supérieur sur la poutre deux zones de déformation apparaissent, une première zone de déformation élastique qui évolue de l'appui gauche jusqu'à l'abscisse  $x_1$  et de l'abscisse  $x_2$  jusqu'au deuxième appui. Une deuxième zone entre les abscisses  $x_1$  et  $x_2$  pour laquelle la poutre acquiert une déformation élastoplastique, figure 4. 22. Les abscisses  $x_1$  et  $x_2$  sont déterminées à partir du diagramme du moment fléchissant, leurs expressions sont définies par (4- 25) et (4- 26). Ainsi, la portion de la poutre pour laquelle le moment dépasse le moment limite élastique  $M_{fz(y)}$  est dans le domaine élastoplastique.

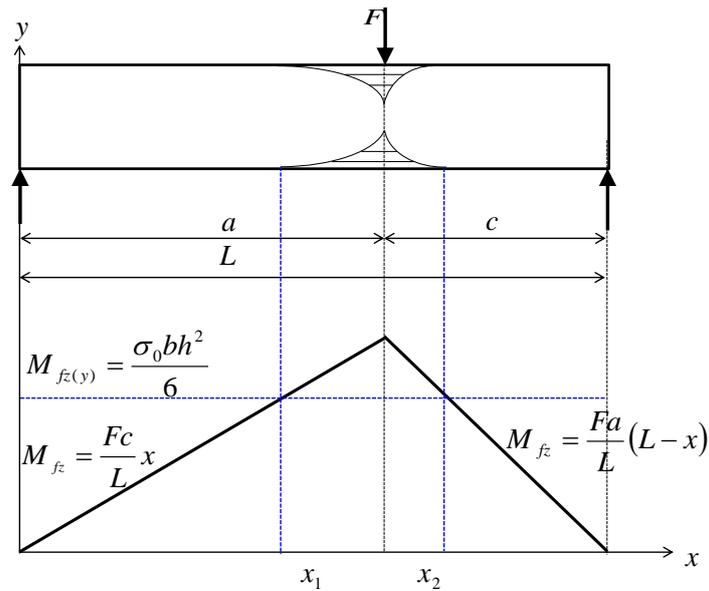


Figure 4. 22. Limites de la zone élastoplastique.

$$x_1 = a \frac{M_{fz(y)}}{M_{fz(a)}} \tag{4- 25}$$

$$x_2 = L - c \frac{M_{fz(y)}}{M_{fz(a)}} \tag{4- 26}$$

Pour un matériau élastique parfaitement plastique, la répartition de la contrainte et de la déformation en dessous du point d'application du chargement est décrite dans la figure 4. 23. La déformation totale  $\varepsilon_t$  se décompose en une déformation élastique  $\varepsilon_e$  et une déformation plastique  $\varepsilon_p$ . Le rapport entre la déformation totale et la courbure locale  $\frac{d^2y(x)}{d^2x}$  est décrit par (4- 27).

$$\varepsilon_t = \frac{d^2y(x)}{d^2x} y \text{ avec } \frac{d^2y(x)}{d^2x} = \frac{1}{R} = k \tag{4- 27}$$

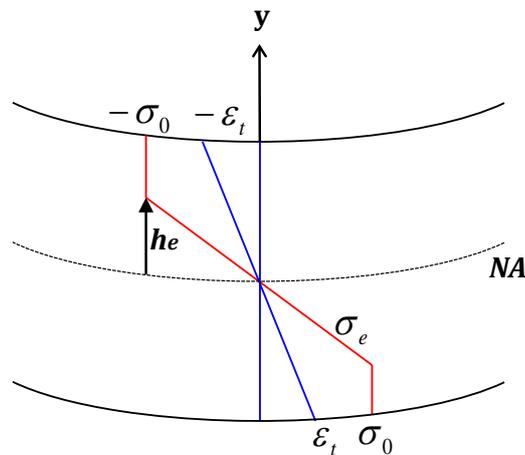


Figure 4. 23. Distribution de la contrainte longitudinale et de la déformation totale associée dans la section de la poutre.

Ainsi la répartition de la déformation dans l'épaisseur est la suivante :

$$\varepsilon_t = \varepsilon_e + \varepsilon_p$$

$$\text{Pour } 0 \leq y \leq h_e, \varepsilon_e = -\frac{\sigma_0 y}{E h_e} \text{ et } \varepsilon_p = 0 \quad (4-28)$$

$$\text{Pour } h_e \leq y \leq \frac{h}{2}, \varepsilon_e = -\frac{\sigma_0}{E} \text{ et } \varepsilon_p = -\frac{d^2 y(x)}{d^2 x} y + \frac{\sigma_0}{E}$$

Le moment de flexion dans la section droite de la poutre est défini par (4-29).

$$M_{fz}(x) = 2 \int_0^{h_e} \frac{\sigma_0 b}{h_e} y^2 dy + 2 \int_{h_e}^{\frac{h}{2}} \sigma_0 b y dy = \sigma_0 b \left( \frac{h^2}{4} - \frac{h_e^2}{3} \right) \quad (4-29)$$

L'évolution de la plastification dans l'épaisseur de la poutre dépend de la position dans la longueur. Elle est ainsi définie en fonction de la position dans la longueur par (4-30).

$$h_e(x) = \sqrt{3 \left( -\frac{M_{fz}(x)}{\sigma_0 b} + \frac{h^2}{4} \right)} \quad (4-30)$$

La flèche élastoplastique est calculée en intégrant deux fois l'équation différentielle de la courbure. Dans le cas d'une section carrée et pour un matériau élastique parfaitement plastique la flèche s'écrit :

$$x \in [0, x_1] \text{ et } x \in [x_2, L] \quad \text{La flèche est élastique avec } y''(x) = \frac{M_{fz}}{EI_{GZ}} \quad (4-31)$$

$$x \in [x_1, x_2] \quad \text{La flèche est plastique avec } y''(x) = \frac{\sigma_0}{E} \frac{1}{h_e}$$

Avec  $p$  l'épaisseur de la zone plastique qui dépend de l'expression du moment de flexion autour de l'axe  $z$  :

$$h_e(x) = \sqrt{3 \left( -\frac{M_{fz}(x)}{\sigma_0 b} + \frac{h^2}{4} \right)} \quad \text{avec } \begin{cases} M_{fz} = F \frac{c}{L} x & \text{à gauche du chargement} \\ M_{fz} = Fa \frac{(L-x)}{L} & \text{à droite du chargement} \end{cases} \quad (4-32)$$

Les constantes d'intégrations sont calculées à partir des conditions aux limites et de continuité décrites dans (4-33).

$$\begin{cases} y(0) = 0 \\ y(L) = 0 \\ y'_{gauche}(x_1) = y'_{droite}(x_1) \\ y_{gauche}(x_1) = y_{droite}(x_1) \end{cases} \begin{cases} y'_{gauche}(x_2) = y_{droite}(x_2) \\ y_{gauche}(x_2) = y_{droite}(x_2) \\ y'_{gauche}(l) = y'_{droite}(l) \\ y_{gauche}(l) = y_{droite}(l) \end{cases} \quad (4-33)$$

Soit une poutre droite (sans défaut de rectitude initial) de section carrée  $12 \times 12 \text{ mm}$ , de longueur  $L = 500 \text{ mm}$ , de module de Young  $E = 210000 \text{ MPa}$ , une contrainte limite élastique  $\sigma_0 = 350 \text{ MPa}$ , pour un effort  $F = 950 \text{ N}$ , l'évolution de la flèche élastoplastique est décrites dans la figure 4.24.

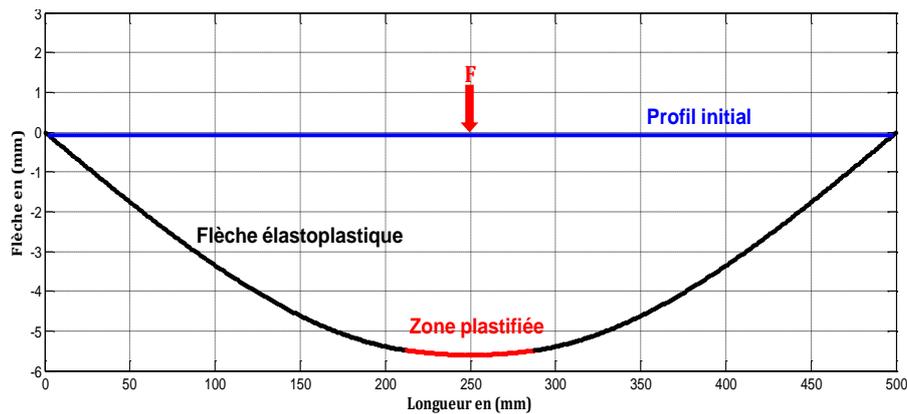


Figure 4. 24. Flèche élastoplastique pour un chargement centré  $F = 950 N$ .

Dans le cas d'un chargement centré, la répartition de la zone plastique est symétrique de part et d'autre du chargement. Pour différentes intensités de l'effort de chargement (*Effort variable entre 850 et 1750 N*) l'évolution de cette zone est décrite dans la figure 4. 25. Comme l'effort est centré, le problème est symétrique seule la moitié de la flèche élastoplastique a été modélisée.

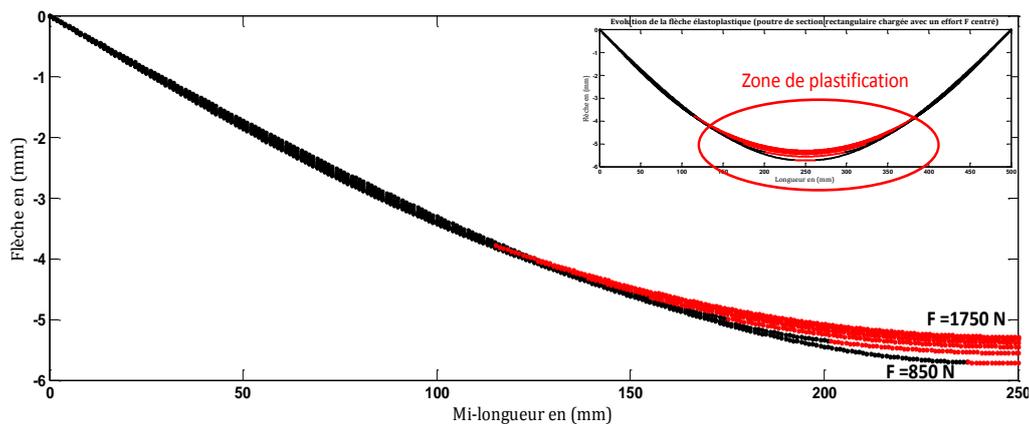


Figure 4. 25. Étalement de la zone plastique avec l'augmentation de l'intensité de l'effort.

Pour la même poutre en décalant l'abscisse de l'effort  $F$ , la distribution de la zone plastique n'est plus symétrique. Soit  $a$  la distance qui sépare le point d'application du chargement de l'appui gauche, si  $a$  est supérieur à  $L/2$  la plastification est plus importante dans la partie gauche, dans le cas inverse la poutre se plastifie plus du côté droit.

Pour différentes abscisses de l'effort du chargement  $F$ , l'évolution de la flèche élastoplastique et de la zone plastifiée de la poutre sont décrits dans la figure 4. 26.

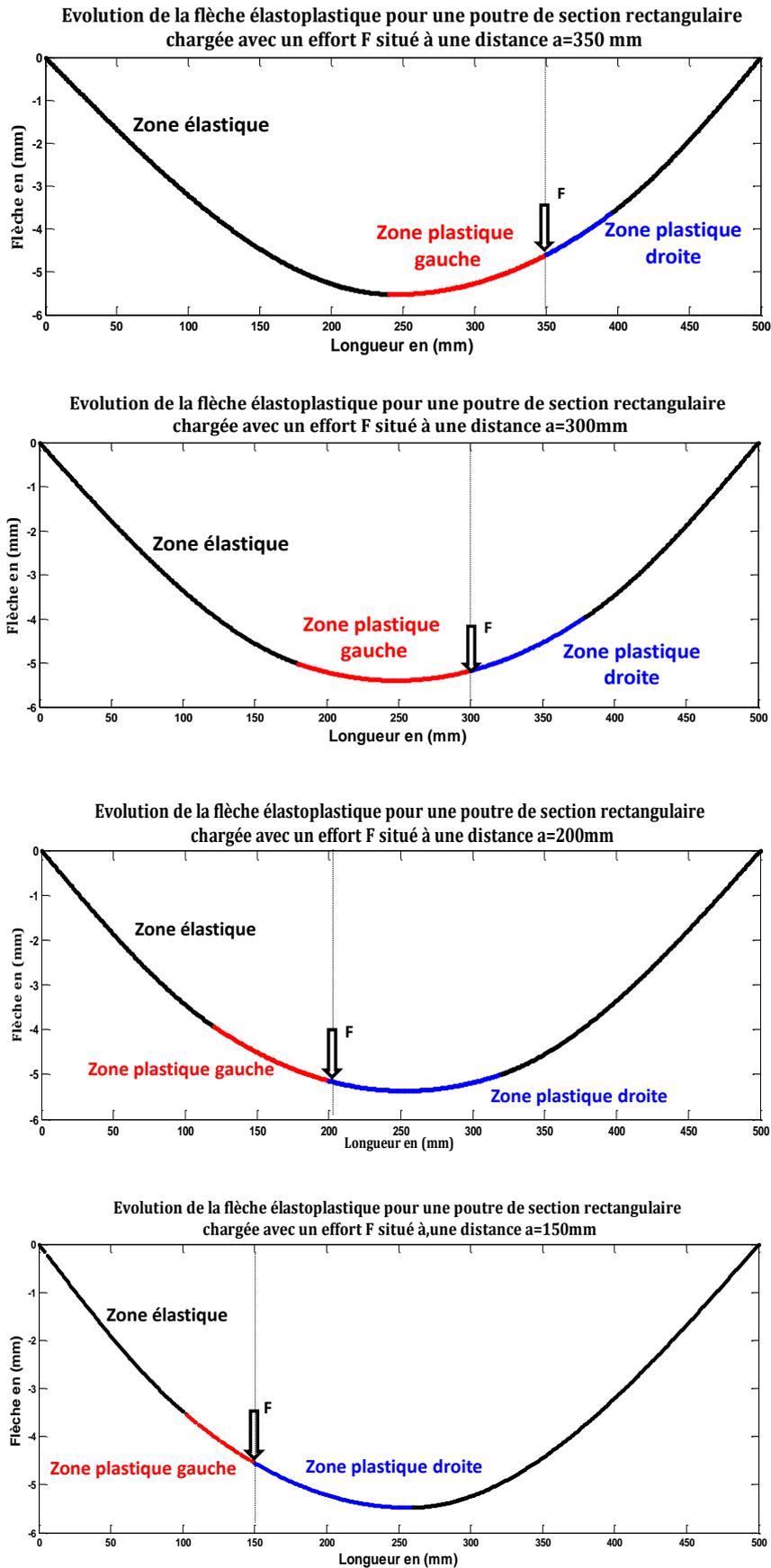


Figure 4. 26. Évolution de la zone élastoplastique pour un effort non centré  $F=1400N$ .

On désigne par  $y''_r(x)$  la courbure résiduelle de la poutre après retour élastique et par  $y''_f(x)$  la courbure de la poutre à la fin du chargement. En faisant l'hypothèse que le retour est purement élastique et en respectant le critère Navier Bernoulli sur les sections droites, la déformation résiduelle de la poutre a comme expression.

$$\varepsilon_t = -y''_r(x)y \tag{4- 34}$$

A l'issue du retour élastique, le torseur de cohésion dans toute la poutre est nul. Dans le cas d'un chargement en flexion, on obtient :

$$N(x) = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \sigma(x, y) ds = 0 \tag{4- 35}$$

$$M_{fz}(x) = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} -\sigma(x, y)y dy = 0 \tag{4- 36}$$

Dans le présent cas d'étude l'équation (4- 35) est respectée quelle que soit la valeur du retour élastique. Ceci est dû à la symétrie du problème. L'état de contrainte dans la barre après retour élastique est donné par (4- 36) avec

$$y \leq h_e(x) \text{ Élasticité, } \sigma(x, y) = E\varepsilon_e = E\varepsilon_t = -Ey''_r(x)y,$$

$$y \geq h_e(x), E = \frac{-\sigma_0 - \sigma_{résiduelle}}{\varepsilon_{fin\ charge} - \varepsilon_{résiduelle}} = \frac{\sigma_0 + \sigma_{résiduelle}}{-y y''_{fin}(x) - y y''_r(x)}.$$

La contrainte résiduelle générée dans la barre à la fin du chargement est :

$$\sigma(x, y) = -\sigma_0 + Ey(y''_{fin}(x) - y''_r(x))$$

La flèche résiduelle est ainsi déduite

$$\int_0^{h_e} -Ey''_r(x)y^2 dy + \int_{h_e}^{\frac{h}{2}} (-\sigma_0 + E(y''_{fin}(x) - y''_r(x)))y^2 dy = 0$$

Pour une poutre de section carrée 12 x 12 mm d'une longueur  $L = 500\text{ mm}$  avec un matériau de contrainte limite élastique de 350 MPa et un module de Young  $E = 210000\text{ MPa}$  et pour un chargement d'une intensité  $F = 1000\text{ N}$ , la flèche résiduelle est décrite dans la figure 4. 27.

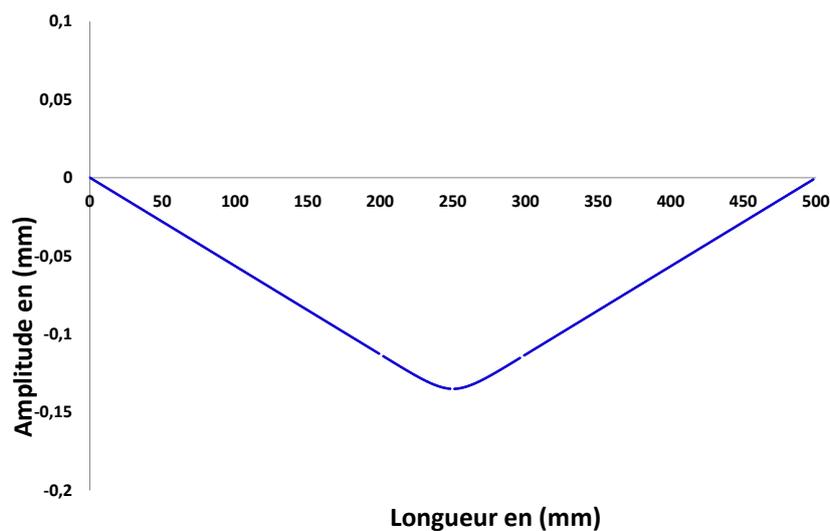


Figure 4. 27. Évolution de la flèche résiduelle après décharge élastique.

Pour la partie du produit en dehors des points d'appuis, la déformation est nulle. Les proportions du produit situées dans cette zone subissent une rotation de section comme expliqué dans la figure 4. 28 ci-dessous.

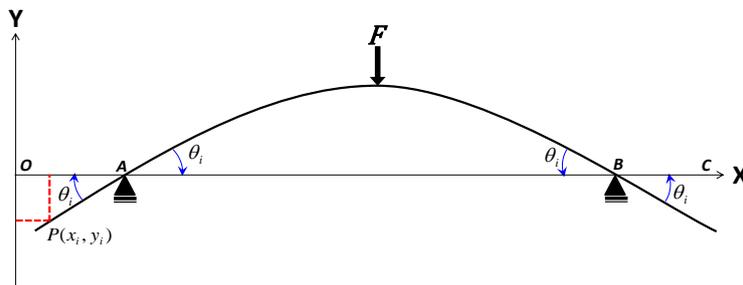


Figure 4. 28. Calcul de la rotation de la poutre en dehors des supports d'appuis.

Entre \$[AB]\$ le profil résiduel est calculé comme décrit dans le paragraphe précédent. Pour les zones \$[OA]\$ et \$[BC]\$ la section subit une rotation de section d'un angle \$\theta\$. Pour un point \$P\$ situé à l'abscisse \$x\_i\$ avec une amplitude \$y\_i\$, l'angle initial entre le profil et l'axe des abscisses est \$\theta\_p\$ avec :

$$\theta_{pi} = \tan^{-1}\left(\frac{y_i}{x_i}\right) \tag{4- 37}$$

Après l'application du chargement, l'angle de rotation au niveau de l'appui au point \$A\$, est calculé à partir de l'expression du moment à droite du point d'appui et de la condition aux limites au niveau de l'appui en \$A\$.

$$\theta_p = \int \frac{M_{fz}(x)}{EI_{GZ}} dx \tag{4- 38}$$

Pour chaque point d'abscisse \$x\_i\$ l'amplitude associée est calculée avec (4- 39) :

$$y_i = \tan(\theta_p + \theta_{pi}) x_i \tag{4- 39}$$

Le principe a été appliqué pour le calcul du nouveau profil théorique d'une barre rectangulaire de section \$12 \times 12 \text{ mm}\$ et de longueur \$L = 490 \text{ mm}\$. La variation du profil représentatif de la rectitude de la barre pour différentes intensités d'effort de redressement est décrite dans la figure 4. 29.

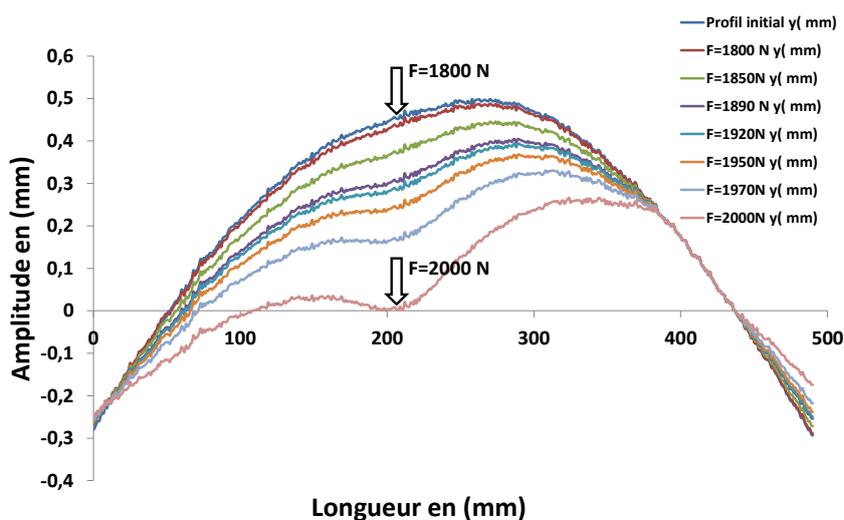


Figure 4. 29. Calcul du nouveau profil théorique représentatif de la rectitude au cours du redressement avec différentes intensités d'efforts.

Pour ce type de défaut de rectitude l'outil supérieur a été placé à une abscisse  $x = 268 \text{ mm}$  et les appuis respectivement à  $x = 51 \text{ mm}$  et  $x = 437 \text{ mm}$ . L'augmentation de l'intensité du chargement au cours du redressage engendre une localisation de la plastification en dessous du point d'application du chargement. La correction du défaut de rectitude de ce type de défaut nécessite des pas supplémentaires de redressage. Le nombre de pas dépend de la tolérance recherchée sur la rectitude finale du produit.

#### 4.2.3.3 Apprentissage des paramètres du matériau

Le module de Young  $E$ , le module tangentiel  $E_T$  et la contrainte limite élastique du matériau des produits à redresser  $\sigma_0$  sont des paramètres d'entrée du modèle mécanique de redressage. Cependant, ces caractéristiques rhéologiques varient d'un produit à l'autre et dépendent de la coulée à partir de laquelle le produit a été laminé et de l'historique de la barre (chargement, contrainte thermiques...). Dans le cas ordinaire, pour identifier la limite élastique d'un matériau et son module de Young, on a recours à un essai de traction. Dans notre contexte d'étude, le redressage s'effectue en temps réel de production. Une boucle d'identification a été mise en place, figure 4. 30.

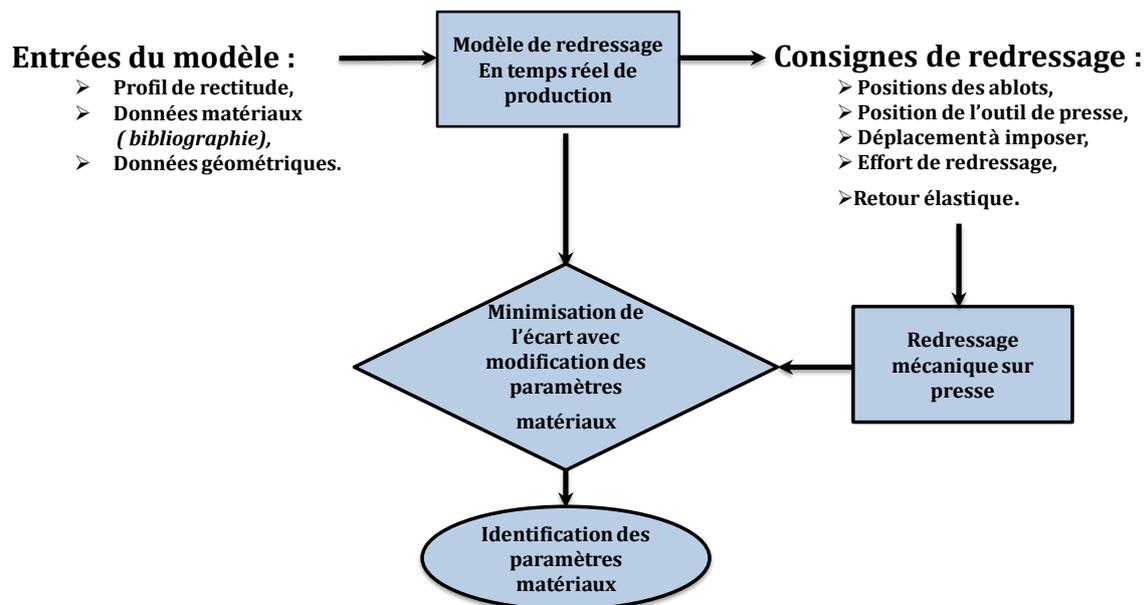


Figure 4. 30. Principe d'identification des paramètres matériaux.

L'idée consiste à retenir dans un premier temps la contrainte limite élastique du matériau issue de la littérature. Après calcul avec le modèle analytique, les consignes sont transmises à la presse. Cette dernière effectue un premier pas de redressage. Les courbes analytiques et expérimentales de redressage sont comparées, l'écart entre les deux est minimisé au sens des moindres carrés en faisant varier la contrainte limite élastique  $\sigma_0$ , le module de Young  $E$  et le module tangentiel de plasticité  $E_T$ . Les nouveaux paramètres sont utilisés pour redresser le reste du profil.

### 4.3 Application du modèle de redressage semi-automatique pour la correction du défaut de rectitude

#### 4.3.1 Validation du modèle mécanique sur le redressage de barres carrés

##### 4.3.1.1 Objectifs

Dans le but de valider les prédictions du modèle mécanique en effort-déplacement, des essais de redressages expérimentaux ont été réalisés sur de barres carrées. Les profils représentatifs des rectitudes des barres avant et après redressage ont été mesurés au moyen de la machine de mesure MMT. A partir de l'amplitude du défaut de rectitude, la course totale de l'outil supérieur de la presse a été calculée pour chaque défaut. Le redressage mécanique a été effectué sur la machine de traction Lloyd LR30K adaptée aux essais de redressage. En parallèle avec le redressage mécanique un calcul du nouveau profil est effectué. Après le redressage mécanique et la mesure, une comparaison est effectuée entre le profil mesuré et le profil calculé théoriquement. Le logigramme de déroulement des essais expérimentaux est décrit dans la figure 4. 31.

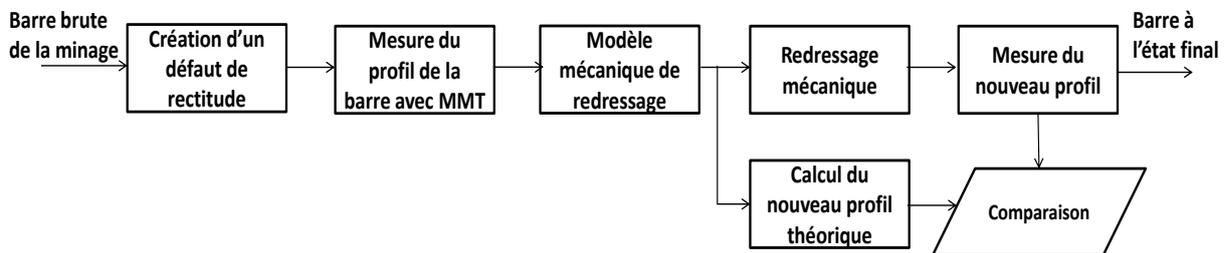


Figure 4. 31. Principe du redressage expérimental.

##### 4.3.1.2 Description de la mise en œuvre du redressage expérimental

Dans le contexte du laboratoire, le redressage a été appliqué sur des barres carrées de section rectangulaire  $12 \times 12 \text{ mm}$  et de longueur maximale de  $500 \text{ mm}$ . Dans un premier temps, une déformation initiale arbitraire a été introduite dans les barres, puis le profil représentatif de cette dernière a été obtenu suite à un mesurage effectué par la machine à mesurer tridimensionnelle (MMT), figure 4. 32.

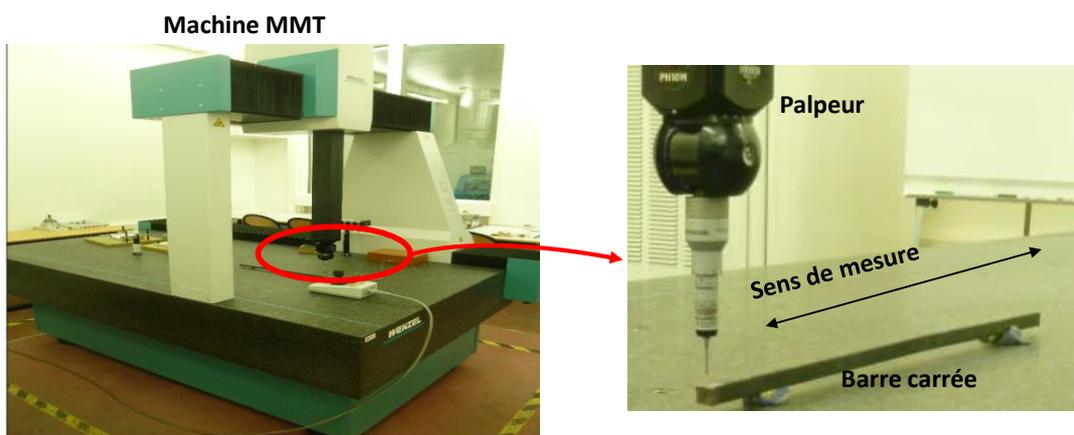
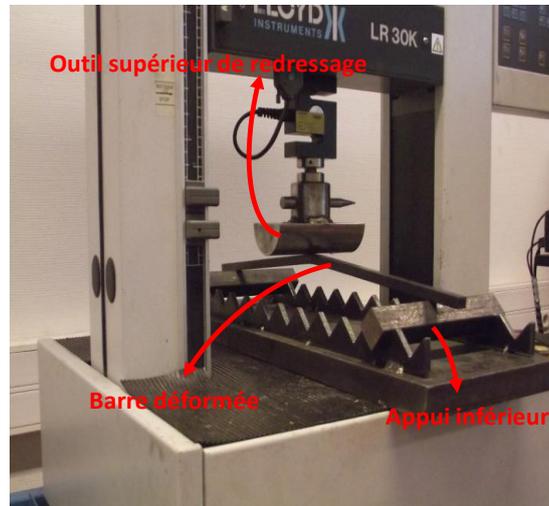


Figure 4. 32. Configuration de mesurage du profil des barres avec la machine MMT.

Dans le contexte du laboratoire, un seul défaut a été généré au centre des barres. L'outil supérieur est placé sur l'amplitude maximale du défaut et les appuis répartis symétriquement pour éviter de les placer sur les extrémités. L'amplitude du défaut à corriger correspond alors à la distance entre la droite qui passe par les deux appuis et l'outil supérieur. En fonction de l'amplitude du défaut de rectitude et de la distance entre appuis, le calcul est effectué pour déterminer les paramètres de redressage. La barre est ensuite positionnée sur le support de redressage comme indiqué dans la figure 4. 33.



**Figure 4. 33. Dispositif expérimental de redressage de barres carrées sur la machine Lloyd LR30K.**

Pour le redressage expérimental, la machine peut être pilotée en effort ou en déplacement. L'information exploitable à partir du profil représentatif de la rectitude est l'amplitude du défaut. En terme de redressage mécanique cette information est équivalente à la course parcourue par l'outil pour générer une déformation plastique à laquelle on doit ajouter la course de l'outil dans le domaine élastique pour obtenir la course totale nécessaire pour redresser le produit. Un pilotage en déplacement est plus approprié. Ce choix peut être aussi appuyé par un calcul d'incertitude. Pour corriger un défaut de rectitude de  $2\text{ mm}$  d'une barre carrée de section  $12 \times 12\text{ mm}$ , de longueur  $500\text{ mm}$  avec un matériau de module de Young  $E = 210000\text{ MPa}$  et de contrainte limite élastique  $390\text{ MPa}$ , la course totale de redressage calculée par le modèle analytique est  $\delta_{tot} = 11,44\text{ mm}$  et l'effort maximal  $F = 1315\text{ N}$ . Une erreur de  $10\%$  générée sur le calcul de l'effort de redressage entraîne un déplacement résiduel de  $3_{-2,6}^{+1,6}\text{ mm}$ . La même erreur générée sur le calcul de la course de redressage entraîne un déplacement résiduel de  $2,1_{\pm 0,9}\text{ mm}$ . Il est donc préférable de procéder à un redressage à partir de la prédiction de la course de l'outil de la presse.

En parallèle avec le redressage expérimental le calcul du nouveau profil théorique est effectué. Un exemple application est décrit dans le paragraphe qui suit.

#### **4.3.1.3 Confrontation du modèle analytique de redressage avec les essais expérimentaux**

Des essais de redressage ont été réalisés sur des barres pré-déformées, dans ce paragraphe deux exemples sont présentés. Les caractéristiques géométriques, celles du matériau ainsi que les paramètres de redressage calculés par le modèle mécanique sont décrits dans le tableau 4. 4. Les paramètres du matériau ont été recalés par rapport aux premiers essais de redressage. Les profils des barres avant et après redressage sont décrits dans la figure 4. 34 et la figure 4. 35. Après un premier

pas de redresseage le défaut de rectitude de la barre N°1 est passé à  $0,35\text{ mm}$  et celle de la barre N°2 à  $0,29\text{ mm}$ . Pour la barre N°1 le profil calculé théoriquement prédit une diminution de l'erreur de rectitude jusqu'à  $0,1\text{ mm}$ . La différence s'explique par le durcissement du matériau suite au premier chargement pour créer le défaut de rectitude, cette sollicitation a contribué à l'augmentation de la limite d'élasticité du matériau de la barre. De plus des contraintes résiduelles ont été générées dans la barre. On voit ici la nécessité de prendre en compte dans le modèle analytique les contraintes résiduelles ainsi que l'érouissage du matériau si on veut améliorer la prédiction du redresseage.

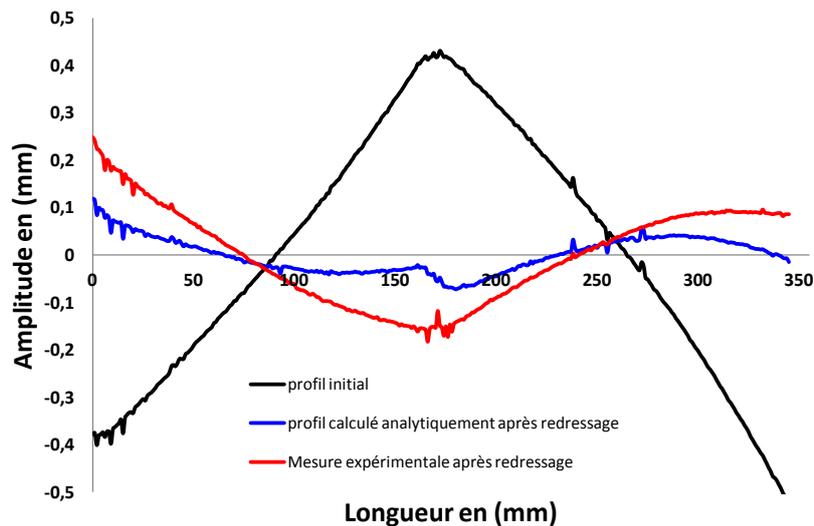


Figure 4. 34. Profil de la barre N°1 avant et après redresseage avec le calcul du nouveau profil théorique.

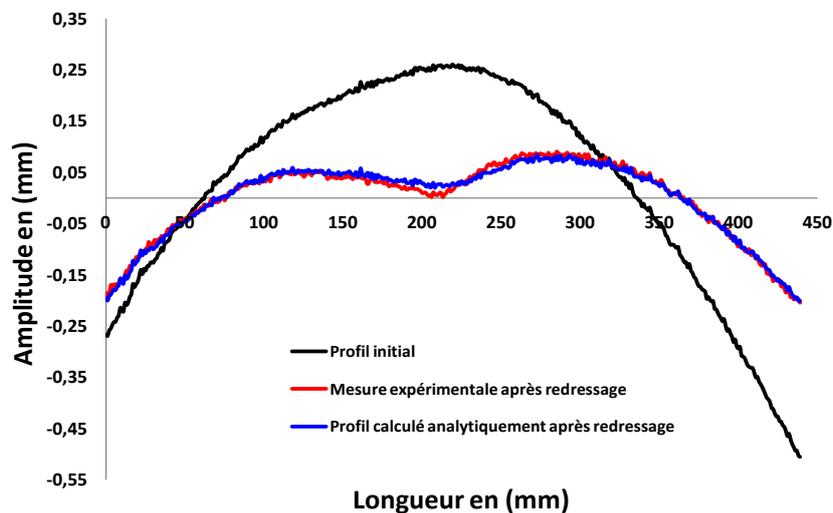


Figure 4. 35. Profil de la barre N°2 avant et après redresseage avec le calcul du nouveau profil théorique.

Paramètres	Barre N°1	Barre N°2
<b>Caractéristiques géométriques</b>		
Hauteur×Largeur de la section (mm)	12 x 12	12 x 12
Longueur (mm)	345	495
Amplitude du défaut en (mm)	0,89	0,78
<b>Caractéristiques du matériau</b>		
Module de Young E (MPa)	210000	210000
Contrainte limite élastique (MPa)	480	200
<b>Calcul des paramètres de redressage</b>		
Déplacement total en (mm)	2,44	0,90
Déplacement résiduel en (mm)	0,48	0,14
Retour élastique en (mm)	1,96	0,76
Effort de redressage maximal en (N)	4064	1670
Vitesse de la presse en (mm/s)	0,10	0,10
Distance entre appuis en (mm)	200	200
Abscisse de l'outil supérieur en (mm)	177	275

**Tableau 4. 4. Paramètres de redressage pour les barres carrées.**

Pour la barre N°2, l'augmentation de la course de l'outil de redressage crée un affaissement sous le point d'application du chargement. Pour améliorer encore la rectitude de cette barre deux pas de redressage supplémentaires peuvent être envisagés. Toutefois, l'augmentation du nombre de pas de redressage peut être pénalisant d'où l'intérêt d'adapter le modèle de redressage à quatre points pour traiter les défauts de rectitude à large rayon de courbure. En effet, dans le cas d'un montage de redressage à quatre points, le chargement de redressage est réparti uniformément entre les deux points de l'application du chargement. Le moment de flexion est uniforme dans cette zone, ce qui permet d'éviter la plastification localisée créée par un seul outil. Il reste alors à définir la distance optimale entre les deux supports d'application du chargement.

La procédure du redressage par apprentissage a été appliquée sur le cas de sections simples. Ces derniers présentent une double symétrie au niveau de la section de référence. Pour un rail Vignole, la section de référence présente une seule symétrie ce qui nécessite un modèle effort-déplacement différent.

### 4.3.2 Redressement du rail Vignole

#### 4.3.2.1 Modélisation analytique du redressement du rail

Au cours du redressement de sections doublement symétriques, le moment fléchissant génère une répartition symétrique de la contrainte longitudinale de traction  $\sigma_{xx}$  et de compression  $-\sigma_{xx}$ . La seule non-linéarité est liée au comportement de la barre dans le domaine élastoplastique. Dans le cas de sections complexes, à un seul axe de symétrie ou encore sans aucun axe de symétrie, la répartition du champ de contrainte longitudinal n'est pas symétrique. Au cours du chargement, cette dissymétrie génère un déplacement de la fibre neutre dans l'épaisseur de la structure. Ce déplacement correspond au maintien de l'équilibre interne entre les contraintes de traction et celles de compression générées par le moment de flexion de part et d'autre de la fibre neutre. Ainsi pour les sections à un seul axe de symétrie, la fibre neutre effectue une translation verticale tandis que pour les sections non symétriques la fibre effectue une translation et une rotation combinée de telle sorte que la contrainte longitudinale soit répartie équitablement au-dessus et en dessous de la fibre neutre. Dans ce travail, le rail Vignole a été traité comme un produit à un seul axe de symétrie. Le redressement de l'about du rail peut être modélisé par une poutre sur appuis simples en flexion trois ou quatre points, dans le domaine élastoplastique. Dans le cadre de cette étude notre choix, s'est porté sur une flexion trois points pour reproduire la configuration actuelle des presses de redressement de Tata Steel Rail France.

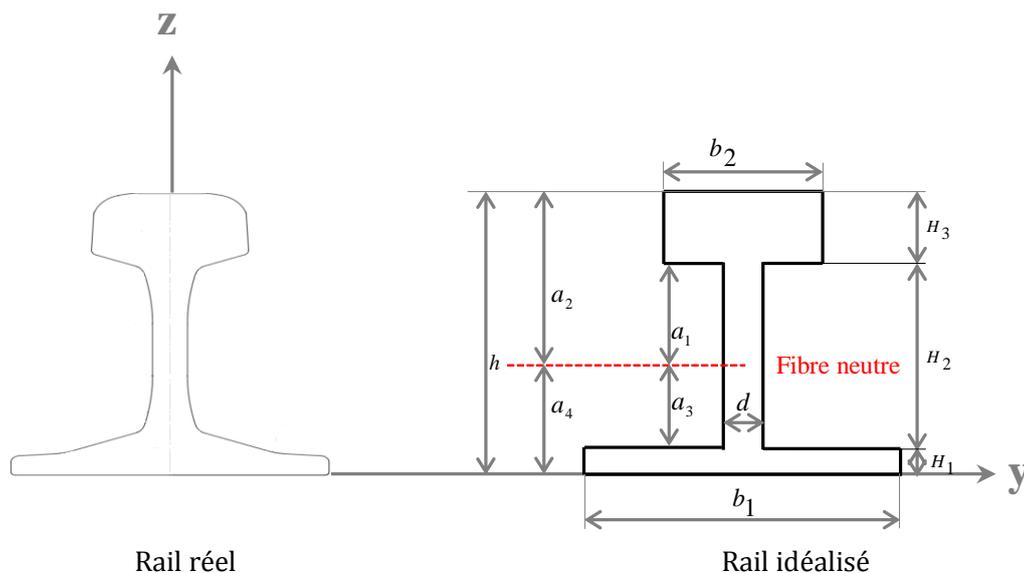


Figure 4. 36. Idéalement de la géométrie du rail UIC.

Cependant, la géométrie du rail est complexe, une première étape consiste à idéaliser cette dernière. Le problème consiste finalement à étudier le comportement élastoplastique d'une poutre en « I » avec un seul axe de symétrie, figure 4. 36.

Soit une poutre en « I » avec un seul axe de symétrie sous un chargement de flexion trois points dans le domaine élastoplastique, figure 4. 37. Sous l'effet du chargement, au niveau du point d'application de l'effort la poutre passe du domaine élastique vers une plastification totale. L'axe de symétrie de la section de la poutre est défini par la verticale ( $\mathbf{A}, \mathbf{z}$ ). Au cours de la déformation élastoplastique et comme conséquence du seul axe de symétrie de la poutre la fibre neutre se déplace dans l'épaisseur.

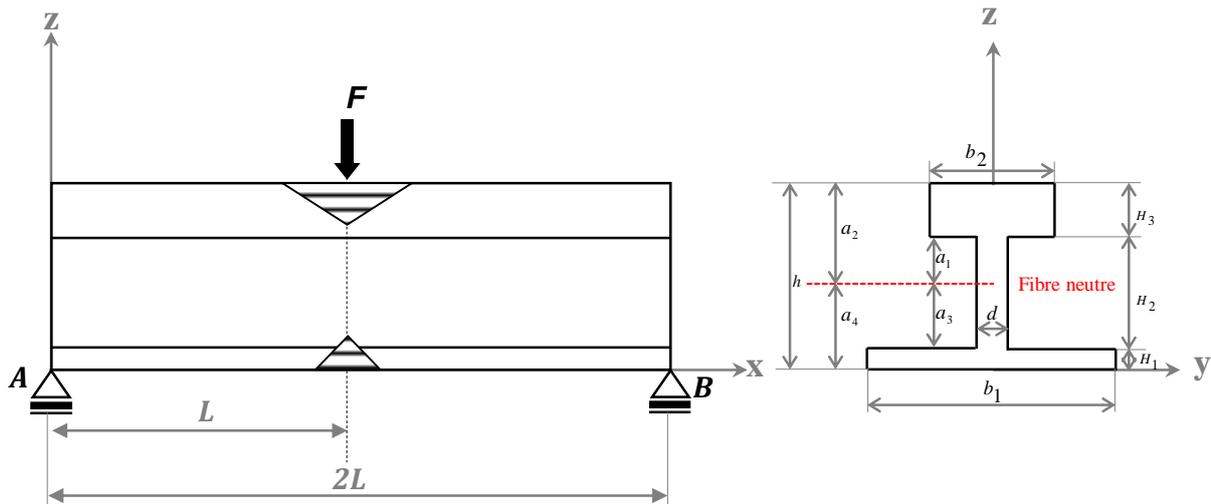


Figure 4.37. Flexion élastoplastique d'une poutre à un seul axe de symétrie.

La section de la poutre en dessous du point d'application du chargement passe du domaine élastique vers une plastification totale. Le champ de contrainte longitudinal à l'origine de la déformation plastique de la poutre est décrit dans la figure 4.38. On désigne par  $dz$  le déplacement de la fibre neutre suivant l'axe vertical  $z$  et par  $P$  la hauteur de la zone élastique.

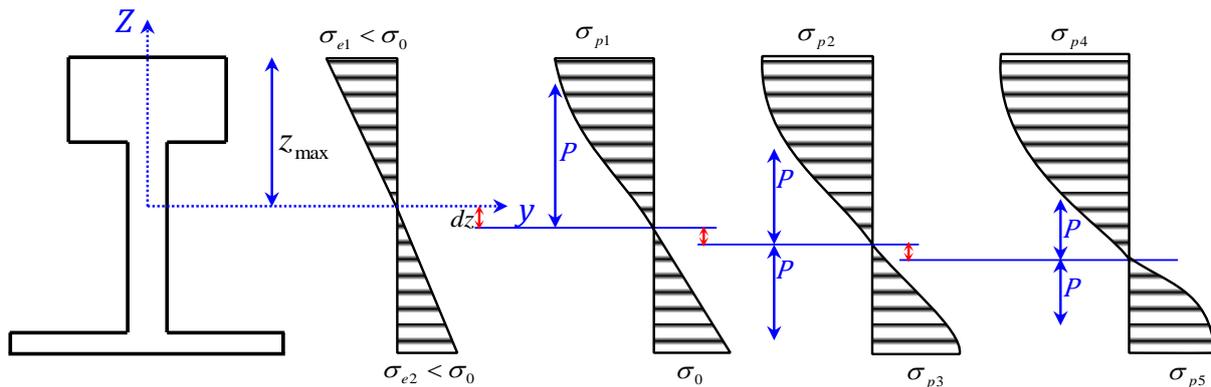


Figure 4.38. Évolution de la contrainte  $\sigma_{xx}$  au cours de la déformation élastoplastique.

Pour déterminer la position de cette dernière, il faut résoudre les équations (4- 40) descriptives de l'effort normal et du moment de flexion résultant de la flexion élastoplastique.

$$N(x) = \int \text{sign}(z - dz) \sigma_p dA_p + \int \sigma_0 \left( \frac{z - dz}{p} \right) dA_e = 0 \quad (4- 40)$$

$$M_{fy}(x) = \int \text{sign}(Z - dz) \sigma_p z dA_p + \int \sigma_0 z \left( \frac{z - dz}{p} \right) dA_e$$

Dans les équations (4- 40),  $A_p$  désigne l'aire de la zone plastique,  $A_e$  l'aire de la zone élastique, par  $\sigma_p$  et  $\sigma_0$  respectivement la contrainte dans le domaine plastique et la contrainte limite élastique. Pour le redressement des abouts de produit long, la seule information accessible est l'amplitude du défaut de rectitude obtenue à partir du profil représentatif de la rectitude. Pour le redressement du défaut de rectitude on reste dans le cadre des petites déformations le déplacement de la fibre neutre est négligé. Les autres hypothèses sont les suivantes :

- Le matériau à un comportement élastique parfaitement plastique.
- La section plane reste plane après déformation (Hypothèse de Navier Bernoulli).
- L'histoire du chargement du matériau n'est pas considérée.
- La distance entre les ablots est suffisamment importante pour négliger l'effet de la contrainte de cisaillement.

**4.3.2.1.1 Localisation de la position de la fibre neutre pour la nouvelle section**

Pour un rail UIC 60, la fibre neutre dans le domaine élastique est située à une hauteur  $a_{4réel} = 80,9 \text{ mm}$  [ESV 2001]. Suite à l'idéalisation de la géométrie réelle du rail une première étape consiste à localiser la position de la fibre neutre pour la nouvelle section. La position de cette dernière dans le domaine élastique est décrite par l'équation (4- 41).

$$a_4 = \frac{b_1 H_1 \left(\frac{H_1}{2}\right) + d H_2 \left(H_1 + \frac{H_2}{2}\right) + b_2 H_3 \left(H_1 + H_2 + \frac{H_3}{2}\right)}{b_1 H_1 + d H_2 + b_2 H_3} \quad (4- 41)$$

Pour le même rail avec une section idéalisée les dimensions géométriques ainsi que la localisation de la fibre neutre sont décrites dans le tableau 4. 5.

Paramètres géométriques (rail idéalisé)	$b_1$	$b_2$	$d$	$H_1$	$H_2$	$H_3$	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$
Dimensions en (mm)	150	73	16,5	17	116	39	51,01	90,01	64,98	81,98

**Tableau 4. 5. Paramètres géométriques pour un rail UIC 60 idéalisé.**

Entre la géométrie du rail réel et celle idéalisée la position de la fibre neutre est localisée avec une incertitude de l'ordre de 1,3 %. Pour la géométrie du rail réel, le moment quadratique de la section est  $I_{GZ(réel)} = 3055 \text{ cm}^4$ . Pour la nouvelle section c'est la somme des moments quadratiques de rectangles formant la section en « I ». L'expression analytique est décrite par l'équation (4- 42).

$$I_{GZ} = I_{GZ1} + I_{GZ2} + I_{GZ3} \quad (4- 42)$$

Avec :

$$I_{GZ1} = \frac{b_1 H_1^3}{12} + b_1 H_1 \left(a_4 - \frac{H_1}{2}\right)^2 \quad (4- 43)$$

$$I_{GZ2} = \frac{d H_2^3}{12} + d H_2 \left(a_4 - H_1 - \frac{H_2}{2}\right)^2 \quad (4- 44)$$

$$I_{GZ3} = \frac{b_2 H_3^3}{12} + b_2 H_3 \left(H_1 + H_2 + \frac{H_3}{2} - a_4\right)^2 \quad (4- 45)$$

Le moment quadratique de la section idéalisée est  $I_{GZ(idéalisé)} = 3058 \text{ cm}^4$ , ce qui représente une différence de 0,09 % par rapport au moment quadratique réel.

**4.3.2.1.2 Moment limite élastique**

En dessous du point d'application du chargement, dans un premier temps, le rail acquière une déformation purement élastique. Au cours de laquelle la contrainte longitudinale s'écrit sous la forme de l'équation (4- 46).

$$\sigma_{xx} = E \varepsilon_{xx} = \left(\frac{z}{p}\right) \sigma_0 \quad (4- 46)$$

La distribution de la contrainte longitudinale est décrite dans la figure 4. 39.

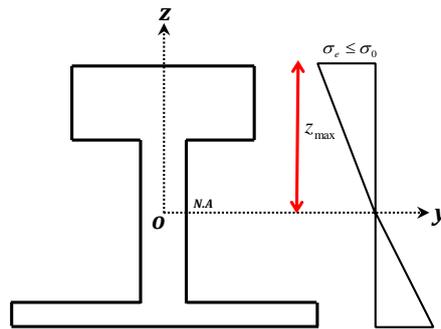


Figure 4. 39. Contrainte longitudinale dans le domaine élastique.

$$M_{fz(y)} = w_z \sigma_0 \tag{4- 47}$$

A la limite du domaine élastique le moment limite élastique s'écrit sous la forme de (4- 47) avec  $w_z$  le module d'élasticité en flexion.

$$w_z = \frac{I_{GZ}}{z_{max}} = \frac{I_{GZ}}{a_2} \tag{4- 48}$$

$$w_z = \frac{1}{3 a_2} [b_2(a_2^3 - a_1^3) + b_1(a_4^3 - a_3^3) + d(a_3^3 - a_1^3)] \tag{4- 49}$$

D'où le moment de flexion à la limite de l'élasticité :

$$M_{fy(y)} = \frac{1}{3 a_2} [a_1^3(d - b_2) + a_3^3(d - b_1) + a_2^3 b_2 + a_4^3 b_1] \sigma_0 \tag{4- 50}$$

**4.3.2.1.3 Moment dans le domaine plastique**

Au cours du chargement et au-delà du moment limite élastique  $M_{fz(y)}$ , la section du rail en dessous du chargement acquiert un comportement élastoplastique en commençant par les fibres les plus écartées de la fibre neutre, figure 4. 40. Pour le rail idéalisé, la plastification commence à partir du champignon, le reste de la section demeure dans le domaine élastique.

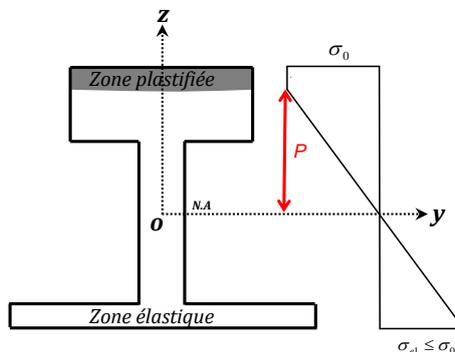


Figure 4. 40. Contrainte longitudinale dans le cas d'une première plastification.

Au cours de cette phase élastoplastique, dans le cas d'un matériau élastique parfaitement plastique, figure 4. 41, la contrainte longitudinale prend deux expressions différentes :

$$\sigma_{xx} = \begin{cases} \sigma_0 \frac{z}{p}, & (\text{dans le domaine élastique}) \\ \sigma_0, & (\text{dans le domaine plastique}) \end{cases} \quad (4-51)$$

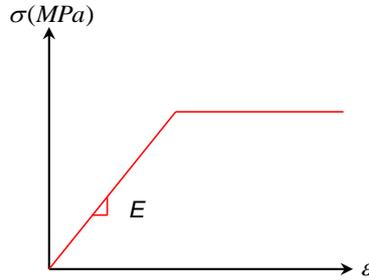


Figure 4. 41. Comportement élastique parfaitement plastique.

Au cours de cette première phase élastoplastique, la hauteur de la zone élastique  $p$  est comprise entre  $a_4$  et  $a_2$ . Le taux de plastification est noté  $\xi$  avec

$$\xi = \frac{p}{a_2}. \quad (4-52)$$

Le moment de flexion élastoplastique au cours de cette phase est  $M_{p1}$ .

$$M_{p1} = \int_0^{a_1} \sigma_0 d \frac{z^2}{p} dz + \int_0^{a_3} \sigma_0 d \frac{z^2}{p} dz + \int_{a_1}^p \sigma_0 b_2 \frac{z^2}{p} dz + \int_{a_3}^{a_4} \sigma_0 b_1 \frac{z^2}{p} dz + \int_p^{a_2} \sigma_0 b_2 z dz \quad (4-53)$$

En remplaçant  $p$  par sa valeur déduite de (4- 52), le moment de flexion dans cette phase est

$$M_{p1} = \left[ \frac{a_2^2 b_2}{2} + \frac{1}{\xi} \left( \frac{2a_4^3 b_1 - 2a_1^3 b_2 - 2a_3^3 (b_1 - d) + 2a_1^3 d}{6a_2} \right) - \xi^2 \left( \frac{a_2^2 b_2}{6} \right) \right] \sigma_0 \quad (4-54)$$

Avec l'augmentation du chargement, la contrainte longitudinale augmente ce qui engendre l'étalement de la zone plastique sur le champignon et le pied du rail figure 4. 42.

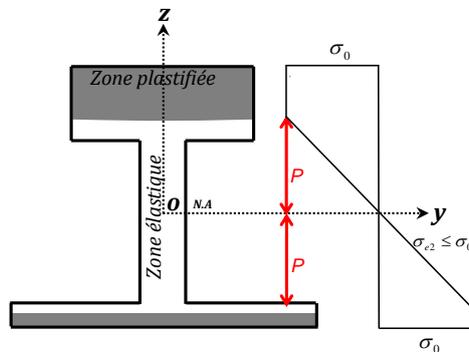


Figure 4. 42. Contrainte longitudinale dans le cas d'une deuxième plastification.

Au cours de cette phase, la hauteur de la zone élastique est comprise entre deux limites  $a_4 \leq p \leq a_1$ . Le moment élastoplastique au cours de cette phase est  $M_{p2}$  et il a comme expression :

$$M_{p2} = \int_0^{a_1} \sigma_0 d \frac{z^2}{p} dz + \int_0^{a_3} \sigma_0 d \frac{z^2}{p} dz + \int_{a_1}^p \sigma_0 b_2 \frac{z^2}{p} dz + \int_p^{a_4} \sigma_0 b_1 z dz + \int_{a_3}^p \sigma_0 b_1 \frac{z^2}{p} dz + \int_p^{a_2} \sigma_0 b_2 z dz \quad (4-55)$$

$$M_{p2} = \left[ -\frac{3a_2^2 a_4^2 b_1 - 3a_2^3 b_2}{6a_2} - \frac{1}{\xi} \left( \frac{2a_4^3 b_1 - 2a_1^3 b_2 - 2a_3^3 (b_1 - d) + 2a_1^3 d}{6a_2} \right) - \xi^2 \left( \frac{a_2^3 (b_1 + b_2)}{6a_2} \right) \right] \sigma_0 \quad (4-56)$$

Au fur et à mesure de l'augmentation de l'effort de redressement la zone plastique s'étale sur l'épaisseur de la section. Une troisième phase plastique est atteinte, figure 4. 43.

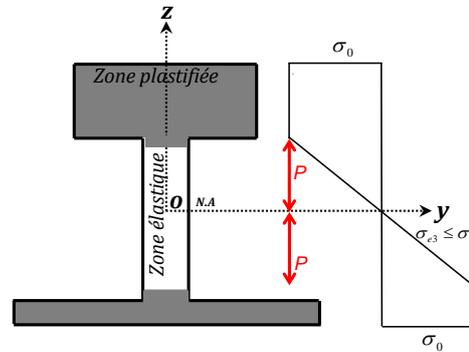


Figure 4. 43. Contrainte longitudinale dans le cas d'une troisième phase plastique.

Au cours de cette phase, la tête ainsi que le pied du rail sont totalement plastifiés avec un début de plastification au niveau de l'âme. La hauteur de la zone élastique est comprise entre deux bornes  $a_4 \leq p \leq a_1$ . Le moment élastoplastique au cours de cette phase est  $M_{p3}$  et il a comme expression :

$$M_{p3} = \int_0^{a_1} \sigma_0 d \frac{z^2}{p} dz + \int_0^p \sigma_0 d \frac{z^2}{p} dz + \int_p^{a_3} \sigma_0 dz dz + \int_{a_3}^{a_4} \sigma_0 b_1 z dz + \int_{a_1}^{a_2} \sigma_0 b_2 z dz \quad (4-57)$$

$$M_{p3} = \left[ \frac{3a_2 b_1 a_4^2 - 3a_1^2 a_2 b_2 + 3a_2^3 b_2 - 3a_2 a_3^2 (b_1 - d)}{6a_2} - \frac{1}{\xi} \left( \frac{a_1^3 d}{3a_2} \right) - \xi^2 \left( \frac{a_2^2 d}{6} \right) \right] \sigma_0 \quad (4-58)$$

Une quatrième phase de plastification est atteinte en dernier au-delà de cette phase le rail acquiert une rotule plastique. Au cours de cette phase la plastification atteint l'âme du rail de part et d'autre. La hauteur de la zone élastique est comprise entre deux bornes  $0 \leq p \leq a_3$ , figure 4. 44.

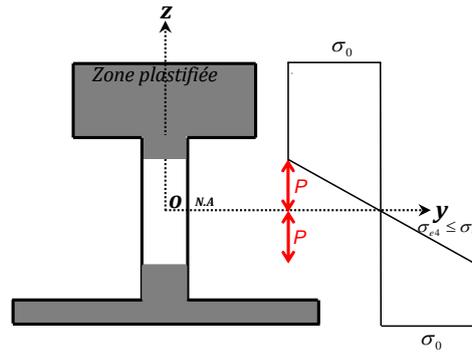


Figure 4. 44. Contrainte longitudinale dans le cas d'une quatrième phase plastique.

Le moment élastoplastique au cours de cette phase est  $M_{p4}$  avec

$$M_{p4} = 2 \int_0^p \sigma_0 d \frac{z^2}{p} dz + \int_p^{a_1} \sigma_0 d z dz + \int_{a_1}^{a_2} \sigma_0 b_2 z dz + \int_p^{a_3} \sigma_0 d z dz + \int_{a_3}^{a_4} \sigma_0 b_1 z dz. \quad (4- 59)$$

$$M_{p4} = \left[ \frac{3a_4^2 b_1 - 3a_1^2 b_2 + 3a_2^2 b_2 - 3a_3^2 (b_1 - d) + 3a_1^2 d}{6} - \xi^2 \left( \frac{a_2^2 d}{3} \right) \right] \sigma_0 \quad (4- 60)$$

Soit «  $i$  » l'indice correspondant au numéro de la phase plastique. Pour les différentes phases de plastification, l'expression du moment plastique de flexion peut être écrite sous la forme de (4- 61) en fonction du taux de plastification  $\xi$ .

$$M_{pi} = \left[ m_1 + \frac{m_2}{\xi} + m_3 \xi^2 \right] \sigma_0 \quad (4- 61)$$

Avec  $m_1, m_2$  et  $m_3$  des coefficients qui dépendent de la géométrie du rail. Pour les quatre phases plastiques décrites précédemment ces paramètres sont synthétisés ci-dessous.

- Première phase de plastification :

$$m_1 = \frac{a_2^2 b_2}{2} \quad (4- 62)$$

$$m_2 = \left( \frac{2a_4^3 b_1 - 2a_1^3 b_2 - 2a_3^3 (b_1 - d) + 2a_1^3 d}{6a_2} \right)$$

$$m_3 = - \left( \frac{a_2^2 b_2}{6} \right)$$

- Deuxième phase de plastification :

$$m_1 = - \frac{3a_2^2 a_4^2 b_1 - 3a_2^3 b_2}{6a_2} \quad (4- 63)$$

$$m_2 = - \left( \frac{2a_4^3 b_1 - 2a_1^3 b_2 - 2a_3^3 (b_1 - d) + 2a_1^3 d}{6a_2} \right)$$

$$m_3 = - \left( \frac{a_2^3 (b_1 + b_2)}{6a_2} \right)$$

- Troisième phase de plastification :

$$\begin{aligned}
m_1 &= \frac{3a_2b_1a_4^2 - 3a_1^2a_2b_2 + 3a_2^3b_2 - 3a_2a_3^2(b_1 - d)}{6a_2} \\
m_2 &= -\left(\frac{a_1^3d}{3a_2}\right) \\
m_3 &= -\left(\frac{a_2^2d}{6}\right)
\end{aligned} \tag{4-64}$$

- Quatrième phase de plastification :

$$\begin{aligned}
m_1 &= \frac{3a_4^2b_1 - 3a_1^2b_2 + 3a_2^2b_2 - 3a_3^2(b_1 - d) + 3a_1^2d}{6} \\
m_2 &= 0 \\
m_3 &= -\left(\frac{a_2^2d}{3}\right)
\end{aligned} \tag{4-65}$$

#### 4.3.2.1.4 Évolution de l'effort de redressement au cours du chargement

Dans un premier temps, l'effort est considéré au centre de la portion du rail à redresser. Soit une portion de rail de longueur  $2l$ , dans le domaine élastique le moment de flexion à gauche du chargement est  $M_{fy}(x) = \frac{F}{2}x$ . Le moment de flexion est maximal au centre du rail et a pour expression  $M_{fy}(x) = \frac{F}{2}l$ . Juste avant que la structure entre dans le domaine plastique le moment limite élastique à cet emplacement est  $M_{fy(y)} = w_z\sigma_0$ . Pour les différentes phases de plastification le moment plastique  $M_{pi}$  peut être écrit en fonction du moment limite élastique.

$$M_{pi} = \left[ m_1 + \frac{m_2}{\xi} + m_3\xi^2 \right] \sigma_0 = \left[ m_1 + \frac{m_2}{\xi} + m_3\xi^2 \right] \frac{M_{fy(y)}}{w_z} \tag{4-66}$$

A partir de l'expression du moment fléchissant au centre, l'effort est exprimé en fonction du moment limite élastique.

$$F = \left[ m_1 + \frac{m_2}{\xi} + m_3\xi^2 \right] \frac{2M_{fy(y)}}{w_z l} \tag{4-67}$$

Soit  $\tau$  le coefficient multiplicateur de l'effort

$$F = \tau \frac{2M_{fy(y)}}{l} \text{ avec } \tau = \left[ m_1 + \frac{m_2}{\xi} + m_3\xi^2 \right] \frac{1}{w_z} \tag{4-68}$$

Pour les quatre phases de plastification, le rapport de plastification varie entre 0 et 1. Ce paramètre est minimal quand la section est totalement plastique ( $\xi \rightarrow 0$  quand  $p \rightarrow 0$ ) et le coefficient multiplicateur de l'effort  $\tau = 1,3$ . Juste avant de rentrer dans le domaine plastique ( $\xi \rightarrow 1$  quand  $p \rightarrow a_2$ ) et le coefficient multiplicateur de l'effort  $\tau = 1$ . Ainsi, l'intensité de l'effort exercé par la presse est comprise entre une borne inférieure et une borne supérieure définies par (4-69).

$$\frac{2M_{fy(y)}}{l} \leq F \leq \tau \frac{2M_{fy(y)}}{l} \text{ avec } 1 \leq \tau \leq 1,3 \tag{4-69}$$

#### 4.3.2.1.5 Calcul du déplacement à imposer à la presse

Pour corriger le défaut de rectitude, le déplacement nécessaire à imposer à la presse est la somme d'un déplacement élastique et un déplacement plastique  $\delta_{tot} = \delta_e + \delta_p$ . Dans le domaine élastique, le déplacement maximal est atteint au centre du rail, son expression est déduite à partir de la flèche élastique maximale.

$$\delta_e = \frac{Fx_1^3}{6EI_{GZ}} \quad (4-70)$$

Avec  $x_1$  la limite de la longueur élastique cette longueur est déterminée à partir de l'expression du moment de flexion à cette abscisse et elle dépend du coefficient multiplicateur de l'effort  $\tau$ .

$$x_1 = \frac{2M_{fy(y)}}{F} \text{ et } F = \tau \frac{2M_{fy(y)}}{l} \text{ donc } x_1 = \frac{l}{\tau} \quad (4-71)$$

La portion du rail entre les appuis est élastique de 0 jusqu'à  $x_1$  et élastoplastique de  $x_1$  jusqu'à  $l$ , de même pour la moitié droite. Pour la zone élastoplastique on désigne par  $\xi = \frac{h_e}{h}$  le rapport de plastification avec  $h$  la hauteur totale et  $h_e$  la hauteur élastique. Suivant la théorie des poutres dans le domaine élastoplastique on définit la courbure totale comme le rapport entre la hauteur élastique par rapport à la hauteur totale  $k = \frac{h}{h_e} = \frac{1}{\xi}$  et la courbure élastique  $k_e = \frac{M_{fy(y)}}{EI_{GZ}}$  d'où le rapport des courbures  $\frac{k}{k_e} = \frac{1}{\xi}$ . Dans le domaine élastoplastique, le déplacement en dessous du chargement est calculé par la méthode de la charge unitaire. Le déplacement total s'écrit sous la forme de (4-72).

$$\delta_{tot} = \frac{Fx_1^3}{6EI_{GZ}} + \int_{x_1}^l kx \, dx \quad (4-72)$$

Avec  $x$  une fonction qui peut être déduite à partir de l'expression du moment plastique décrite dans (4-66).

$$M_{pi} = \frac{F}{2}x = \left[ m_1 + \frac{m_2}{\xi} + m_3\xi^2 \right] \frac{M_{fy(y)}}{w_z} \quad (4-73)$$

L'évolution de l'effort exercé par la presse en fonction du déplacement sous le point d'application du chargement est décrite par le système d'équations (4-74).

$$F = \tau \frac{2M_{fy(y)}}{l} \text{ avec } \tau = \left[ m_1 + \frac{m_2}{\xi} + m_3\xi^2 \right] \frac{1}{w_z}$$

$$\frac{2M_{fy(y)}}{l} \leq F \leq \tau \frac{2M_{fy(y)}}{l}$$

$$w_z = \frac{I_{GZ}}{z_{max}} \quad (4-74)$$

$$M_{fy(y)} = \frac{1}{3a_2} [(d - b_2)a_1^3 + (d - b_1)a_3^3 + a_2^3b_2 + a_4^3b_1] \sigma_0$$

$$x_1 = \frac{2M_{fy(y)}}{F} = \frac{l}{\tau}$$

$$\delta_e = \frac{Fx_1^3}{6EI_{GZ}}$$

$$\delta_{tot} = \frac{Fx_1^3}{6EI_{GZ}} + \int_{x_1}^l \frac{M_{fy(y)}}{EI_{GZ}\xi} x dx$$

Au cours des quatre phases de plastification, le coefficient multiplicateur de l'effort  $\tau$  est incrémenté d'un pas  $\Delta\tau$ . L'intégration numérique de type Gauss a été employée pour trouver l'évolution du déplacement correspondant à un effort donné, le schéma de calcul est décrit dans le logigramme de la figure 4. 45. Pour un rail UIC 60 de longueur 500 mm, avec les mêmes caractéristiques géométriques décrites ci-dessus, un module de Young  $E = 210000 \text{ MPa}$  et une contrainte limite élastique  $\sigma_0 = 500 \text{ MPa}$ , les quatre phases plastiques ont été reportées sur la courbe de l'effort-déplacement de la figure 4. 46. En faisant l'hypothèse que le retour est purement élastique, à partir du rapport entre  $F - \delta$  et pour un défaut de rectitude défini, on peut prédire le déplacement nécessaire pour redresser le défaut de rectitude.

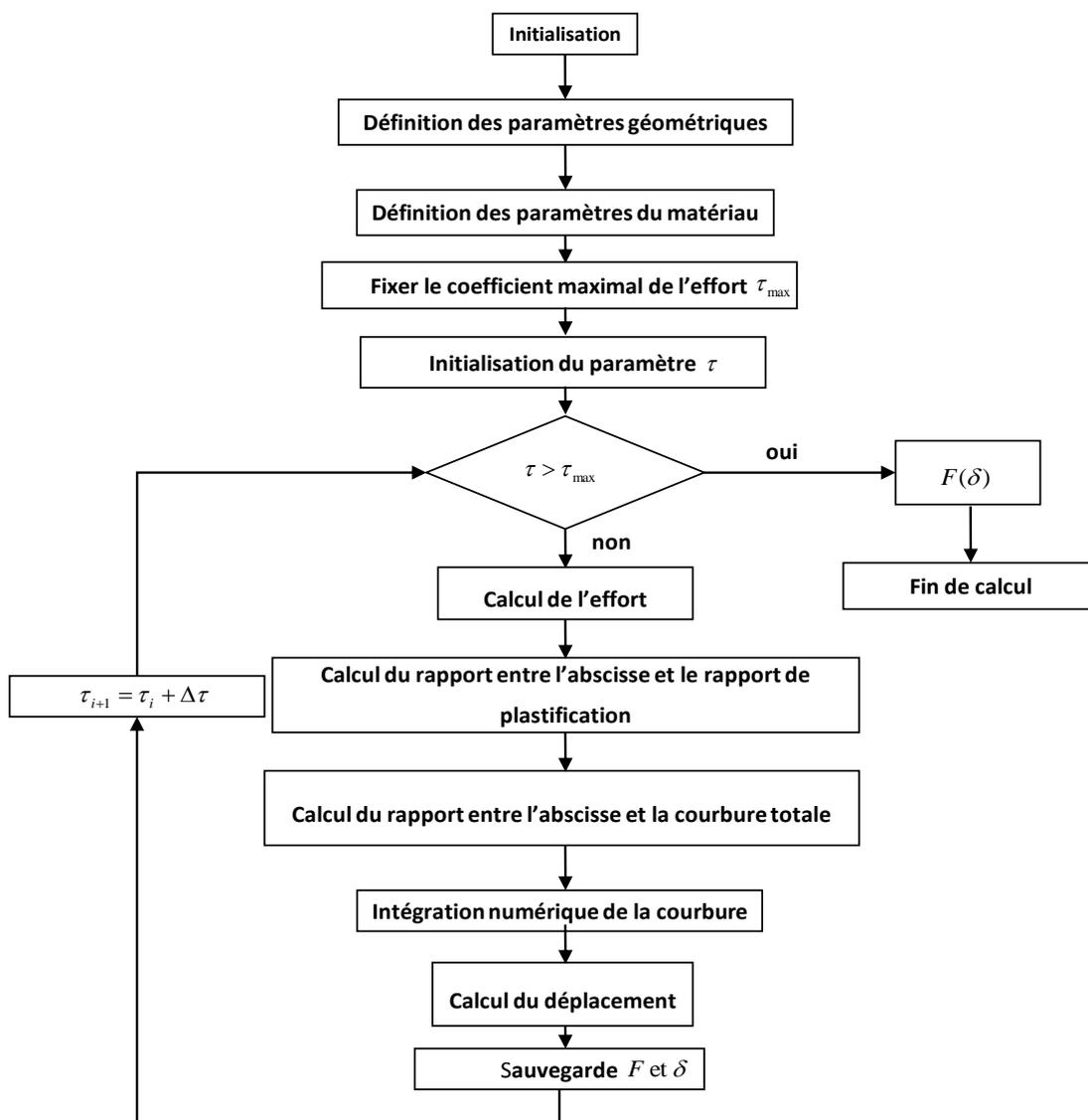
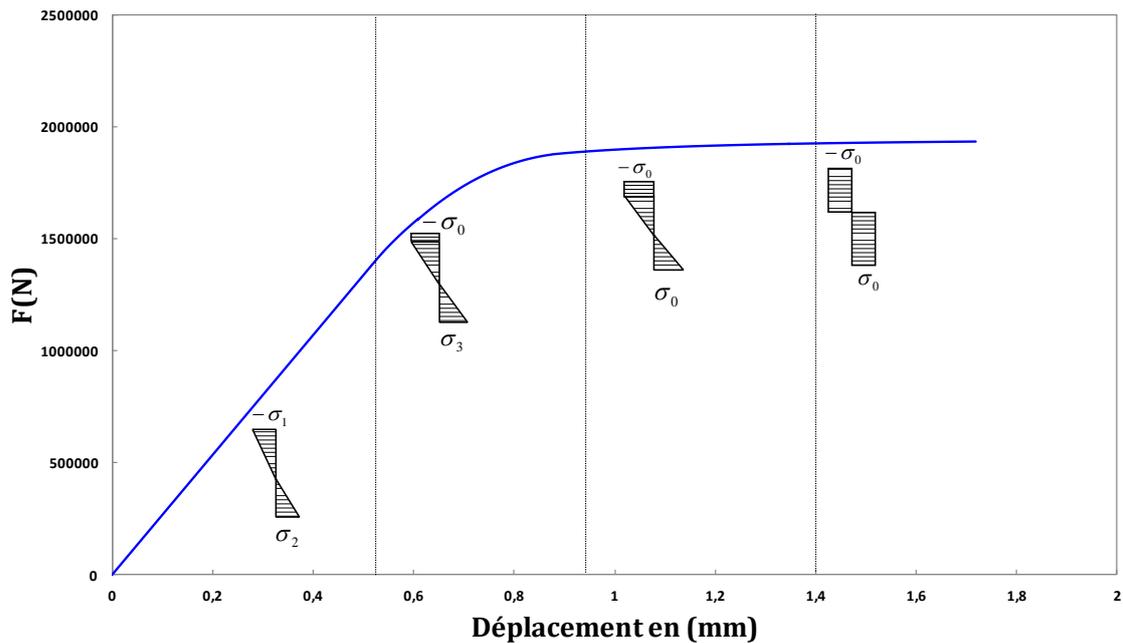


Figure 4. 45. Logigramme de calcul  $F - \delta$ .



**Figure 4. 46. Évolution de l'effort en fonction du déplacement au cours de la déformation élastoplastique du rail idéalisé type UIC 60.**

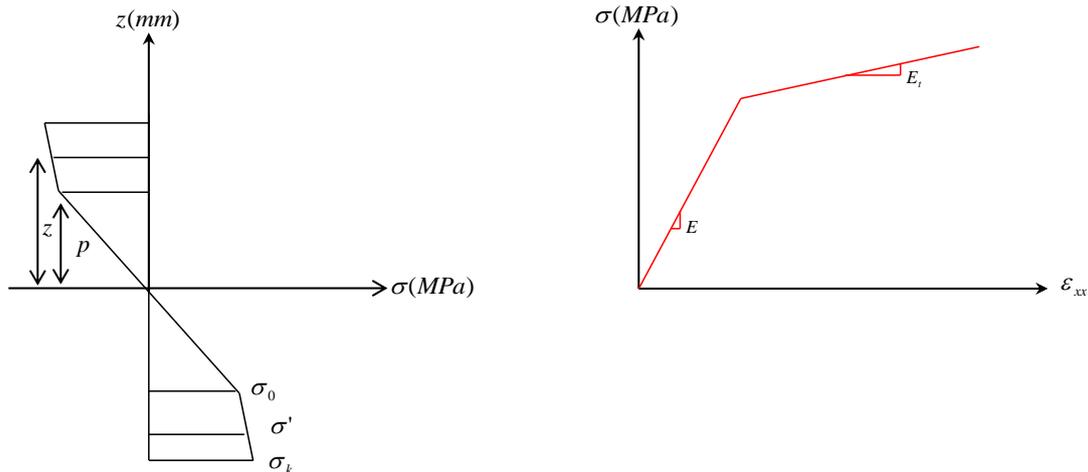
Toutefois le comportement réel du matériau comporte un écrouissage. Pour prendre en compte cet effet de durcissement, la loi de comportement bilinéaire a été intégrée dans le modèle de redressement décrit précédemment.

#### 4.3.2.2 Modélisation du redressement avec un comportement bilinéaire

Dans le but de se rapprocher du comportement réel du matériau du rail, une loi de comportement bilinéaire a été introduite dans le modèle de calcul  $F - \delta$ , figure 4. 47. La contrainte longitudinale prend deux expressions.

$$\sigma_{xx} = \begin{cases} E\varepsilon_{xx}, & \text{dans le domaine élastique,} \\ \sigma_0 + E_t(\varepsilon_h - \varepsilon_0), & \text{dans le domaine plastique.} \end{cases} \quad (4- 75)$$

On désigne par  $E$  et  $E_t$  respectivement le module de Young et le module tangentiel  $E_t$  du matériau,  $\sigma_0$  la contrainte limite élastique,  $\varepsilon_h$  la déformation longitudinale à la hauteur  $h$  et  $\varepsilon_0$  la déformation longitudinale à la limite de l'élasticité avec  $\lambda = \frac{E_t}{E}$ .



**Figure 4. 47. Comportement bilinéaire du matériau.**

Dans (4- 75), les déformations  $\varepsilon_h$  et  $\varepsilon_0$  sont des inconnues. La loi doit être écrite en fonction de  $\lambda$ ,  $\sigma_0$  et la hauteur. Soit  $p$  la hauteur de la zone élastique,  $z$  la hauteur à laquelle la contrainte intermédiaire  $\sigma'$  est dans le domaine plastique, la contrainte longitudinale peut être écrite sous la forme de (4- 76).

$$\sigma' = \sigma_0 \frac{z}{p} \text{ avec } \varepsilon = \frac{\sigma}{E} \text{ dans le domaine élastique}$$

$$\sigma_{xx} = \sigma_0 + E_t \frac{\sigma'}{E} - E_t \frac{\sigma_0}{E}$$

$$\sigma_{xx} = \sigma_0 + \frac{E_t}{E} \sigma_0 \frac{z}{p} - \frac{E_t}{E} \sigma_0 \text{ avec } \lambda = \frac{E_t}{E}$$

$$\sigma_{xx} = \sigma_0 \left[ 1 + \lambda \left( \frac{z}{p} - 1 \right) \right]$$
(4- 76)

L'expression de la contrainte peut être écrite dans les deux domaines comme suit :

$$\sigma_{xx} = \begin{cases} E\varepsilon_{xx}, & \text{dans le domaine élastique,} \\ \sigma_0 \left[ 1 + \lambda \left( \frac{z}{p} - 1 \right) \right], & \text{dans le domaine plastique.} \end{cases}$$
(4- 77)

Au cours des quatre phases de plastification l'expression du moment dans le domaine élastoplastique dépend de celle de la contrainte. Ainsi les paramètres  $m_1$ ,  $m_2$  et  $m_3$  dans l'équation (4- 66) descriptive du moment de flexion élastoplastique peuvent être écrits sous la forme de (4- 78), (4- 79), (4- 80) et (4- 81) décrite ci-dessous.

- Cas de la première phase plastique :

$$m_1 = \frac{1 - \lambda}{2} b a_2^2$$

$$m_2 = \frac{\lambda - 1}{3} b a_2^2 + w_z \text{ avec } w_z = \frac{I_{Gz}}{z_{max}}$$

$$m_3 = \frac{\lambda - 1}{6} b a_2^2$$
(4- 78)

- Cas de la deuxième phase plastique :

$$m_1 = \frac{1 - \lambda}{2} b a_2^2 + b_1 a_4^2$$

$$m_2 = \frac{\lambda - 1}{3 a_2} (b a_2^3 + b_1 a_4^3) + w_z \quad (4-79)$$

$$m_3 = \frac{\lambda - 1}{6} (b + b_1) a_2^2$$

- Cas de la troisième phase plastique :

$$m_1 = \frac{1 - \lambda}{2} (b a_2^2 + b_1 a_4^2 + (d - b_1) a_3^2)$$

$$m_2 = \frac{\lambda - 1}{3 a_2} \left( (d - b_1) a_3^3 + b a_2^3 + b_1 a_4^3 \right) + w_z \quad (4-80)$$

$$m_3 = \frac{\lambda - 1}{6} (b + d) a_2^2$$

- Cas de la quatrième phase plastique :

$$m_1 = \frac{1 - \lambda}{2} \left( (d - b) a_1^2 + b a_2^2 + b_1 a_4^2 + (d - b_1) a_3^2 \right)$$

$$m_2 = \lambda w_z \quad (4-81)$$

$$m_3 = \frac{\lambda - 1}{3} d a_2^2$$

Pour la détermination du rapport entre l'effort de chargement et le déplacement les étapes de calcul de la première modélisation restent valables. Pour la même portion du rail traité dans le paragraphe précédent, de longueur  $L = 500 \text{ mm}$ , un module de Young  $E = 210000 \text{ MPa}$ , une contrainte limite élastique  $\sigma_0 = 500 \text{ MPa}$ , et pour différentes valeurs du module tangent  $E_t$  l'évolution de l'effort en fonction du déplacement au centre du rail idéalisé UIC 60 est décrite dans la figure 4. 48.

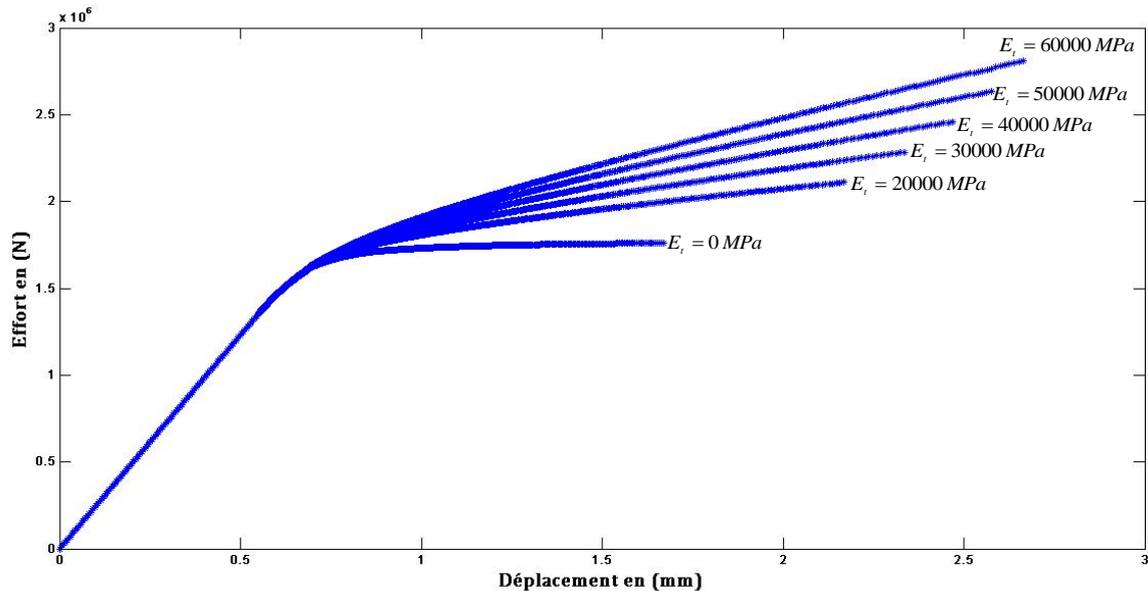


Figure 4. 48. Évolution de l'effort en fonction du déplacement pour un matériau avec écrouissage linéaire (différentes valeurs du module tangent  $E_t$ ).

#### 4.3.2.3 Validation du modèle analytique de redressement du rail

Dans le but de vérifier les incertitudes sur les prédictions du modèle de redressement du rail, une confrontation entre les résultats expérimentaux et la simulation par éléments finis semble indispensable. Par le biais des simulations par éléments finis 3D, l'impact des hypothèses simplificatrices sur les résultats de prédiction de redressement sera analysé (idéalisations de la géométrie du rail, déplacement de la fibre neutre, évolution de la phase plastique dans l'épaisseur du rail et influence de la contrainte de cisaillement). Les paramètres géométriques et ceux du matériau du rail seront identifiés puis intégrés dans le modèle analytique du redressement. Ce dernier sera confronté dans un dernier temps aux essais expérimentaux de redressement.

##### 4.3.2.3.1 Simulation par éléments finis du redressement du rail

Le code de calcul par éléments finis Forge2011® a été utilisé pour vérifier l'impact de l'idéalisation de la géométrie du rail sur l'évolution des paramètres de redressement (effort et course de redressement). En raison de la symétrie du problème seulement la moitié du rail sera considérée. Deux portions de rail ont été modélisées, figure 4. 49, une portion d'un rail réel type UIC 60, et une portion d'un rail idéalisé. Les paramètres géométriques de deux rails sont définis dans la figure 4. 50 et le tableau 4. 6.

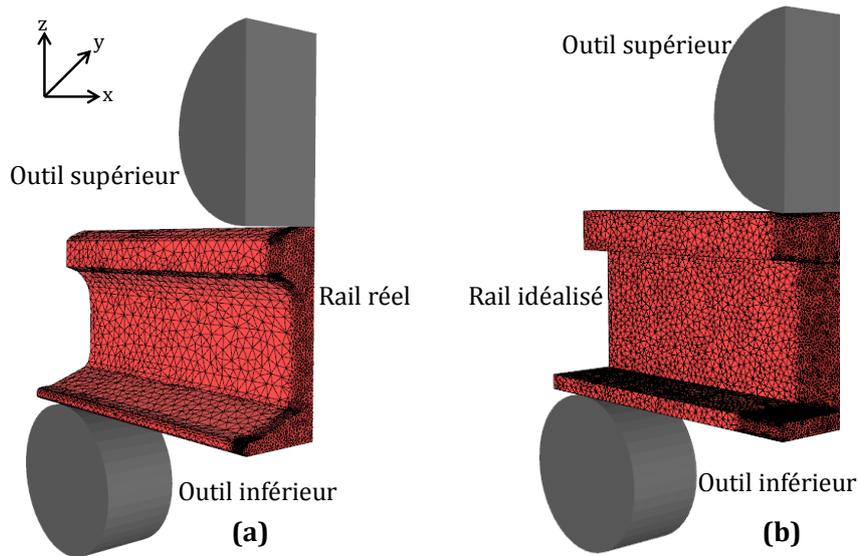


Figure 4. 49. Modélisation de la flexion élastoplastique d'une portion de rail, (a) rail UIC 60, (b) rail UIC 60 idéalisé.

Les conditions aux limites ainsi que le matériau pour les deux rails sont identiques, seule l'influence de l'idéalisation géométrique a un impact sur les résultats de calcul.

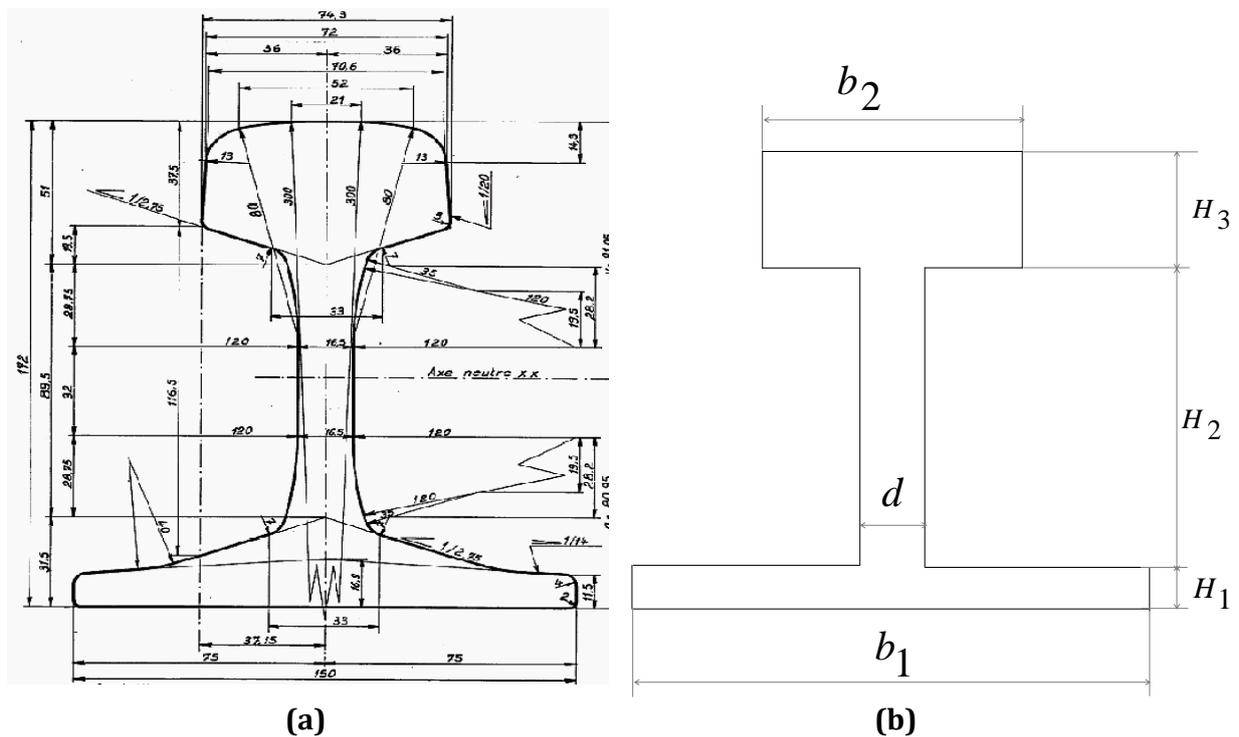


Figure 4. 50. Paramètres géométriques du rail UIC 60 (a) réel et (b) idéalisé.

Les paramètres géométriques de la section de rail idéalisé ont été choisis de sorte à minimiser l'écart entre le moment quadratique du rail idéal et celui du rail réel tout en essayant d'avoir une pente similaire au niveau des courbes de redressement (Effort-Déplacement) dans le domaine élastique. Ces paramètres sont décrits dans le tableau 4. 6.

Paramètres géométriques (rail idéalisé)	$b_1$	$b_2$	$d$	$H_1$	$H_2$	$H_3$
Dimensions en (mm)	150	73	16,5	14	120	38

Tableau 4. 6. Paramètres géométrique du rail UIC 60 idéalisé.

La longueur de la portion du rail considéré est de  $L = 600 \text{ mm}$  avec une distance entre appuis de  $l = 500 \text{ mm}$ . La mise en données de simulation est synthétisée dans le tableau 4. 7.

Matériau	20MnCr5
Lois de frottement	Tresca sans lubrifiant avec un coefficient $\bar{m} = 0,8$
Vitesse du déplacement de l'outil supérieur	1 mm/s
Course totale de redressage	50 mm
Diamètre de l'outil (supérieur/inférieur)	150 mm
Longueur de l'outil	150 mm
Température	T=20 °C

Tableau 4. 7. Paramètres de simulation numérique sur Forge 2011®.

La loi de comportement utilisée est de type Hansel Spittel décrite dans l'équation (4- 82).

$$\sigma = A e^{m1T} T^{m9} \varepsilon^{m2} e^{\frac{m4}{\varepsilon}} (1 + \varepsilon)^{m5T} e^{m7\varepsilon} \varepsilon^{m3} \varepsilon^{m8T} \quad (4- 82)$$

Les paramètres de la loi différents de zéro sont décrits dans le tableau 4. 8.

$A$	$m1$	$m2$	$m3$	$m4$	$\varepsilon$	$\dot{\varepsilon}$	$T$
885,9236473	-0,0009	0,15724	0,00988	0,00032	0,04---2,5	0,01---100	20---300

Tableau 4. 8. Paramètres de la loi Hansel Spittel pour le comportement du matériau 20MnCr5.

Au moment de la déformation élastoplastique du rail, l'évolution de la fibre neutre dans l'épaisseur du rail réel a été suivie par le biais de deux capteurs attachés au rail. Un capteur est attaché à un nœud du maillage situé à l'emplacement de la fibre neutre, le deuxième est attaché au patin du rail. La distance entre les deux est calculée pour chaque incrément de déplacement de l'outil supérieur de la presse. Pour un rail UIC 60 la position initiale de la fibre neutre est située à une hauteur  $z = 80,9 \text{ mm}$ . L'évolution de cette dernière est décrite dans la figure 4. 51 son déplacement maximal est de  $1,21 \text{ mm}$  pour une course totale de redressage de  $50 \text{ mm}$  et une déformation équivalente totale de  $5,4 \%$ .

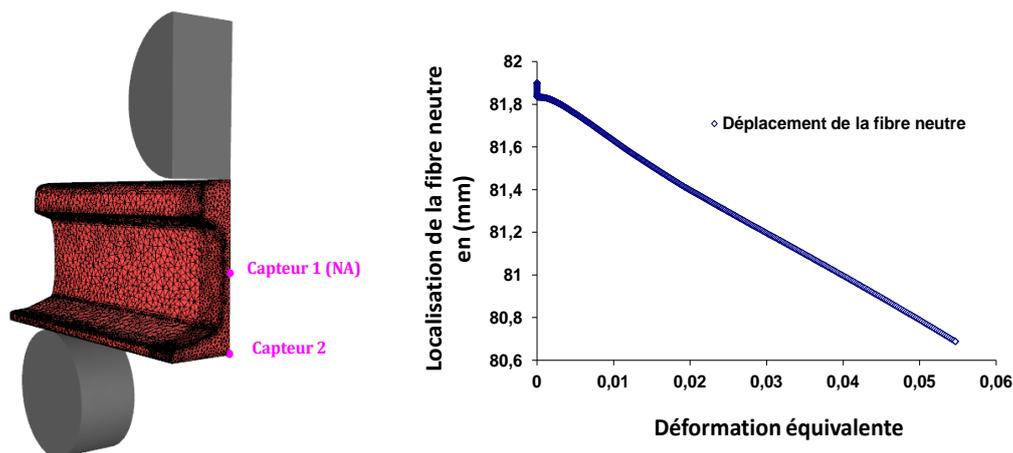


Figure 4. 51. Suivre du déplacement de la fibre neutre au cours du redressement.

Pour les deux rails (rail réel et rail idéalisé) l'évolution de l'effort de redressement en fonction du déplacement a été analysée. Dans le domaine élastique le comportement est similaire pour les deux rails. Dès que la section entre dans le domaine plastique l'écart devient plus important, il atteint une valeur maximal de l'ordre de  $2,45 \cdot 10^5 \text{ N}$  en terme d'effort, figure 4. 52.

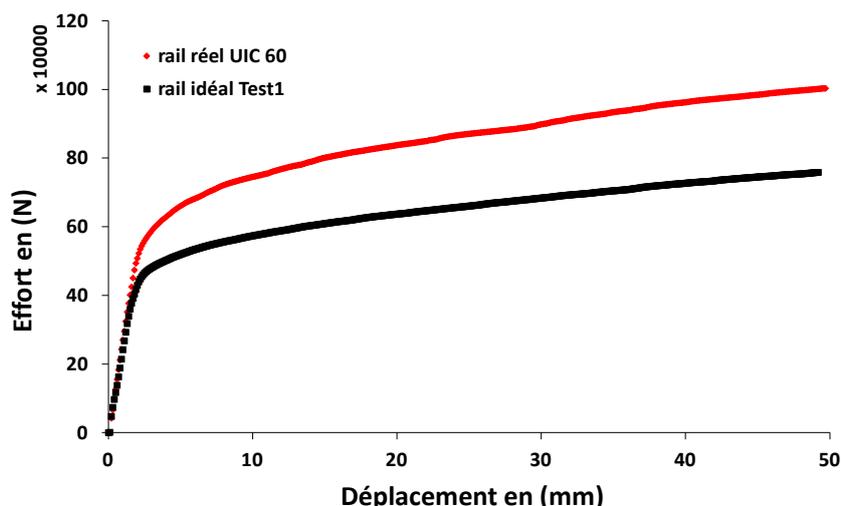


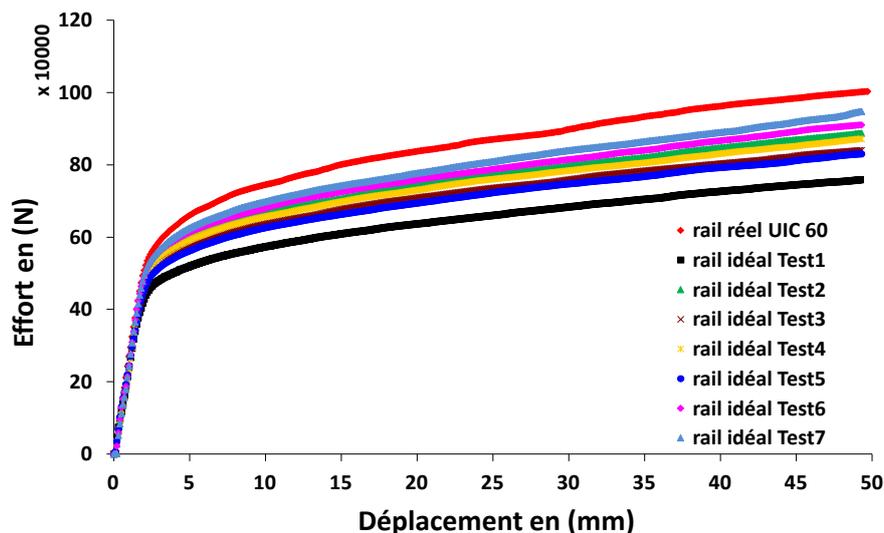
Figure 4. 52. Évolution de l'effort en fonction du déplacement au cours du redressement.

L'impact de cette différence sur le redressement est considérable. En effet pour corriger un défaut de rectitude de  $1 \text{ mm}$ , pour le rail réel le redressement nécessite un déplacement total de  $3,4 \text{ mm}$  pour un effort maximal de  $F = 6,02 \cdot 10^5 \text{ N}$ . Cependant, pour le rail idéalisé le déplacement est de  $2,8 \text{ mm}$  pour un effort maximal  $F = 4,75 \cdot 10^5 \text{ N}$ . En terme de déplacement l'erreur commise est de l'ordre de  $17,64 \%$ , pour un pilotage en effort cette erreur est plus importante : elle est de l'ordre de  $21,16 \%$  avec une amplitude plus étendue pour des défauts de rectitude d'un ordre supérieur. Pour avoir un comportement similaire dans le domaine élastoplastique, les paramètres géométriques du rail idéalisé doivent être identifiés au mieux pour minimiser l'écart entre les courbes de redressement (effort-déplacement). Pour diminuer l'impact de cette simplification géométrique, il est alors convenu de trouver les paramètres géométriques optimaux. Plusieurs simulations ont été réalisées en faisant varier les dimensions de la section idéalisée du rail, une synthèse est illustrée dans le tableau 4. 9.

N° de test	Paramètres géométriques en (mm)					
	$b_1$	$b_2$	$d$	$H_1$	$H_2$	$H_3$
Test N° 1	150	73	16,5	14	120	38
Test N° 2	150	73	16,5	17	116	39
Test N° 3	150	73	16	15	119	38
Test N° 4	150	73	16,5	16	118	38
Test N° 5	150	73	16	119	37	37
Test N° 6	150	73	16,5	19	113	40
Test N° 7	150	73	16,5	22	110	40

**Tableau 4. 9. Paramètres géométriques pour un rail idéalisé UIC 60.**

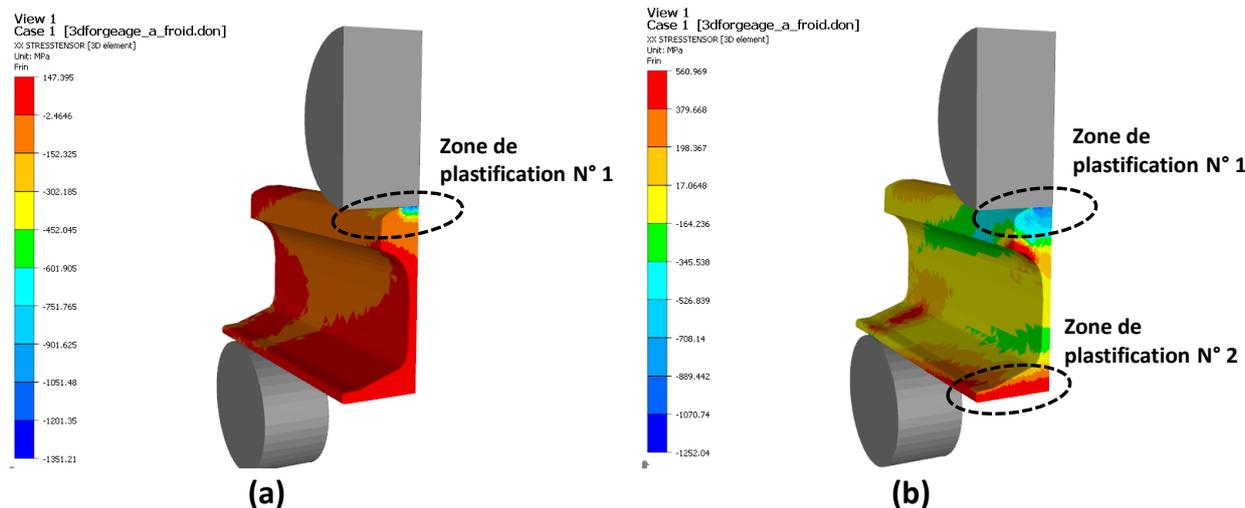
Pour les différents tests décrits ci-dessus, l'évolution de l'effort de redressage en fonction du déplacement est décrite dans la figure 4. 53. Le test N°7 fournit les meilleurs paramètres géométriques de la section idéalisée. Pour cette dernière la différence par rapport à la géométrie réelle du rail est maximale, dans la zone plastique elle est de l'ordre de 2 % en termes de déplacement et de 7,48 % en termes d'effort. La simulation numérique permet de recalculer les paramètres géométriques du rail idéalisé, toutefois, la validation du modèle de redressage analytique nécessite une confrontation avec les essais expérimentaux de redressage.



**Figure 4. 53. Effort de redressage en fonction du déplacement pour différents paramètres géométriques du rail idéalisé.**

Au cours du redressage l'évolution de la contrainte longitudinale a été analysée pour suivre l'évolution de la zone plastifiée dans l'épaisseur du rail. Pour le matériau utilisé, la contrainte limite élastique est

de l'ordre de  $506 \text{ MPa}$ . Une première zone plastique apparaît au niveau du champignon pour laquelle la contrainte longitudinale dépasse la limite élastique en compression  $\sigma_{xx} = -1351 \text{ MPa}$ , figure 4. 54 (a). Dans un second temps, avec l'augmentation de l'effort de redressage, deux zones plastiques se forment au niveau du champignon et du patin, les contraintes longitudinales en traction ( $560 \text{ MPa}$ ) et en compression ( $= -1252 \text{ MPa}$ ) dépassent la limite élastique du matériau du rail, figure 4. 54 (b). Au-delà, la plastification s'étale sur l'âme du rail. Ces résultats de simulations sont compatibles avec la distribution de contrainte dans la modélisation analytique.



**Figure 4. 54. Évolution de la contrainte longitudinale  $\sigma_{xx}$  au cours du redressage, modélisation par éléments finis sous Forge 2011®.**

#### 4.3.2.3.2 Confrontation du modèle analytique à la simulation numérique et au redressage expérimental

Dans le but d'optimiser la déformation plastique nécessaire au redressage des abouts des rails et pour respecter la norme en termes de rectitude ( $0,3 \text{ mm}/3 \text{ m}$  en France et  $0,4 \text{ mm}/2 \text{ m}$  en Allemagne), **Volegov et al** [VOL 1994] ont développés un modèle de redressage de rail par apprentissage basé sur des simulations par éléments finis. Le modèle a été décrit en détails dans le chapitre 1 (§ 1.4.8.3). Toutefois, pour chaque changement de nuance de matériau, de type de rail ou encore de la distance entre les points supports, des nouvelles simulations par éléments finis sont indispensables pour identifier les paramètres du modèle. Dans le présent travail, un modèle analytique en effort-déplacement a été développé pour prédire les paramètres de redressage du rail. Dans le but de valider les prédictions du modèle analytique décrit dans ce travail, une comparaison a été effectuée entre les courbes de redressage calculées avec ce modèle et celles des essais expérimentaux et de la simulation numérique extraites des travaux de **Volegov et al** [VOL 1994]. Pour les mêmes paramètres du matériau et la même longueur entre les points supports, le modèle analytique a été confronté au résultat expérimental et numérique de [VOL 1994]. Les paramètres du rail idéalisé sont décrits dans le tableau 4. 10. Les résultats sont décrits dans la figure 4. 55.

Paramètres géométriques (rail idéalisé R 65)	$b_1$	$b_2$	$d$	$H_1$	$H_2$	$H_3$
Dimension en (mm)	150	73	19	14	131	35

Tableau 4. 10. Paramètres géométriques pour le rail idéalisé R 65.

Une variation de la pente est à l'origine de la non prise en compte de la contrainte tangentielle dans le modèle analytique. Cependant, entre le modèle de calcul par éléments fins de [VOL 1994] qui prend en compte la contrainte tangentielle et l'essai expérimental cette différence de pente persiste. En effet, les paramètres de redressement ( $F - \delta$ ) sont très sensibles à la variation de la distance entre appuis, figure 4. 55.

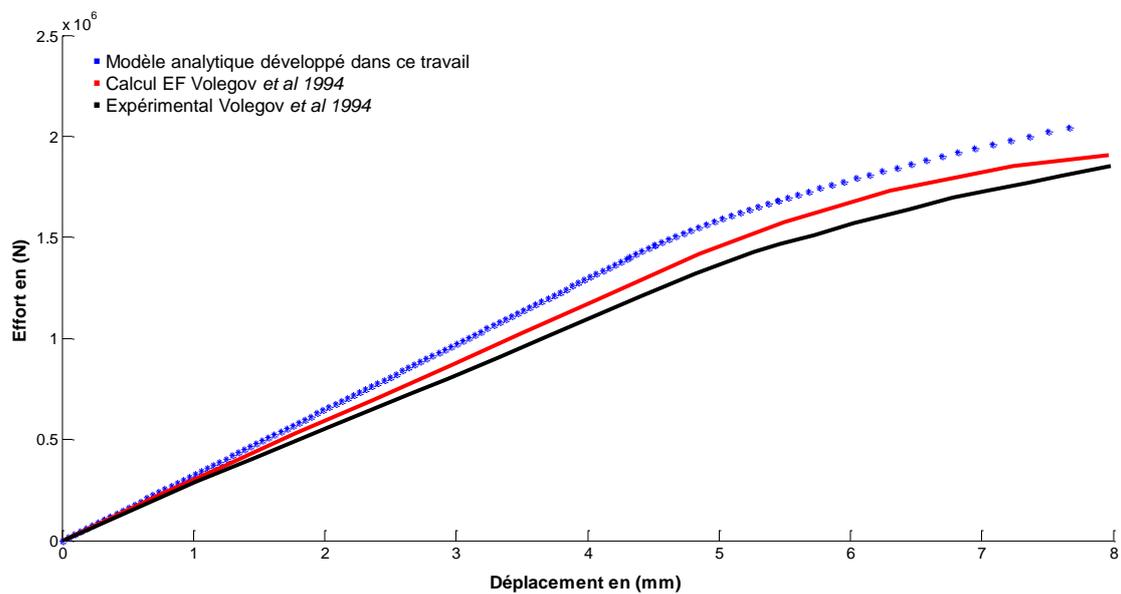


Figure 4. 55. Déformation élastoplastique du rail R 65, confrontation analytique, simulation numérique et expérimental.

Au cours de la déformation élastoplastique du rail, la distance entre les ablots varie avec l'évolution du chargement. Dans le modèle analytique développé dans le présent travail, la prise en compte de cette variation de la longueur entre ablots permet de se rapprocher de l'essai expérimental de redressement du rail. Pour différentes distances entre les appuis, l'évolution des paramètres de redressement est décrite dans la figure 4. 56. Dans le cas du redressement d'une portion de rail R 65 de 1 m, cette variation est de l'ordre de 50 mm.

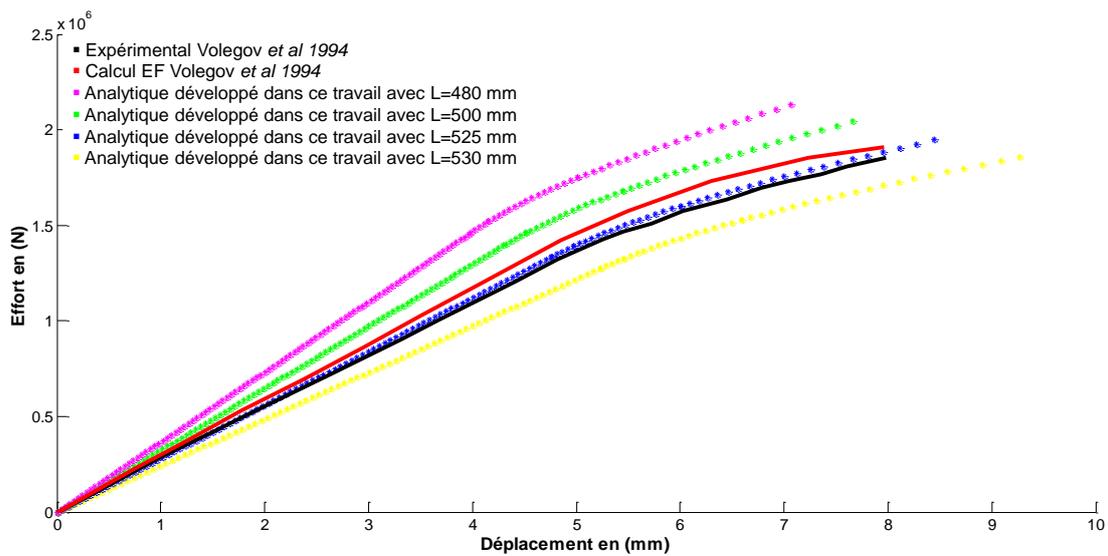


Figure 4. 56. Sensibilité du redressement à la distance entre appuis pour un rail R 65.

#### 4.4 Conclusion partielle

Le calcul de l'amplitude du défaut de rectitude à partir du profil du produit, effectué au moyen de la méthode de contrôle des lignes de rotations, présenté au chapitre 2, a permis d'identifier directement les abscisses optimales pour placer les outils de redressement. A partir de l'amplitude du défaut de rectitude, de l'emplacement des outils de redressement et des caractéristiques de la géométrie et du matériau du produit à redresser, l'évolution de l'effort de redressement en fonction du déplacement a été calculée avec le modèle analytique de redressement développé dans ce travail.

Dans le contexte du laboratoire, la méthodologie de redressement a été appliquée pour l'amélioration de la rectitude de barres carrées. La même démarche a été adaptée pour un redressement des abouts des rails dans un contexte industriel. Pour un seul pas de redressement, le défaut de rectitude de barres carrées a été réduit de 0,9 mm à 0,2 mm, soit une amélioration de l'ordre de 77 % en termes de rectitude. Les incertitudes dans la prédiction du modèle de redressement sont principalement liées aux contraintes résiduelles et à la non prise en compte du déplacement généré par les contraintes tangentielles dans les fondements théoriques du modèle analytique du redressement. Cette différence peut être réduite, en rajoutant des pas de redressement supplémentaires dont le nombre dépend de la précision recherchée sur le produit final.

Pour le redressement des produits avec un défaut de rectitude à large rayon de courbure, un redressement au moyen d'une flexion trois points peut entraîner une localisation de la déformation plastique. Pour éviter l'apparition d'une zone de plastification localisée, un redressement basé sur une flexion quatre points est préférable. Ce dernier permet une distribution uniforme du moment fléchissant entre les deux points d'application du chargement.

Pour prédire les paramètres de redressement d'un about de rail, un chemin de calcul itératif a été développé pour suivre l'évolution de la déformation plastique dans l'épaisseur du produit et ainsi déterminer le rapport entre l'effort et le déplacement de redressement. Deux cas de comportement de matériau ont été étudiés, un redressement avec un comportement élastique parfaitement plastique puis un comportement qui prend en compte l'écroutissage isotrope linéaire. L'autre aspect abordé est l'identification des paramètres du matériau. En effet, le module de Young, le module tangent et la

contrainte limite élastique varient d'une coulée continue à une autre. Pour identifier les paramètres du matériau en temps réel de production, une procédure d'apprentissage a été mise en place. Les résultats de prédiction du modèle de redressage ont été comparés par rapport à la simulation numérique et à l'essai de redressage expérimental réalisé dans les travaux de **Volegov et al** [VOL 1994]. L'évolution des courbes de redressage est en accord avec les résultats de la littérature avec une forte sensibilité à la distance entre les points supports de la presse. En effet, au cours du procédé de redressage cette distance varie ce qui génère une variation de la pente pour les courbes effort-déplacement. Une amélioration possible du modèle de redressage mécanique, consiste à prendre en compte le déplacement généré par les contraintes tangentielles.

## **Conclusion générale**

---

L'utilisation des produits longs est fréquente dans divers secteurs d'activités. Ils sont essentiellement fabriqués par déformation plastique à chaud puis refroidis. Pour cette gamme de produit, la rectitude joue un rôle primordial pour la mise en service, l'assemblage, le confort et la sécurité des usagés. Les industriels de ce secteur ne cessent d'améliorer le processus de fabrication en agissant sur les paramètres clés du procédé pour répondre à la fois aux exigences de la norme et celle du client en terme de rectitude. A travers une description détaillée du processus de fabrication, une explication de l'origine du défaut de rectitude a été fournie. Les méthodes conventionnelles de redressage, notamment l'utilisation des dresseuses à galets ainsi que les caractéristiques du produit à la sortie de ces machines ont été abordées. Plusieurs auteurs se sont principalement focalisés sur l'étude et la maîtrise des dresseuses à galets ce qui a permis de corriger convenablement la rectitude du centre du produit, toutefois, il reste les défauts des extrémités des pièces : les abouts. Pour corriger la rectitude de ces derniers, l'opération de redressage est effectuée manuellement au moyen d'une presse. L'image du profil des abouts et l'information principale fournie à l'opérateur pour que ce dernier puisse aborder le redressage. L'opération de redressage mécanique en elle-même dépend essentiellement de l'expérience de l'opérateur. En se référant au profil, il est le seul juge du choix du positionnement du produit sous la presse, de l'intensité de l'effort et de la course nécessaire pour corriger un défaut de rectitude donné. Tous ces paramètres rendent le procédé de redressage des abouts fortement dépendant de l'expérience de l'opérateur, ce qui n'est pas compatible avec la productivité.

Dans le présent travail de thèse une méthodologie de redressage en temps réel de production a été proposée. Cette dernière est essentiellement basée sur une interaction entre la métrologie et la mécanique et représente une contribution à l'automatisation du procédé de redressage des abouts des produits longs et spécifiquement ceux du rail. Comme l'opération de redressage est essentiellement basée sur l'image du profil d'un produit long, une attention particulière a été portée sur l'aspect métrologique. Dans un contexte industriel, le mesurage sans contact de la rectitude des abouts des produits longs est effectué au moyen des capteurs lasers. Comme conséquence directe de la longueur importante des produits étudiés, la mesure est souvent altérée d'erreurs principalement liées aux imperfections de la chaîne métrologique et au traitement des données. Pour pallier à ce manque de qualité, une nouvelle stratégie de dépouillement a été proposée. Cette dernière prend en compte la correction des erreurs de guidage liées au positionnement relatif de l'instrument de mesure par rapport au produit, la forme de la section dans le calcul du profil de la rectitude et la correction de la déformation élastique du produit au cours du mesurage. Le concept a été validé sur l'évaluation de la rectitude de barres cylindriques puis appliqué sur les rails. La nouvelle stratégie de calcul a permis une évaluation adéquate de l'image du profil des abouts ainsi qu'une meilleure reproductibilité de la mesure.

La seconde partie de ce travail a été dédiée à l'application d'une nouvelle stratégie d'analyse des mesures sur le cas du rail. Deux gammes de produit ont été traitées, le rail à gorge 41 GPU et le rail Vignole 60 E2. L'apport de la prise en compte de la forme de la section dans le calcul de l'image du profil est plus significatif pour le rail 60 E2. Cet apport est principalement lié à la prise en compte des rayons de courbure au niveau du champignon. Le filtrage de la déformation élastique du rail a été

réalisé en se basant sur une méthode géométrique ce qui a permis une meilleure reproductibilité des mesures. Ensuite, les étapes d'implémentation et de la mise en œuvre de la nouvelle stratégie d'analyse des données sur la ligne de production de la presse N°4 ont été décrites.

En se basant sur l'image du profil, une méthodologie de redressage en temps réel de production a été définie. Dans un premier temps, un outil numérique a été identifié puis appliqué au calcul de l'amplitude du défaut de rectitude. Dans le cas où l'amplitude du défaut dépasse la valeur tolérée par la norme, un modèle mécanique permet de définir l'emplacement des outils de la presse ainsi que le calcul du déplacement total à imposer à la machine pour corriger le défaut. Pour optimiser le temps alloué à l'opération de redressage, une procédure a été mise en place pour estimer le nouveau profil après redressage. Dans un second temps, un nouveau mesurage peut être envisagé pour valider la rectitude de l'about du rail. Dans le contexte du laboratoire, la méthodologie de redressage a été appliquée puis validée sur l'amélioration de la rectitude de barres carrées pré-déformées. Dans le cas des défauts à faibles rayons de courbure, les résultats montrent une nette amélioration en terme de rectitude. Toutefois, pour les défauts de larges rayons de courbures, une plastification locale apparaît. Pour corriger ce type de défaut un modèle de redressage quatre points a été mis en place. Ce dernier permet de répartir la charge exercée par l'outil supérieur pour éviter toute plastification localisée. Le modèle analytique a été établi ; une confrontation des prédictions du modèle avec des essais de redressage expérimentaux serait nécessaire pour adapter cette configuration au contexte industriel de redressage. En effet, la configuration industrielle de redressage est basée sur une flexion trois points dans le domaine élastoplastique. Comme la section du rail 60 E2 présente un seul axe de symétrie, la répartition de la contrainte longitudinale n'est pas symétrique dans l'épaisseur. Le premier modèle de redressage en effort déplacement a été adapté à la géométrie du rail. Pour se rapprocher du comportement réel du matériau l'écroutissement isotrope linéaire a été intégré dans le modèle analytique, une boucle d'apprentissage a été mise en place pour recalibrer la contrainte limite élastique et le module tangentiel en temps réel de redressage. Les résultats de prédiction du modèle ont été validés par rapport au calcul par éléments finis et l'essai expérimental de redressage de rail réalisé par *Volegov et al* [VOL 1994].

## Perspectives

Les perspectives du présent travail de thèse peuvent être déclinées suivant deux grands axes. D'un point de vue métrologique, la déformation élastique du rail dans le plan horizontal générée par les galets de centrage a été corrigée en se basant sur la pente au niveau du galet côté corps du rail. Cette correction est réalisée en faisant l'hypothèse que la portion du rail de 50 mm en amont et en aval du galet a été redressée avec le centre du produit. Toutefois cette prédiction est susceptible de masquer la flèche élastique du rail d'ordre trois. Un mesurage de l'effort au niveau des galets de centrage permettra de s'affranchir de cette ambiguïté. D'un point de vue mécanique, le modèle de prédiction effort-déplacement ne prend pas en compte le frottement entre les outils de la presse et le produit à mesurer, l'intégration d'une loi de frottement de type Coulomb permettra d'améliorer les prédictions du modèle. Un autre point qui mérite une attention particulière est la prise en compte des contraintes résiduelles générées par un premier pas de redressage pour aborder le second. Des essais de redressages expérimentaux avec un montage trois et quatre points sur un rail permettront sans doute de mieux recalibrer le modèle analytique. Enfin, le modèle mécanique en effort-déplacement peut être étendu pour la prédiction des paramètres de redressage du rail 41 GPU.

---

## Bibliographie

- [BAS 2003] J. Basu, S. L. Srimani et D. S. Gupta, «Rail behaviour during cooling after hot rolling,» *Journal of Strain Analysis*, vol. 39, pp. 15-24, 2003.
- [BAT 2003] C. Bataille, «Laminage des produits longs - Cylindres, calibrage, défauts,» *Techniques de l'ingénieur*, 2003.
- [BEL 2013] A. Belhadj Ahmed, C. Baudouin, S. Leleu, R. Bigot et P. Secordel, «Methodology to straighten the end parts of long workpieces,» *Key Engineering Materials*, Vols. 554-557, pp. 328-336, 2013.
- [BIE 2009] C. B. Biempica, J. J. Del Coz Diaz, P. J. Garcia Nieto and I. P. Sanchez, "Nonlinear analysis of residual stresses in a rail manufacturing process by FEM," *Applied Mathematical Modelling*, vol. 33, pp. 34-53, 2009.
- [BLA 2008] J. Black, E. P. Degarmo et A. K. Ronald, «DeGarmo's Materials and Processes in Manufacturing,» DeGarmo's, 2008.
- [BOR 2010] S. Boripatkosol, *Contribution à l'étalonnage d'une machine à mesurer de très haute précision : mesures de rectitude et de planéité à un niveau d'incertitudes nanométriques*, Thèse de doctorat, Ecole Nationale supérieure d'Arts et Métiers, Octobre 2010.
- [BOU 1991] J. Boulanger, «Tolérances et écarts dimensionnels, géométriques et d'états de surface,» *Techniques de l'Ingénieur*, 1991.
- [BRA 2011] A. Bracciali, F. Piccioli et D. Benedetto, «Rail Straightness Control in Service,» *Proceedings of the thirteenth International Conference on Civil, Structural and Environmental, Engineering Computing, B.H.V. Topping and Y. Tsompanakis, (Editors)*, pp. 1-12, 2011.
- [CAR 1995] K. Carr et P. Ferreira, «Verification of form tolerances Parts 1: Basic issues, flatness and straightness,» *Precision Engineering*, vol. 17, pp. 131-143, 1995.
- [CAY 1953] Cayere, *Métrie des angles, Extraits de la machine moderne*, Publié en polycopié par l'Ecole Libre d'Apprentissage de Grenoble, de juin 1953 à septembre 1954.
- [CAY 1956] Cayere, *Mesure des défauts d'une règle-étalon, Extraits de "Manipulation de Métrie mécanique*, Publié en polycopié par l'Ecole Libre d'Apprentissage de Grenoble, décembre 1956 à mai 1957.
- [CHE 1996] S. H. Cheraghi et M. S. L. Saied, «Straightness and flatness tolerance evaluation : an optimization approach,» *Precision Engineering*, vol. 18, pp.

- 30-37, 1996.
- [DAV 1983] J. M. David, *Correction par logiciel des défauts de géométrie d'une machine à mesurer*, ENSAM Lille, Rapport Interne SERAM , DS11339, 1983.
- [DAV 2003] J. David, S. Leleu, S. Sébastien Duhem, L. Lahousse et G. P. Vailleau, «Micro et nano précision : positionnement de haute et très haute qualité géométrique,» *quatrièmes journées nationales de recherche en robotique*, pp. 89-94, 8-10 octobre 2003.
- [DEB 1998] J. F. Debongnie et L. Masset, «Sur l'évaluation des défauts de forme à partir de mesures tridimensionnelles,» *Journal of Mechanical and Environmental Engineering*, vol. 43, pp. 13-21, 1998.
- [DEL 2000] V. Delaye, *Etude et réalisation d'un télémètre laser par temps de vol*, Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Grenoble, septembre 2000.
- [DER 1988] R. Y. Deroche et J. Michaux, «Machine for straightening and stress-relieving steel rails». Metz, France Brevet 4,726,2012, 23 Février 1988.
- [DER 2013] R. Deroche, «Rails de chemins de fer Aspects métallurgiques,» *Techniques de l'ingénieur*, 2013.
- [DES 1990] J. Desvallées, J. Michaux et G. Mennel, «Universal finishing stand for the universal rolling of rails and the like, and method of utilizing same». Metz, France Brevet 4,901,554, 20 février 1990.
- [DHA 1991] P. B. Dhanish et M. S. Shunmugam, «An algorithm for form error evaluation using the theory of discrete and linear Chebyshev approximation,» *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 92, pp. 309-324, 1991.
- [DIN 2007] Y. Ding, L. Zhu et H. Ding, «Semidefinite programming for Chebyshev fitting of spatial straight line with applications to cutter location planning and tolerance evaluation,» *Precision Engineering*, vol. 31, pp. 364-368, 2007.
- [DIO 2006] G. Diolez, *Maitrise de la position géométrique des solides : vers de nouveaux outils plus efficaces*, Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, Septembre 2006.
- [DOM 1984] A. El-Domiaty et A. H. Shabaik, «Bending of work-hardening metals under the influence of axial load,» *Journal of Mechanical Working Technology*, vol. 10, pp. 57-66, 1984.
- [ELS 2001] A. Elsharkawy et A. El Domiaty, «Determination of stretch-bendability limits and springback for T-section beams,» *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 110, pp. 265-276, 2001.
- [ESV 2001] C. Esveld, *Modern Railway Track*, Second Edition éd., D. Z. Nieuwenhuizen,

- Éd., Zaltbommel: MRT-Production, 2001.
- [EVA 1996] C. J. Evans, R. J. Hocken et W. T. Estlera, «Self-Calibration :Reversal, Redundancy, Error Separation, and 'Absolute Testing',» *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, vol. 45, pp. 617-634, 1996.
- [GAO 2002] W. Gao, J. Yokoyama, H. Kojima and S. Kiyono, "Precision measurement of cylinder straightness using a scanning multi-probe system," *Precision Engineering*, vol. 26, no. 3, pp. 279-288, 2002.
- [GER 2008] A. N. Gergess et R. Sen, «Cambering structural steel I-girders using cold bending,» *Journal of Constructional Steel Research*, vol. 64, p. 407-417, 2008.
- [GIA 2004] B. D. Giacomo, R. C. Alves de Magalhães et F. T. Paziani, «Reversal technique applied to the measurement of straightness errors,» *ABCM Symposium series in Mechatronics*, vol. 1, pp. 479-487, 2004.
- [HAR 2007] P. Hariharan, Basics of interferometry, Second edition éd., School of Physics, University of Sydney: Academic Press, 2007, pp. 39-48.
- [HEN 2007] F. Hennebelle, «Détermination des incertitudes de mesures sur machines à mesurer tridimensionnelles : Application aux engrenages,» *Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers*, Décembre 2007.
- [HON 2009] L. Hong, H. Ling, J. Leopold, Z. Xiao et G. ChangQiao, «Improvement on straightness of metal bar based on straightening stroke-deflection model,» *Science China Technological sciences*, vol. 52, pp. 1866-1873, 2009.
- [HUA 1993] S. Huang, K. C. Fan et J. Wu, «A new minimum zone method for evaluating straightness errors,» *Precision Engineering*, vol. 15, pp. 158-165, 1993.
- [HUA 2008] J. Huart, G. Noel et T. Helle, «Method for straightening rolled metal sections». Neuilly sur Seine (FR) Brevet 05292194.7, 08 10 2008.
- [ISO 4287] ISO-4287, *International Organization for Standardization-Spécification géométrique des produit (GPS)-Etat de surface:méthode du profil-termes, définitions et paramètres d'état de surface*, décembre 1998.
- [ISO 8785] ISO-8785, *International Organization for Standardization-Spécification géométriques du produits (GPS)- imperfections de surface-Termes, définitions et paramètres*, décembre 1999.
- [JOH 1982] W. Johnson and T. X. Yu, "Influence of axial force on the elastic-plastic bending and springback of a beam," *Journal of Mechanical Working Technology*, vol. 6, no. 1, pp. 5-21, 1982.
- [JUN 2004] L. Jun, Z. Huijun et x. Guoliang, «Establishment and application of load-deflection model of press straightening,» *Key Engineering Materials*, vol. 274,

- pp. 475-480, 2004.
- [JUN 2007] L. Jun et X. Guoliang, «Study on Calculation Method of Press Straightening Stroke Based on Straightening Process Model,» *Key Engineering Materials*, vol. 340, pp. 1345-1350, 2007.
- [KAL 1993] J. J. Kalker, D. F. Cannon et O. Orringer, Rail quality and maintenance for modern railway operation, Netherlands: Kluwer Academic Publishers, 1993, p. 71.
- [KAN 1993] T. Kanada et S. Suzuki, «Application of several computing techniques for minimum zone straightness,» *Precision Engineering*, vol. 15, pp. 274-280, 1993.
- [KIM 2002] S. C. Kim et S. C. Chung, «Synthesis of the multi-step straightness control system for shaft straightening processes,» *Mechatronics*, vol. 12, pp. 139-156, 2002.
- [LAH 2005] L. Lahousse, *Contribution à la construction de machines de grande précision géométrique : le concept d'information dans l'amélioration des performances des machines*, Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, Octobre 2005.
- [LAH 2005] L. Lahousse et J. David, «Application d'une nouvelle conception d'architecture à une machine de mesure de résolution nanométrique,» *Revue française de métrologie*, vol. 4, 2005.
- [LAH 2005] L. Lahousse, J. David, S. Leleu, J. Vailleau et S. Ducourtieux, «Application d'une nouvelle conception d'architecture à une machine de mesure de résolution nanométrique,» chez *Révue Française de métrologie*, 2005.
- [LEL 2000] S. Leleu, *Contribution à l'évaluation des angles, Conception, réalisation et validation d'un plateau pivotant de très haute précision : Vers une nouvelle référence angulaire nationale*, Thèse de doctorat; Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, 2000.
- [LIN 1978] K. L. Lindmark, «Rail straightening press». Rockford Brevet 4-077-248, 7 mars 1978.
- [MIG 2009] A. Migeon, Application industrielles des capteurs, automobile et énergie, vol. 4, Lavoisier, 2009, pp. 35-39.
- [MUR 1980] T. R. Murthy et S. Z. Abdin, «Minimum zone evaluation of surfaces,» *International Journal of Machine Tool Design and Research*, vol. 20, pp. 123-136, 1980.
- [NAS 1999] A. O. Nassef et H. A. ElMaraghy, «Determination of best objective function for evaluating geometric deviations,» *The International Journal of Advanced*

- manufacturing Technology*, vol. 15, pp. 90-95, 1999.
- [NEL 1965] J. A. Nelder et R. Mead, «A simplex method for function minimization,» *The Computer Journal*, vol. 7, pp. 308-313, 1965.
- [NF E 10 100-1] NF-E-10-100-1, *Norme Française AFNOR E10-100-1 Spécification géométrique des produits (GPS) - Méthodes de mesure dimensionnel - Partie 1 : conditions générales de mesure*, décembre 2002.
- [NF E 10 100-1] NF-E10-100-1, «Norme Française AFNOR NF E10-100-1, Méthodes de mesure dimensionnel, Partie 1 : Conditions générales de mesure,» Décembre 2002.
- [NF E10 101] NF-E10-101, *Norme Française AFNOR E10-101- Méthodes de mesure dimensionnel – Deuxième partie : Ecarts de rectitude*, Février 1988.
- [NF EN 13674] NF-EN13674-2+A1, *Norme Européenne EN 13674 - Applications ferroviaires - Voie - Rails - Partie 2 : rails pour appareils de voie utilisés avec des rails Vignole de masse supérieure ou égale à 46 kg/m*, septembre 2010.
- [NF EN ISO 14660] NF-EN-ISO-14660-2, *Norme Européenne NF-EN-ISO-14660-2-Spécification géométrique des produits (GPS) - Éléments géométriques - Partie 2 : ligne médiane extraite d'un cylindre et d'un cône, surface médiane extraite, taille locale d'un élément extrait*, 1999.
- [POI 2008] P. Pointener, «High strength rail steels-The importance of material properties in contact mechanics problems,» *Wear*, vol. 265, pp. 1373-1379, 2008.
- [RAH 1989] P. Rahier, R. Kraemer, J. Y. Lamant et M. Larrecq, «Comportement mécanique de la brame dans la zone de refroidissement secondaire d'une machine de coulée continue d'acier,» Commission des Communautés européennes, Bruxelles-Luxembourg, 1989.
- [RIN 2003] J. W. Ringsberg et T. Lindbäck, «Rolling contact fatigue analysis of rails including numerical simulations of the rail manufacturing process and repeated wheel-rail contact loads,» *International Journal of Fatigue*, vol. 25, pp. 547-558, 2003.
- [SAM 1999] G. L. Samuel et M. S. Shunmugam, «Evaluation of straightness error using computational geometric techniques,» *Computer-Aided Design*, vol. 31, pp. 829-843, 1999.
- [SCH 1988] S. P. Schneider et C. W. Roeder, «Analytical predictions of plastic deformations of heated steel,» *Journal of Structural Engineering*, vol. 114, pp. 1285-1302, 1988.
- [SCH 2001] G. Schleinzler et F. D. Fischer, «Residual stress formation during the roller straightening of railway rails,» *International journal of Mechanical Sciences*,

- vol. 43, pp. 2281-2295, 2001.
- [SHU 1987] M. S. Shunmugam, «Comparaison de linear and normal deviations of forms of engineering surfaces,» *Precision Engineering*, vol. 9, pp. 96-102, 1987.
- [SHU 1988] M. S. Shunmugam, «Assessment of errors in geometrical relationships,» *Wear*, vol. 128, pp. 179-188, 1988.
- [SID 2000] S. Oliver, W. Ernst, N. Albert and B. Herbert, "Vision system for gauging and Automatic straightening of steel bars," in *Machine vision and three-dimensional imaging systems for inspection and metrology*, Boston, MA, 2000.
- [SRI 2005] S. L. Srimani, A. C. Pankaj et J. Basu, «Analysis of end straightness of rail during manufacturing,» *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 47, pp. 1874-1884, 2005.
- [ŠTO 2009] M. H. B. Štock, «Analytical solutions in elasto-plastic bending of beams with rectangular cross section,» *Applied mathematical modeling*, vol. 33, pp. 1749-4760, 2009.
- [TAL 1990] N. K. Das Talukder, A. N. SINGH et W. Johnson, «Cross-roll straighteners and their performance,» *Materials Processing Technology*, vol. 21, pp. 101-109, 1990.
- [VOL 1994] I. F. Volegov, A. P. Polyakov and S. V. Kolmogorov, "Mathematical model of rail straightening and experimental estimation of its adequacy," *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 40, pp. 213-218, 1994.
- [WEI 2004] I. Weingärtner et C. Elster, «System of four distance sensors for high-accuracy measurement of topography,» *Precision Engineering*, vol. 28, pp. 164-170, 2004.
- [WHI 1976] D. J. Whitehouse, «Some theoretical aspects of error separation techniques in surface metrology,» *Journal of Physics E: Scientific Instruments*, vol. 9, 1976.
- [WIN 1990] S. J. Wineman and F. A. McClintock, "Residual stresses near a rail end," *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, vol. 13, no. 1, pp. 29-37, 1990.
- [WIN 1991] S. J. Wineman, *Residual stresses and web fracture in roller-straightened rail*, Thèse de doctorat Massachusetts Institute of Technology, 1991.

## **Webographie**

**(Worldsteel association 15 juillet 2013)**

<http://www.worldsteel.org/statistics/BFI-production.html>

**(ESV 2007, 09 juillet 2013)**

<http://www.chireux.fr/mp/cours/electromecanique/Chap9.pdf>

**(Institut d'automatisation industrielle, 09 juillet 2013)**

[http://www.citg.tudelft.nl/fileadmin/Faculteit/CiTG/Over\\_de\\_faculteit/Afdelingen/Afdeling\\_Bouw/-\\_Secties/Sectie\\_Weg\\_en\\_Railbouwkunde/-\\_Leerstoelen/Leerstoel\\_Railbouwkunde/-\\_Onderwijs/-\\_Collegedictaten/doc/CT3041\\_D\\_2007I.pdf](http://www.citg.tudelft.nl/fileadmin/Faculteit/CiTG/Over_de_faculteit/Afdelingen/Afdeling_Bouw/-_Secties/Sectie_Weg_en_Railbouwkunde/-_Leerstoelen/Leerstoel_Railbouwkunde/-_Onderwijs/-_Collegedictaten/doc/CT3041_D_2007I.pdf)

**(NENCKI septembre 2013)**

[http://www.nencki.ch/en-leistungen-bahntechnik\\_-2226623450367123694721152240373577422791-vierweg-schienenrichtpressen.html](http://www.nencki.ch/en-leistungen-bahntechnik_-2226623450367123694721152240373577422791-vierweg-schienenrichtpressen.html)

# Annexe A

## *Modélisation du redressage d'une barre à section rectangulaire avec un effort non centrée*

On considère une poutre de section rectangulaire  $A$ , de longueur totale  $L$  la poutre est placée sur deux appuis simples. Une force concentrée  $F$  est appliquée à une distance  $a$  de l'extrémité, figure 1. Avec  $x$  et  $y$  respectivement, l'axe longitudinal et l'axe principal de la section de la poutre.

**Figure 1. Modélisation de la flexion élastoplastique d'une barre rectangulaire dans le domaine élastique.**

### *Hypothèses :*

- *On reste dans le cadre de petites déformations.*
- *Le matériau de la poutre est isotrope considéré élastique parfaitement plastique sans historique de chargement.*
- *Les sections normales à la ligne moyenne restent planes et normales à la ligne moyenne pendant la déformation de la poutre (L'hypothèse de Navire-Bernoulli).*

Le moment fléchissant et l'effort normal s'écrivent sous la forme de (A- 1).

$$\begin{aligned} N(x) &= \int \sigma_{xx} dA = 0 \\ M_{fz}(x) &= \int \sigma_{xx} Y dA \end{aligned} \quad (\text{A- 1})$$

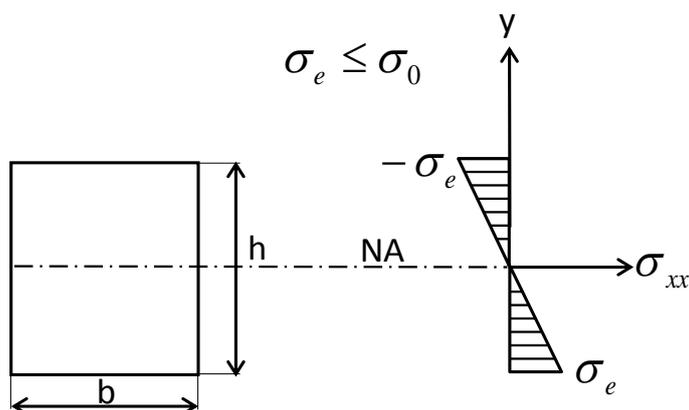
Pour vérifier l'équilibre de la poutre sous l'effet d'un chargement externe, la condition sur l'effort normal  $N(x)$  doit être toujours vérifiée. Pour un élément sous le point d'application du chargement la déformation longitudinale est décrite par l'équation (A- 2) avec  $R$  rayon de courbure.

$$\varepsilon_{xx} = \frac{Y}{R} \quad (\text{A- 2})$$

A partir de l'équation de  $M_{fz}(x)$  et de l'expression de la déformation longitudinale on déduit facilement la contrainte dans le domaine élastique.

$$\sigma_{xx} = \frac{M_{fz}(x)}{I_{GZ}(x)} Y \quad (\text{A- 3})$$

Avec  $I_{GZ}(x)$  Le moment quadratique de la section et  $Y$  la position suivant la hauteur de la section.



**Figure 2. Distribution de la contrainte longitudinale dans le domaine élastique.**

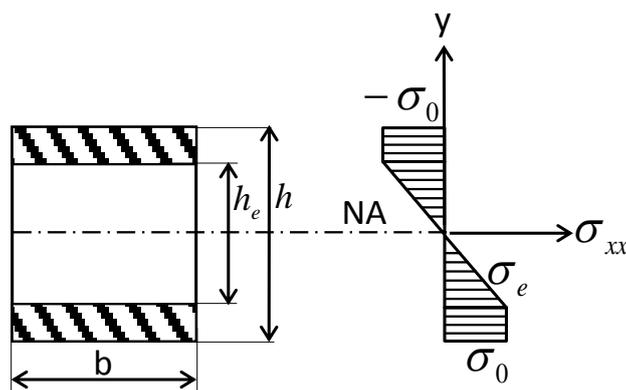
Ainsi à la limite de l'élasticité et juste avant de rentrer dans le domaine plastique, figure 2, le moment à la limite de l'élasticité s'écrit sous la forme de l'équation (A- 4).

$$M_{fz(y)}(x) = \frac{\sigma_0 I_{GZ}}{Y_{max}} \quad (\text{A- 4})$$

Pour la section rectangulaire de la poutre,  $I_{GZ}(x) = \frac{bh^3}{12}$  et  $Y_{max} = \pm \frac{h}{2}$  le moment de flexion à la limite de l'élasticité s'écrit sous la forme de (A- 5).

$$M_{fz(y)} = \frac{\sigma_0 b h^2}{6} \quad (\text{A- 5})$$

Au-delà de cette valeur du moment élastique de flexion, la section de la poutre d'abscisse  $x_1 \leq x \leq x_2$  rentre dans le domaine plastique, figure 3.



**Figure 3. Distribution de la contrainte longitudinale dans le domaine élastoplastique.**

Le moment de flexion dans cette zone est la somme d'un moment élastique auquel s'ajoute un moment plastique comme décrit dans (A- 6).

$$M_{fz(tot)}(x) = M_{fz(y)}(x) + M_{fz(p)}(x) \quad (\text{A- 6})$$

$$M_{fz(tot)}(x) = \left(2 \frac{\sigma_0}{2} b \frac{h_e}{2} \frac{2}{3} \frac{h_e}{2}\right) + \left(2\sigma_0 b \frac{(h-h_e)}{2} \frac{1}{2} \left(\frac{h}{2} + \frac{h_e}{2}\right)\right) \quad (\text{A-7})$$

$$M_{fz(tot)}(x) = \sigma_0 b \frac{h^2}{12} \left(3 - \left(\frac{h_e}{h}\right)^2\right) \quad (\text{A-8})$$

Dans l'expression (A- 8) le moment total de flexion dépend de la hauteur de la poutre et de la hauteur élastique  $h_e = h_e(x)$ . En substituant (A- 5) dans (A- 8) le moment total de flexion peut être écrit en fonction du moment limite élastique.

$$M_{fz(tot)}(x) = M_{fz(y)} \left(\frac{3}{2} - \frac{1}{2} \left(\frac{h_e}{h}\right)^2\right) \quad (\text{A-9})$$

Dans le domaine élastique le comportement du matériau de la poutre est linéaire élastique, il suit la loi de Hooke  $\sigma = E\varepsilon$ . A la limite de l'élasticité la déformation longitudinale peut être écrite en fonction du rayon de la courbure.

$$\varepsilon_{xx} = \frac{h}{2R} \quad (\text{A-10})$$

La contrainte à la limite de l'élasticité est :

$$\sigma_0 = E \frac{h}{2R} \quad (\text{A-11})$$

On déduit ainsi la courbure pour la zone élastique de hauteur  $h_e$ .

$$k = \frac{1}{R} = \frac{2 \sigma_0}{E h_e} \quad (\text{A-12})$$

A la limite du domaine élastique et à partir de (A- 6) et l'expression du moment quadratique de la section, la courbure à la limite de l'élasticité s'écrit sous la forme :

$$k_e = \frac{M_{fz(y)}}{E I_{GZ}} = \frac{2 \sigma_0}{E h} \quad (\text{A-13})$$

A partir de (A- 12) et (A- 13) on peut établir le rapport entre la courbure et la hauteur sous le point d'application du chargement.

$$\frac{k_e}{k} = \frac{h_e}{h} \quad (\text{A-14})$$

En injectant (A- 14) dans (A- 9) on obtient

$$\frac{k}{k_e} = \frac{1}{\sqrt{\left(3 - 2 \frac{M_{fz(tot)}}{M_{fz(y)}}\right)}} \quad (\text{A-15})$$

Ainsi pour la zone élastique  $0 \leq x \leq x_1$

$$\frac{M_{fz(tot)}}{M_{fz(y)}} = \frac{k_e}{k} \quad (\text{A-16})$$

Pour la zone élastoplastique  $x_1 \leq x \leq x_2$

$$\frac{M_{fz(tot)}}{M_{fz(y)}} = \left(\frac{3}{2} - \frac{1}{2} \left(\frac{k_e}{k}\right)^2\right) \quad (\text{A-17})$$

A gauche du point de chargement et à la limite de l'élasticité  $x = x_1$  le moment élastique de la poutre est  $M_{fz(y)} = F \left(1 - \frac{a}{L}\right) x_1$ . Le moment est maximal pour  $x = a$ , le moment limite élastique peut être

écrit en fonction de l'effort limite élastique  $F_y$  à partir duquel la section rentre dans le domaine plastique.

$$M_{fz(y)} = F_y \left(1 - \frac{a}{L}\right) a \quad (\text{A- 18})$$

La longueur de la zone élastique est déduite de l'équation (A- 18) et de l'expression du moment élastique de la poutre.

$$x_1 = \frac{F_y}{F} a \quad (\text{A- 19})$$

D'une manière générale et pour  $0 \leq x \leq a$  le moment de flexion totale suivant l'axe de la poutre est  $M_{fz}(x) = F \left(1 - \frac{a}{L}\right) x$ . De ce rapport on peut déduire que  $\frac{M_{fz(tot)}}{M_{fz(y)}} = \frac{x}{x_1}$ .

Après avoir remplacé le rapport du moment dans (A- 16) et (A- 17) l'expression de la courbure dans chaque zone s'écrit sous la forme suivante.

$$\begin{cases} k = k_e \frac{x}{x_1} \text{ Pour } 0 \leq x \leq x_1 \\ k = k_e \frac{1}{\sqrt{\left(3 - 2\frac{x}{x_1}\right)}} \text{ Pour } x_1 \leq x \leq a \end{cases} \quad (\text{A- 20})$$

Comme le chargement est non symétrique le même raisonnement a été effectué sur la partie droite de la poutre variant entre  $a$  et  $L$ . Pour cette portion de la poutre la zone plastique est située entre  $a$  et  $x_2$  et la zone élastique entre  $x_2$  et  $L$ . L'expression de la courbure dans chaque zone est décrite par les équations (A- 21).

$$\begin{cases} k = k_e \frac{(L-x)}{(L-x_2)} \text{ Pour } x_2 \leq x \leq L \\ k = k_e \frac{1}{\sqrt{\left(3 - 2\frac{(L-x)}{(L-x_2)}\right)}} \text{ Pour } a \leq x \leq x_2 \end{cases} \quad (\text{A- 21})$$

Avec  $x_2$  la limite droite de la zone plastifiée.

$$x_2 = L - c \frac{F_y}{F} \quad (\text{A- 22})$$

Pour le calcul de la course de redressement en fonction de l'effort exercé par le vérin de la presse il faut chercher le déplacement total en dessous du point d'application du chargement. Pour y parvenir la méthode de la charge unitaire (*unit load method*) a été appliquée.

$$\delta_p = \int_0^a x k dx \quad (\text{A- 23})$$

Suivant l'axe de la poutre cette intégrale peut être décomposée en une partie élastique  $0 \leq x \leq x_1$  et  $x_2 \leq x \leq L$  et une partie plastique  $x_1 \leq x \leq x_2$ . Comme la répartition de la longueur plastifiée n'est pas symétrique par rapport au chargement, deux conditions sont envisageables.

**Cas 1** : L'effort est situé à une longueur  $a \leq \frac{L}{2}$

Le calcul du déplacement dans le domaine élastique et élastoplastique est effectué en substituant (A- 20) dans (A- 23).

$$\delta_e = \int_0^a x k_e dx, \text{ (domaine élastique)}$$

$$\delta_p = \int_0^{x_1} k_e \frac{x^2}{x_1} dx + \int_{x_1}^a k_e x \frac{1}{\sqrt{(3-2\frac{x}{x_1})}} dx, \text{ (domaine élastoplastique)}$$
(A- 24)

Après intégration on remplace  $k_e$  et  $x_1$  par leurs expressions décrites précédemment dans (A- 13) et (A- 19).

$$\delta_e = \frac{M_{fz(y)}}{3 E I_{GZ}} a^2 \left( \frac{F}{F_y} \right)$$

$$\delta_p = -\frac{a M_{fz(y)}}{3 E I_{GZ} \left( \frac{F}{F_y} \right)} \left( a \sqrt{3 - 2 \left( \frac{F}{F_y} \right)} + \frac{a \left( -5 + 3 \sqrt{3 - 2 \left( \frac{F}{F_y} \right)} \right)}{\left( \frac{F}{F_y} \right)} \right)$$
(A- 25)

**Cas 2 :** L'effort est situé à une longueur  $a \geq \frac{L}{2}$

Le calcul du déplacement dans le domaine élastique et élastoplastique est effectué en substituant (A- 21) dans (A- 23).

$$\delta_e = \int_a^L (L - x) k_e dx, \text{ (domaine élastique)}$$

$$\delta_p = \int_a^{x_2} k_e \frac{(L-x)}{\sqrt{(3-2\frac{(L-x)}{(L-x_2)})}} dx + \int_{x_2}^L k_e \frac{(L-x)^2}{(L-x_2)} dx, \text{ (domaine élastoplastique)}$$
(A- 26)

Après intégration on remplace  $k_e$  et  $x_2$  par leurs expressions décrites précédemment dans (A- 13) et (A- 22).

$$\delta_e = \frac{M_{fz(y)}}{3 E I_{GZ}} c^2 \left( \frac{F}{F_y} \right), \text{ (domaine élastique)}$$

$$\delta_p = \frac{M_{fz(y)}}{3 E I_{GZ} \left( \frac{F}{F_y} \right)^2 \sqrt{\frac{3c+2a \left( \frac{F}{F_y} \right) - 2L \left( \frac{F}{F_y} \right)}{c}}}$$

$$\left( 3c(-a + L) \left( \frac{F}{F_y} \right) + 2(a - L)^2 \left( \frac{F}{F_y} \right)^2 + c^2 \left( -9 + 5 \sqrt{\frac{3c+2a \left( \frac{F}{F_y} \right) - 2L \left( \frac{F}{F_y} \right)}{c}} \right) \right),$$
(A- 27)

(domaine élastoplastique)

Dans l'équation (A- 27) descriptive du déplacement total de redressement, l'intensité de l'effort  $F$  est inconnue. Toutefois, elle peut être décrite en fonction du moment à la limite de l'élasticité et du rapport de courbure. Le moment de flexion maximal est atteint à l'abscisse  $x = a$  et on combinant (A- 17) et (A- 18) on aboutit à l'expression générale de l'effort :

$$F = \frac{M_{fz(y)}}{\left(a - \frac{a^2}{L}\right)} \left[ \frac{3}{2} - \frac{1}{2} \left(\frac{k_e}{k}\right)^2 \right] \quad (\text{A- 28})$$

En fonction de l'évolution de la plastification dans l'épaisseur de la section, deux cas se distinguent :

**Effort à la limite de l'élasticité :**

$$\frac{k_e}{k} = 1 \quad F_y = \frac{M_{fz(y)}}{\left(a - \frac{a^2}{L}\right)} \quad (\text{A- 29})$$

**Plastification totale en dessous du point du chargement (rotule plastique) :**

$$\frac{k_e}{k} \approx 0 \quad F_{max} = \frac{3 M_{fz(y)}}{2 \left(a - \frac{a^2}{L}\right)} \quad (\text{A- 30})$$

D'une manière générale dans le domaine plastique l'effort peut s'écrire sous la forme de (A- 31) avec  $\tau$  un coefficient multiplicateur de l'effort de plastification.

$$F = \tau \frac{M_{fz(y)}}{\left(a - \frac{a^2}{L}\right)} \quad (\text{A- 31})$$

Au cours de la déformation plastique l'effort  $F$  est compris entre  $F_y$  et  $F_{max}$  comme décrit dans (A- 32).

$$\frac{M_{fz(y)}}{\left(a - \frac{a^2}{L}\right)} \leq \tau \frac{M_{fz(y)}}{\left(a - \frac{a^2}{L}\right)} \leq \frac{3M_{fz(y)}}{2 \left(a - \frac{a^2}{L}\right)} \quad (\text{A- 32})$$

En divisant (A- 32) par l'intensité de l'effort à la limite de l'élasticité, les bornes du coefficient multiplicateur de l'effort de plastification pour les sections rectangulaires sont définies.

$$1 \leq \tau \leq 1,5 \quad (\text{A- 33})$$

**Synthèse :**

$$M_{fz(y)} = \frac{\sigma_0 b h^2}{6}$$

$$F = \tau \frac{M_{fz(y)}}{\left(a - \frac{a^2}{L}\right)} \text{ avec } 1 \leq \tau \leq 1.5$$

Pour  $a \leq \frac{L}{2}$  :

$$\delta_e = \frac{M_{fz(y)}}{3 E I_{GZ}} a^2 \tau$$

$$\delta_p = -\frac{a^2 M_{fz(y)}}{3 E I_{GZ} \tau^2} (-5 + (3 + \tau) \sqrt{3 - 2\tau})$$

Pour  $a \geq \frac{L}{2}$  :

$$\delta_e = \frac{M_{fz(y)}}{3 E I_{GZ}} c^2 \tau$$
$$\delta_p = -\frac{c^2 M_{fz(y)} (-3 + 2\tau)}{3 E I_{GZ} \tau^2} (-5 + (3 + \tau) \sqrt{3 - 2\tau})$$



## **Contribution à l'amélioration de la rectitude dans l'obtention de produits longs : application aux abouts de rails**

**RESUME :** Les produits longs se distinguent par une dimension, généralement la longueur plus importante que la hauteur et la largeur, à titre d'exemple les rails de chemin de fer. Ces produits sont obtenus par déformation plastique à chaud puis refroidissement. Au cours du processus de fabrication, l'hétérogénéité du refroidissement et de la déformation plastique induisent un défaut géométrique de rectitude. Pour parachever la rectitude du produit, un redressage à froid est alors nécessaire. Souvent des dresseuses à galets sont utilisées pour corriger la rectitude du centre de produit, cependant, il reste les abouts. Ces derniers sont redressés au moyen d'une presse à partir de l'image de leurs profils obtenus par mesurage optique. La procédure de mesure/redressage est répétée jusqu'à la conformité du produit. Le temps de réalisation est variable, il dépend de l'apprentissage des paramètres clés liés à la géométrie et au matériau du produit à redresser. Compte tenu des exigences de plus en plus sévères sur la rectitude des produits longs d'une part et une volonté d'augmenter la productivité d'autre part, l'objet de ce travail de recherche consiste à optimiser le procédé de redressage des abouts de produits longs. Dans un premier temps, les déformations élastiques générées au cours du mesurage d'un produit long ont été filtrées. Ensuite, les erreurs des moyens de mesure ont été séparées de la mesure du produit au moyen d'une analyse couplée ce qui a permis une meilleure évaluation de la rectitude du produit. Par ailleurs, en se basant sur l'image du profil du produit, une méthodologie de redressage semi-automatique a été mise en place. Cette dernière est essentiellement basée sur une interaction entre la métrologie et la mécanique et représente une contribution à l'automatisation du procédé de redressage des abouts des produits longs.

**Mots clés :** Produits longs, rectitude, mesure, déformation élastique, redressage.

## **Contribution to improving straightness in long product manufacturing: application to rail ends**

**ABSTRACT:** Long workpieces are characterized by one dimension, usually length is larger than the height and width, for example, railway rails. These products are obtained by hot rolling and then cooling. During manufacturing process, heterogeneity of cooling and plastic deformation induced straightness error. In order to correct this geometrical error, cold straightening process is necessary. Usually, straightening machines are used to correct the straightness of the workpiece center however; the ends' sides were still not straightened. Based on the optical measurement profile, these ends are straightened by mechanical press. The measuring/straightening closed loop is repeated until the straightness of the product is conformed. The process time depends on the knowledge of key parameters related to geometry and material of workpiece. The objective of this research work is to optimize straightening process of the ends of long workpieces. As a first step, the elastic deformation generated during the measurement of long workpiece has been filtered. Then, a coupled analysis of measurement was used to separate error of machine measurement from workpiece measurement, which allowed a better assessment of workpiece straightness profile. Furthermore, based on straightness profile, a semi-automatic straightening methodology has been developed. It is essentially based on an interaction between metrology and mechanics and it is a contribution to the automation of straightening process for ends parts of long workpieces.

**Keywords :** long workpieces, straightness, measurement, elastic deformation, straightening.