



**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

**MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA  
RECHERCHE SCIENTIFIQUE**



**UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA BOUMERDES**

**Faculté des Sciences de l'Ingénieur**

**Département Génie Mécanique**

**GRUPE MODELISATION EN MECANIQUE ET PRODUCTIQUE – LMMC**

**MEMOIRE**

Présenté par

**M. BOUZIANE Abdelkader**

En vue de l'obtention du diplôme de

**MAGISTER en GENIE MECANIQUE – PRODUCTIQUE**

**OPTION : SYSTEMES DE PRODUCTION**

**CONTRIBUTION A LA DETERMINATION DES CRITERES DE  
QUALITE DES TUBES SOUDES SOUMIS A UNE PRESSION  
INTERIEURE**

**Composition du jury**

|                              |                   |                |                   |
|------------------------------|-------------------|----------------|-------------------|
| <b>Mr. Abellatif ZERIZER</b> | <b>Professeur</b> | <b>U.M.B.B</b> | <b>Président</b>  |
| <b>Mr. Djaafar MEDJAHED</b>  | <b>MC.</b>        | <b>U.M.B.B</b> | <b>Rapporteur</b> |
| <b>Mr. Kamal MOHAMMEDI</b>   | <b>MC</b>         | <b>U.M.B.B</b> | <b>Examineur</b>  |
| <b>Mr. Idir BELAIDI</b>      | <b>CC</b>         | <b>U.M.B.B</b> | <b>Examineur</b>  |
| <b>Mr. Rachid BOUDERBALA</b> | <b>CC</b>         | <b>I.A.P</b>   | <b>Examineur</b>  |

Année universitaire 2007/2008

## **REMERCIEMENTS**

Cette recherche a été effectuée au laboratoire Productique (Système de Production) dans le cadre d'une collaboration avec ANABIB GROS TUBES DE REGHAIA.

Je tiens tout d'abord à remercier mon directeur de Thèse Dr. **Djafar MEDJAHED** pour la confiance et l'attention qu'il m'a accordé tout le long de cette étude.

Je remercie également M. **Kamel MOHAMEDI**, Maître de conférence pour les discussions enrichissantes que nous avons eues et les conseils qu'il m'a donnés durant ces deux années.

Je remercie d'autre part :

- M. le Pr. **Abdelatif ZERIZER** pour avoir accepté de présider mon jury
- M. le Dr **Idir BELAIDI** pour sa participation à mon jury de thèse et le soutien apporté à ce travail
- M. **Rachid BOUDERBALA** pour sa participation à mon jury

Mes remerciements amicaux s'adressent à tous mes collègues du laboratoire et du département Génie Mécanique en particulier à M. **Aomar DJEBILI**

## *Dédicace*

*A ma femme.*

*A mes enfants : Nino, Imad et Ma Princesse Emy.*

*A la mémoire de tous les enseignants, victimes du séisme du 21 mai 2003, en particulier*

*Mrs. T. KIRATI, M..Guerbi, A.Ouammeur.*

## ملخص

الإمكانات المتاحة لزيادة طاقة خطوط أنابيب الغاز لنقل هذا الأخير، سواء كان ذلك عن طريق ارتفاع ضغط التشغيل أو توسيع قطر الخط.

الاتجاه العالمي في هذا المجال يتوقع الزيادة في كل من الطاقة و قطر الأنبوب.

الانتقال إلى الضغوط العالية يتطلب إما زيادة هامة في توسيع سمك جدار الأنابيب والموجهة إلى صنع خطوط أنابيب الغاز أو تحسين الخواص الميكانيكية للحديد الصلب الذي به تصنع هذه الخطوط. وبعبارة أخرى، فإن إمكانية تشغيل هذه الخطوط ذات التدفق الكبير يتحقق باختيار أحسن السبل للتنسيق بين خصائص هذه الخطوط و التي تتمثل في المقاومة و المتانة

لمفاتيح: أنابيب الغاز، طرق الصناعة، التلحيم، محاكاة رقمية.

## Résumé

Les possibilités offertes d'augmenter la capacité de transport des gazoducs, par l'élévation de la pression de service et/ou des diamètres des conduites de transport de gaz naturel, nous amènent à la détermination des critères de qualité des tubes soudés soumis à une pression intérieure. Alors que les tendances mondiales dans ce domaine prévoient leur augmentation. Le passage à des pressions de service élevées nécessite une amélioration des propriétés mécaniques des aciers constituant ces derniers. Le travail présenté est une contribution à l'étude de la qualité des tubes destinés à la construction des gazoducs. Cette étude apporte des méthodes et des informations qui permettent une optimisation de la conception et la mise en œuvre de simulation afin de prévoir le comportement des tubes durant leur exploitation.

**Mots clés :** tube en acier, pipeline, soudage, essais mécaniques, éléments finis, simulation numérique.

## Abstract

The possibilities offered to increase the transport capacity of the gas pipelines by rising the operating pressure and/or the diameters of the natural gas pipes brings us to the determination of the quality standards of the welded tubes subjected to an interior pressure. Whereas the world tendencies in this field envisage their increase, the passage to high operating pressures requires the improvement of the mechanical properties of steels of the latter. Our work is a contribution to the study of the quality of the tubes intend for construction gas pipelines. In particular, this study brings methods and information, which makes it possible the optimization of the design and to lay down the future behavior of the tubes during their exploitation.

**Key words:** Gas pipeline, welding, mechanical testing, finite elements simulation

# SOMMAIRE

|                              |     |
|------------------------------|-----|
| Remerciements.....           | I   |
| Dédicace.....                | II  |
| Résumé.....                  | III |
| Table des matières.....      | IV  |
| Table des illustrations..... | V   |
| Notations et symboles.....   | VI  |
| Introduction générale.....   | 1   |

## Chapitre I : **ELABORATION DE TUBE ET MATERIAUX**

|  |    |
|--|----|
| I.1 Introduction.....  | 4  |
| I.1.1. Contexte industriel.....  | 5  |
| I.2 Procédé de fabrication des tubes.....  | 10 |
| I.2.1 Tubes soudés en spirale.....   | 10 |
| I.2.2 Tubes soudés longitudinalement.....  | 12 |
| I.3 Matériaux pour tubes: évolution des aciers pour tubes de transport de gaz..... | 16 |
| I.3.1 Elaboration des aciers pour tubes.....                                       | 16 |
| I.3.2 Caractéristiques métallurgiques.....   | 17 |
| I.4 Présentation du matériau étudié.....   | 21 |
| I.4.1 Propriétés métallurgiques du matériau.....                                   | 21 |
| I.4.1.1 Composition chimique.....  | 21 |
| I.4.1.2 Microstructure.....  | 22 |
| I.4.2 Propriétés mécaniques du matériau.....                                       | 25 |
| I.4.2.1 Essai de traction.....   | 25 |
| I.4.2.2 Essais de résilience.....  | 27 |
| I.5 Conclusion.....  | 28 |

## Chapitre II : **COMPORTEMENT MECANIQUE DANS LES CONDITIONS DE SERVICE**

|   |    |
|---|----|
| II.1 Introduction .....   | 31 |
| II.2 Sollicitation du corps du tube .....                         | 32 |
| II.3 Sollicitation de la soudure .....                            | 36 |
| II.4 Comportement des tubes en spirale dans une canalisation..... | 38 |
| II.5 Comportement sous pression intérieure statique .....         | 40 |
| II.6 Comportement sous pression intérieure dynamique.....         | 45 |
| II.7 Conclusion .....   | 50 |

## Chapitre III : **MODELISATION ET SIMULATION NUMERIQUE**

|  |           |
|--|-----------|
| III.1. Introduction .....                                      | 53        |
| III.2 Modelisation et simulation numerique .....               | 54        |
| III.2.1 Hypothèses générales de la modélisation .....          | 54        |
| III.2.1.1 Représentation géométrique .....                     | 54        |
| III.2.1.2 Représentation mécanique.....                        | 54        |
| III.2.2 – différents types de comportement du matériau .....   | 57        |
| III.2.3 Formulation incrémentale en élastoplasticité .....     | 58        |
| III.2.3.1 Surface de charge et conditions d'écoulement.....    | 59        |
| III.2.3.2 Calcul de l'incrément de déformation plastique ..... | 61        |
| III.2.4. Résolution en calcul non linéaire.....                | 63        |
| III.2.5 Discrétisation .....                                   | 65        |
| III.3 Analyse des résultats .....                              | 67        |
| III.3.1 Comportement sous pression intérieure.....             | 67        |
| III.4. Conclusion.....   | 72        |
| <b>CONCLUSION GENERALE</b> .....                               | <b>73</b> |
| <b>BIBLIOGRAPHIE</b> .....                                     | <b>74</b> |

# Tables des illustrations

## Figures.

|   |    |
|---|----|
| <b>Figure I.1</b> : Eclatement d'un pipeline .....  | 6  |
| <b>Figure I.2</b> : Principe de fabrication des tubes soudés.....   | 11 |
| <b>Figure I.3</b> : Les étapes de fabrication de tubes soudés longitudinalement.....  | 13 |
| <b>Figure I.4</b> : Formage en U (a), formage en O (b) et soudage (c)<br>de la fabrication des tubes soudés en long.....  | 15 |
| <b>Figure I.5</b> : Machine d'expansion.....  | 16 |
| <b>Figure I.6</b> : Taux de carbone dans les aciers pour tubes.....   | 19 |
| <b>Figure I.7</b> : Taux de carbone équivalent dans les aciers pour tubes.....  | 19 |
| <b>Figure I.8</b> : Taux de manganèse dans les aciers pour tubes.....   | 20 |
| <b>Figure I.9</b> : Teneur en soufre dans les aciers pour tubes .....   | 20 |
| <b>Figure I.10</b> : Amélioration des résiliences des aciers pour tubes<br>dans les trois sens du tube .....  | 21 |
| <b>Figure I.11</b> : microstructure de l'acier 900-X65<br>Sens travers du laminage (plan T-TC).....   | 23 |
| <b>Figure I.12</b> : Aspects micrographiques de l'acier 900-X65<br>Cordon de soudure et Z.A.T. ....   | 24 |
| <b>Figure I.13</b> : Filiation de micro-dureté HV5 .....  | 25 |
| <b>Figure I.14</b> : Courbes rationnelles de traction obtenues<br>dans le sens long et travers du tube. ....  | 26 |
| <b>Figure I.15</b> : Eprouvette de résilience CVN 10×10.....  | 27 |
| <b>Figure II.1</b> : Variation du rapport contrainte circonférentielle / contrainte é<br>quivalente en fonction du rapport contrainte longitudinale / contrainte circonférentielle<br>..... | 33 |
| <b>Figure II.2</b> : Etats de contraintes dans un tube soumis à la pression intérieure<br>.....   | 34 |
| <b>Figure II.3</b> : Sollicitation dans un tube à soudure en spirale .....  | 36 |
| <b>Figure II.4</b> : Variation du rapport $\frac{\sigma_N}{\sigma_C}$ en fonction de l'angle $\varphi$ .....  | 36 |
| <b>Figure II.5</b> : Courbe de pression/volume obtenu lors de l'essai d'eclatement avec<br>soudure de rabotage.....   | 41 |
| <b>Figure II.6</b> : Pression intérieure en fonction de l'agrandissement de la circonférence sur<br>un coude de tube spirale avec soudure de rabotage cintré à froid .....                  | 43 |

|  |    |
|--|----|
| <b>Figure II. 7 :</b> Resistance à la fatigue en fonction du nombre de cycles .....                                    | 45 |
| <b>Figure II.8:</b> Resistance à la fatigue en fonction du nombre de cycle N pour des contraintes longitudinales ..... | 46 |
| <b>Figure II. 9 :</b> Influence de l'effet de toit sur la résistance auà la fatigue.....                               | 47 |
| <b>Figure III.1:</b> Elément de coque à 8 nœuds .....  | 57 |
| <b>Figure III.2:</b> Comportement d'un acier au carbone 'vierge' .....   | 58 |
| <b>Figure III.3:</b> Comportement d'un acier ecroui .....  | 58 |
| <b>Figure III.4:</b> Surface d'écoulement plastique .....  | 60 |
| <b>Figure III.5:</b> Modèle élastoplastique bilinéaire (A) .....   | 62 |
| <b>Figure III.6:</b> Méthodes de Newton – Raphson complète .....   | 64 |
| <b>Figure III.7 :</b> Densité de maillage du demi modèle.....  | 65 |
| <b>Figure III.8:</b> Conditions aux limites pour la pression interieure.....   | 66 |
| <b>Figure III.9:</b> Application du chargement de la pression interieure .....   | 66 |
| <b>Figure III.10 :</b> Agrandissement de la circonférence .....  | 67 |
| <b>Figure III.11 :</b> Déformée sous l'effort de pression intérieure .....   | 68 |
| <b>Figure III.12 :</b> Répartition des contraintes équivalentes .....  | 69 |
| <b>Figure III. 13 :</b> Répartition des contraintes circonferencielles.....  | 70 |
| <b>Figure III.14 :</b> Répartition des déformations circonferencielles .....   | 71 |

## **Tableaux :**

|   |    |
|---|----|
| <b>Tableau I.1 :</b> Evolution des conditions de transport des gazoducs ..... | 5  |
| <b>Tableau. 1.2 :</b> Coefficients de sécurité selon le RSA .....             | 8  |
| <b>Tableau I.3 :</b> Composition chimique de l'acier.....                     | 22 |
| <b>Tableau I.4:</b> Caractéristiques en traction.....                         | 26 |
| <b>Tableau I.5 :</b> Valeurs des resiliences obtenues sur l'acier XC65.....   | 27 |
| <b>Tableau II.1 :</b> Résultats des mesures de déformations sur tubes .....   | 35 |
| <b>Tableau II.2 :</b> Mesures des déformations sur tube soudé enspirale ..... | 40 |

---

## *Abréviations*

|                        |   |
|------------------------|---|
| B :                    | Largeur de bande  |
| d :                    | Diamètre  |
| E :                    | Coefficient d'élasticité  |
| F :                    | Coefficient de la longueur de soudure                             |
| L :                    | Direction longitudinale (direction de laminage de la tôle)        |
| p :                    | Pression intérieure   |
| $p_f$ :                | Pression d'écoulement à la limite élastique                       |
| $p_m$ :                | Pression maximale   |
| $p_o$ :                | Pression initiale   |
| $R_m$ :                | Résistance maximale   |
| $R_p$ :                | Limite élastique  |
| s :                    | Epaisseur de la tôle  |
| S :                    | Direction radiale (direction travers court)                       |
| T :                    | Direction circonférentielle (direction travers)                   |
| $V_d$ :                | Vitesse de l'onde de décompression                                |
| $v_f$ :                | Vitesse de l'onde de fissure                                      |
| Y :                    | Coefficient de sécurité   |
| $\sigma_{adm}$ :       | Contrainte circonférentielle maximale admissible dans le tube     |
| $\sigma_C$ :           | Contrainte circonférentielle                                      |
| $\sigma_H$ :           | Contrainte circonférentielle admissible                           |
| $\sigma_L$ :           | Contrainte longitudinale  |
| $\sigma_N$ :           | Contrainte normale  |
| $\sigma_0$ :           | Limite d'écoulement pour un matériau rigide parfaite              |
| $\sigma_v$ :           | Contrainte comparative  |
| $\sigma_Y$ :           | Limite d'écoulement   |
| $\alpha$ :             | Angle formé par la normale à la soudure et la génératrice du tube |
| $\beta$ :              | Coefficient d'entaille  |
| $\varepsilon_L$ :      | Allongement longitudinal  |
| $\varepsilon_C$ :      | Allongement circonférentiel                                       |
| $\varepsilon_L$ :      | Allongement longitudinal  |
| $\varepsilon_\alpha$ : | Allongement sous angle  |

---

---

$\varphi$  : Angle par rapport à l'axe du tube  
 $\mu$  : Constante de poisson  
 $\gamma$  : Rapport de chaleurs spécifiques

---

## INTRODUCTION GENERALE

Les possibilités offertes d'augmenter la capacité de transport des gazoducs, par l'élévation de la pression de service et des diamètres des conduites de transport de gaz naturel ne sont pas encore utilisées de nos jours de manière assez importante, alors que les tendances mondiales dans ce domaine prévoient leur augmentation. Le passage à des pressions de service élevées nécessite l'amélioration des propriétés mécaniques des aciers de ces derniers, de manière à réduire les épaisseurs des parois des tubes destinés à la construction des gazoducs.

En d'autres termes, la qualité des gazoducs de grand débit dépend du choix de la meilleure combinaison entre les propriétés des tubes, à savoir la résistance et la ténacité.

La qualité d'un gazoduc est une question primordiale pour les projets de transport du gaz naturel par canalisation. L'objectif dans ce cas est de réduire les ruptures des gazoducs dont les conséquences sont souvent désastreuses.

Les valeurs des charges extérieures sollicitant la conduite et sa capacité portante ont un caractère aléatoire qu'on exprime par certaines fonctions de distributions. En effet, la conduite est conçue d'un nombre fini de tubes, dont les caractéristiques géométriques et de résistance diffèrent de manière aléatoire suite aux imperfections résultant des processus technologiques de fabrication des tôles et des tubes.

Le travail présenté est une contribution à l'étude de la qualité des tubes destinés à la construction des gazoducs. A l'étape de projection d'un gazoduc, cette étude apporte surtout des informations qui permettent aux concepteurs de comprendre les exigences en matière de qualité des tubes. Les facteurs qui influent de manière prépondérante sur le comportement des tubes dans une canalisation sont les agressions externes et les contraintes internes liées aux conditions d'exploitation. L'observation de ces éléments et de leur défaillance ne suffit pas à concéder leur qualité. Il convient dans ce cas de procéder à des approches technologiques et métallurgiques qui relèvent des méthodes résistance – contraintes et cela fait l'objet de cette étude.

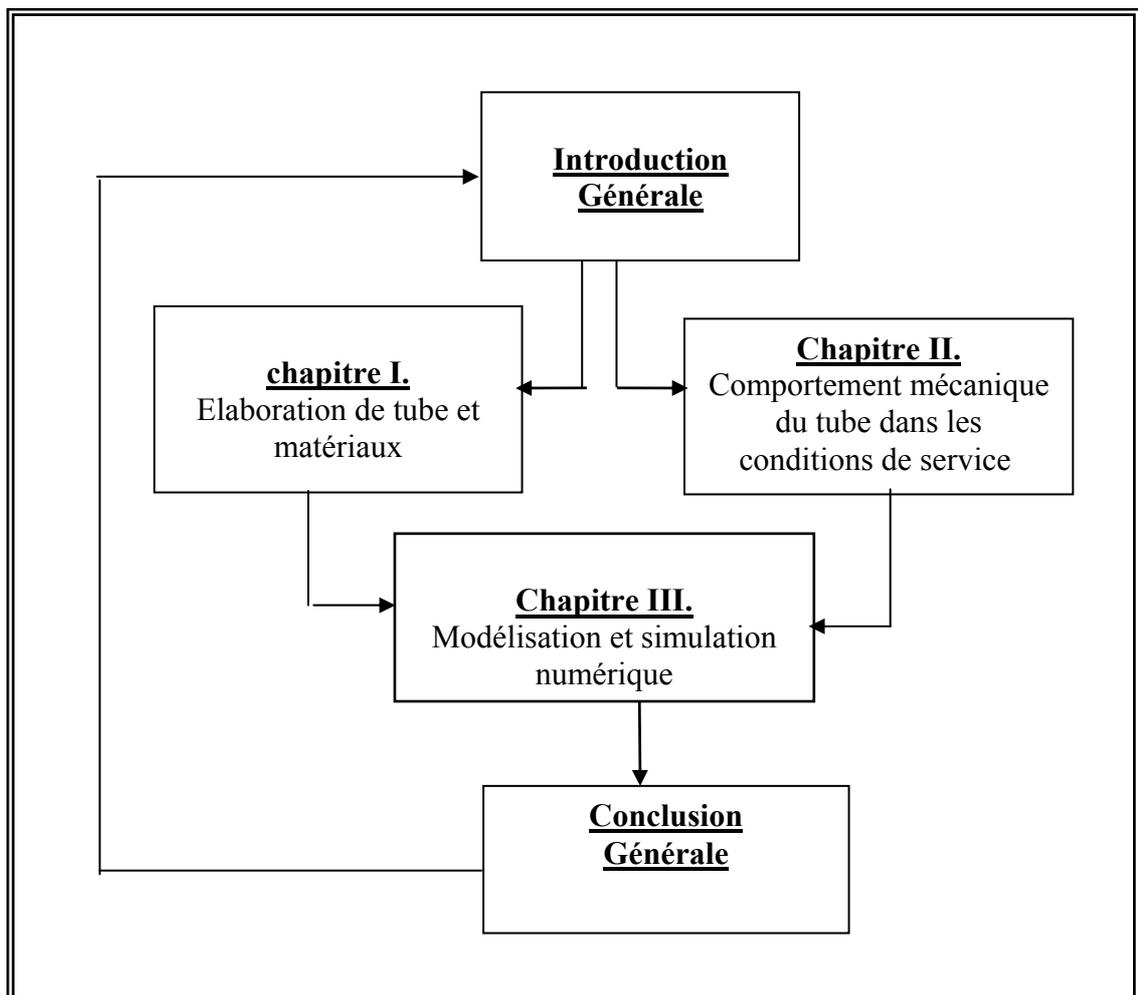
Le mémoire se compose de trois chapitres :

Chapitre I : Elaboration de tube et matériaux ;

Chapitre II : Comportement mécanique du tube dans les conditions de service ;

Chapitre III : Modélisation et simulation numérique.

### Organigramme Structuration du mémoire.



# CHAPITRE I

## Elaboration du tube et materiaux

## **I.1 INTRODUCTION**

Le transport du gaz dans des conditions économiques nécessite l'utilisation de pressions de transport élevées, et donc l'utilisation d'aciers à haute limite d'élasticité. De plus, la sécurité des installations demande une bonne ténacité pour éviter la ruine de la structure par propagation rapide de fissures.

Nous présentons dans une première partie de ce chapitre introductif les méthodes traditionnellement utilisées pour l'évaluation de la nocivité des défauts dans l'industrie du transport des hydrocarbures. Toutefois, ces méthodes ne s'appliquent pas avec une précision suffisante aux aciers pour gazoducs à haute limite d'élasticité comme l'acier X100. On est ainsi conduit naturellement à mettre en oeuvre une approche plus moderne, celle de l'approche locale de la mécanique de la rupture.

Dans un second temps, la fabrication des tubes soudés longitudinalement est présentée. La mise en forme de tube à partir des tôles provoque une pré déformation de quelques pour cent. L'effet de cette pré déformation sur les propriétés mécaniques de déformation et de rupture des aciers est ensuite abordé.

### I.1.1 CONTEXTE INDUSTRIEL

Les sites de production de gaz sont souvent très éloignés des centres de consommation. Le gaz est alors acheminé à l'aide de canalisations sur des distances de plusieurs milliers de kilomètres. Pour augmenter la rentabilité d'un gazoduc, il est intéressant d'utiliser des structures de diamètre plus grand et de transporter le gaz sous une pression élevée. L'évolution des conditions de transport des gazoducs depuis 90 ans est présentée dans le tableau I.1. Nous voyons que, de 1910 à 2000, le diamètre des plus gros gazoducs ou pipelines utilisés a été multiplié par 4 et la pression de transport par 60.

*Tableau I.1 : Evolution des conditions de transport des gazoducs [HUL 97].*

| Année | Pression (bar) | Diamètre (mm) | Capacité annuelle ( $10^6 \text{ m}^3$ ) | Perte de charge après 600 m (%) |
|-------|----------------|---------------|--|---------------------------------|
| 1910  | 2              | 400           | 80                                       | 49                              |
| 1930  | 20             | 500           | 650                                      | 31                              |
| 1965  | 66             | 900           | 830                                      | 14                              |
| 1980  | 80             | 1420          | 2600                                     | 11                              |
| 2000  | 120            | 1620          | 52000                                    | 8                               |

Ces augmentations de performance ont été possibles grâce à l'amélioration des caractéristiques mécaniques des aciers utilisés pour la fabrication des tubes.

Un gazoduc est une structure dont l'intégrité doit être garantie. En particulier, pour éviter tout amorçage de rupture, le dimensionnement de la structure est effectué pour travailler dans le domaine élastique avec un coefficient de sécurité adéquat, ce qui autorise une taille critique de défaut. De plus, la température de transition ductile fragile de l'acier est choisie de façon à empêcher une rupture fragile du tube. Cependant, la probabilité de rupture n'est jamais nulle. Des statistiques établies par l'European Gas pipeline Incident Group [EGIG. 02] recensent, en effet 1060 cas de rupture en service entre 1970 et 2001, 50% de ces ruptures sont causées par des "agressions extérieures". Les autres causes d'incidents notables sont: la présence de défauts dans le matériau (17%), la corrosion (15%), ou encore les mouvements de sol (9%).



*Figure I.1 : Eclatement d'un pipeline [MAN. 01]*

Le calcul de la charge et la détermination de son influence sur un cylindre creux parfait sont relativement aisés, sur la base de théories générales. Par contre lorsqu'il s'agit d'un tube de production industrielle, il faut tenir compte des paramètres influents supplémentaires. L'action de ces paramètres ne peut être en partie évaluée que sur la base d'expérimentations ou d'expériences pratiques sur le chantier.

Les facteurs influents essentiels sont :

- a) Les différentes répartitions de contrainte assez appréciables existant dans une canalisation par rapport au cylindre creux idéal.
- b) Les écarts de forme ou de surface inévitables dans le cas de tubes produits techniquement par rapport au cylindre creux idéal.

En ce qui concerne la sollicitation de la conduite en service, il faut tenir compte d'une part de la charge statique due à la pression intérieure, ainsi que de l'influence de la charge pulsatoire due aux fluctuations de pression et de l'influence de la pose de la conduite. Dans ce qui suit, la fabrication de gros tubes selon différents procédés soit avec soudure longitudinale ou spirale, ainsi que leurs propriétés générales et leur classification sont supposées connues. Elles

ne seront évoquées, si nécessaire, que pour expliquer les sollicitations et le comportement des tubes dans un pipeline.

Les tubes de pipelines sont soumis, aussi bien pendant la pose qu'en service, à des charges très élevées. Lors de la pose et particulièrement pendant le cintrage à froid, des déformations dépassant la limite élastique ont lieu. En même temps, il est exigé dans le cas du cintrage à froid, qu'ils ne souffrent pas de changement de forme non admissible. Le code ASME 31.3 par exemple limite l'ovalisation à 2,5%, pour un rayon minimum tolérable correspondant à un angle de 1,5 ° par longueur égale au diamètre. Lors de l'essai de pression, la mise en service et l'exploitation de la conduite, la charge principale est causée par la pression intérieure statique, lorsque la conduite est en service, nous assistons à une charge dynamique ondulatoire supplémentaire, en raison des changements de pression. La pression intérieure statique maximale admissible est donnée d'une manière générale par le diamètre, l'épaisseur et la contrainte circonférentielle admissible  $\sigma_{adm}$ , qui résulte du produit de la limite élastique  $\sigma_{0,2}$  du matériau et d'un coefficient de sécurité  $Y$ .

$$P_{\max} = \frac{\sigma_{adm} \cdot 2s}{d} \quad [1.1]$$

dans laquelle :

$P_{\max}$  : Pression maximale admissible en service (Mpa)

$\sigma_{adm}$  : Contrainte circonférentielle admissible (Mpa), fonction de la limite d'élasticité du matériau  $\sigma_{0,2}$  et du coefficient de sécurité  $Y$ , appelé par ailleurs taux de contrainte

soit :

$$\sigma_{adm} = \sigma_{0,2} \cdot Y$$

$t$  : épaisseur de paroi du tube (mm)

$d$  : diamètre nominal du tube (mm)

Le Règlement Algérien de Sécurité définit trois zones d'emplacement de la conduite :

ZONE 1 - comprend : les emplacements se trouvant dans les agglomérations urbaines, ou bien près des locaux isolés à usage d'habitation. Ces emplacements sont définis comme étant situés :

- à moins de 40 mètres d'un établissement recevant plus de deux cents personnes ou d'un établissement autre que pétrolier ou gazier présentant tous risques d'incendie ou d'explosion.
- à moins de 15 mètres d'un immeuble à usage d'habitation autre que ceux visés à l'alinéa précédent. Cette dernière limite peut toutefois être ramenée à 10 mètres lorsque l'immeuble en cause est isolé, c'est-à-dire situé à plus de 200 mètres de tout autre local habité ou occupé par du personnel à poste fixe.

En tout état de cause, le domaine public national sera considéré comme appartenant à la zone I. Elle comprend en outre les parties de la canalisation situées à l'intérieur des établissements pétroliers.

ZONE II - comprend : les emplacements situés dans les zones rurales, les pâturages, les terrains de culture, les forêts et les approches d'agglomérations.

ZONE III - comprend : les emplacements situés dans les régions désertiques.

Le classement des emplacements entre les trois zones précédentes est établi par le maître d'ouvrage de concert avec les services compétents du Ministère chargé des Hydrocarbures.

La pression maximale admissible en service pour chaque tube est telle que la contrainte circonférentielle correspondante du métal, calculée à l'aide de la relation donnée ci-dessus, soit limitée, par rapport à la limite d'élasticité  $\sigma_{0,2}$  et à la charge unitaire de rupture  $\sigma_r$ , aux valeurs définies au tableau suivant :

**Tableau. I.2 : Coefficients de sécurité selon le RSA**

| Région   | $\frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{0,2}}$  | $\frac{\sigma_{adm}}{\sigma_r}$ | $\frac{\sigma_{adm}}{\sigma_r}$ |
|----------|--------------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|
|          | (Conduite enterrée ou à l'air libre) | Conduite enterrée               | Conduite à l'air libre          |
| Zone I   | 0,67                                 | 0,47                            | 0,44                            |
| Zone II  | 0,75                                 | 0,59                            | 0,44                            |
| Zone III | 0,82                                 | 0,65                            | 0,65                            |

La limite d'élasticité  $\sigma_{0,2}$  et la charge unitaire de rupture  $\sigma_r$ , concernant le métal du tube fini à la température ordinaire sont déterminées à partir d'essais de traction effectués sur des éprouvettes de dimensions normalisées selon un mode opératoire approuvé sur des tubes finis.

Les limites des taux de contrainte ci-dessus peuvent être majorées de 10 % en cas de surpression dynamique accidentelle, notamment de coups de bélier.

La réglementation française concernant les canalisations de transport de gaz définit, selon le degré d'urbanisation des régions, trois classes de tubes : classe **A**, classe **B** et classe **C**.

- 0.73 pour les tubes de classe **A** (loin de toute urbanisation),
- 0.60 pour les tubes de classe **B** (régions moyennement urbanisées),
- 0.40 pour les tubes de classes **C** (près des agglomérations)

La norme DIN 2413 admet, des valeurs du coefficient  $Y$  entre 0,55 et 0,72 en fonction des valeurs de l'allongement et des examens de réception. D'après la législation et réglementation des pipelines française, des valeurs de  $Y$  jusqu'à 0,82 sont admis pour des régions désertiques non habitées et sans habitation sédentaire. Dans le cas de l'essai de pression hydraulique sur la conduite posée, la contrainte circonférentielle  $\sigma_{adm}$  ne devrait pas dépasser la limite élastique, afin d'éviter des déformations.

La charge dynamique agissant sur un pipeline dépend, d'une part du produit transporté et d'autre part de la nature de l'exploitation de la conduite, par expérience, le nombre de cycles est faible dans le cas des gazoducs. Dans le cas des oléoducs, on admet, sans entrer dans les détails des conditions de service, environ 2,5 changements de cycle par jour.

## I.2. PROCEDE DE FABRICATION DES TUBES

La multiplicité des diamètres et des épaisseurs de tubes et le développement avec le temps de leurs techniques de fabrication, constituent les raisons de la diversité du réseau de transport gazier algérien. On retrouve :

- Les tubes non soudés,
- Les tubes soudés en spirale,
- Les tubes soudés longitudinalement.

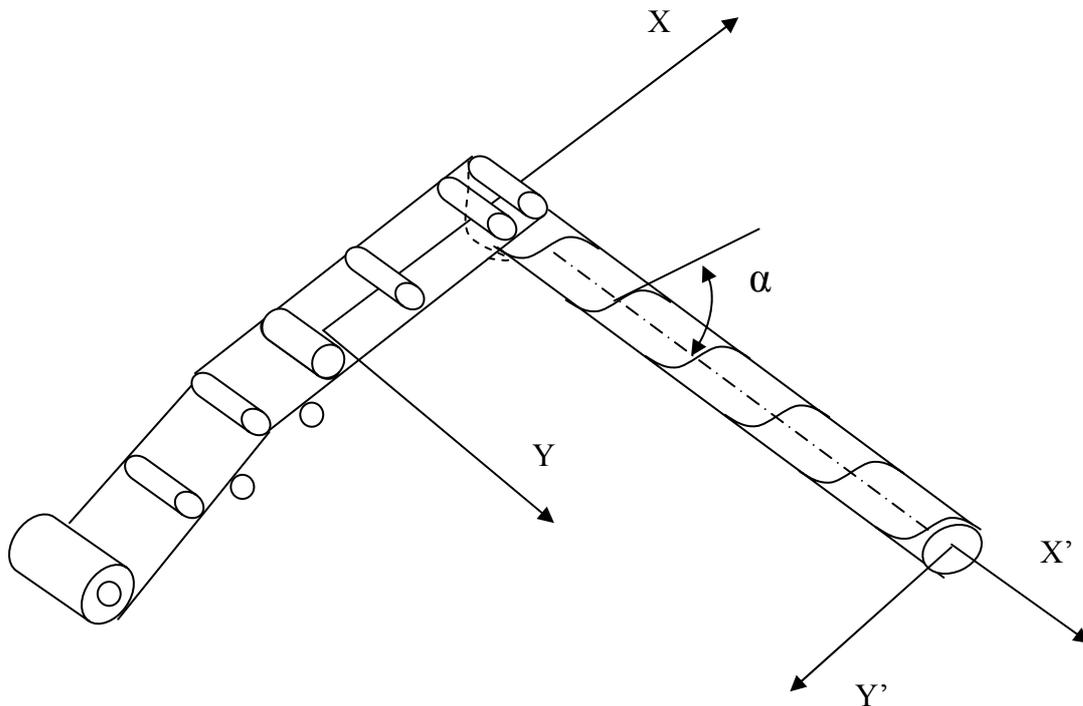
On se limitera dans le cadre de cette étude à la présentation du mode de fabrication des tubes dits de grands diamètres et utilisés dans le transport. Cette appellation est réservée aux tubes de diamètre extérieur supérieurs à 406 mm (16"). Ils sont obtenus par formage suivi de l'opération de soudage en *long* ou en *spirale* de toles laminées à chaud.

### I.2.1 TUBES SOUDES EN SPIRALE

La fabrication des tubes soudés en spirale est réalisée en continu sur des machines à souder. Après déroulement de la bobine en bande par un train d'entraînement, la tole est poussée dans la cage de formage où elle subit une déformation de cintrage sous l'action d'un vérin. L'obtention du formage en spirale est réalisée par l'inclinaison d'angle  $\alpha$  entre l'axe initial de la bande et l'axe de sortie du tube ( figure I.2 ).

L'enroulement des tubes en spirale permet d'obtenir des tubes calibrés sans avoir besoin de recourir à des étapes de fabrication supplémentaires telles que l'expansion ou le calibrage. De ce fait, le tube précontraint lors de la phase de pliage, le reste par la suite.

Pour des épaisseurs de paroi au dessus de 20 mm, on utilise habituellement des tôles fortes. Ce procédé permet une exploitation économique optimale de la largeur de bande disponible, de par le rapport largeur de bande-diamètre allant jusqu'à environ 2,2 .



**Figure I.2** : Principe de fabrication des tubes soudés

Le processus de formage ou de cintrage du tube est conditionné par l'angle d'introduction de la bande selon la relation :

$$\sin \alpha = \frac{B}{D \cdot \pi}$$

Dans laquelle :

B, est la largeur de bande ;

D, est le diamètre extérieur ;

$\alpha$ , est l'angle d'introduction de la bande par rapport à la tête de formage.

Les limites théoriques d'angle ne peuvent, en pratique, pas être exploitées. Si l'angle est trop aigu, il s'en suit une instabilité du processus de cintrage. Les valeurs limites, pour la fabrication, sont comprises entre  $15^\circ$  et  $50^\circ$ .

La gamme des diamètres, dans laquelle les tubes spirale sont fabriqués, s'étale de 400 à 3000 mm environ, avec des épaisseurs allant jusqu'à 30 mm.

La fabrication des tubes spirale peut être subdivisée en opérations principales suivantes :

- La préparation de la bande
- La bande de raboutage
- Le cintrage
- Le soudage
- La parachèvement
- La réception et inspection

La préparation de la bande et des rives de la bande ainsi que des soudures de raboutage influent directement sur la qualité du tube. A cause de l'importance, nous attachons à cette dernière, dans cet exposé, une attention particulière.

A l'entrée de la machine pour tubes spirale, on effectue les opérations suivantes :

- Déroulage de la bande
- Dressage de la bande de cisailage
- Chanfreinage des rives de la bande
- Cambrage des rives pour éliminer l'effet de toit

A l'entrée de la cage de formage, on effectue la passe intérieure de la soudure alors que la passe extérieure est effectuée sur le tube formé.

Les procédés usuels pour la coupe sont :

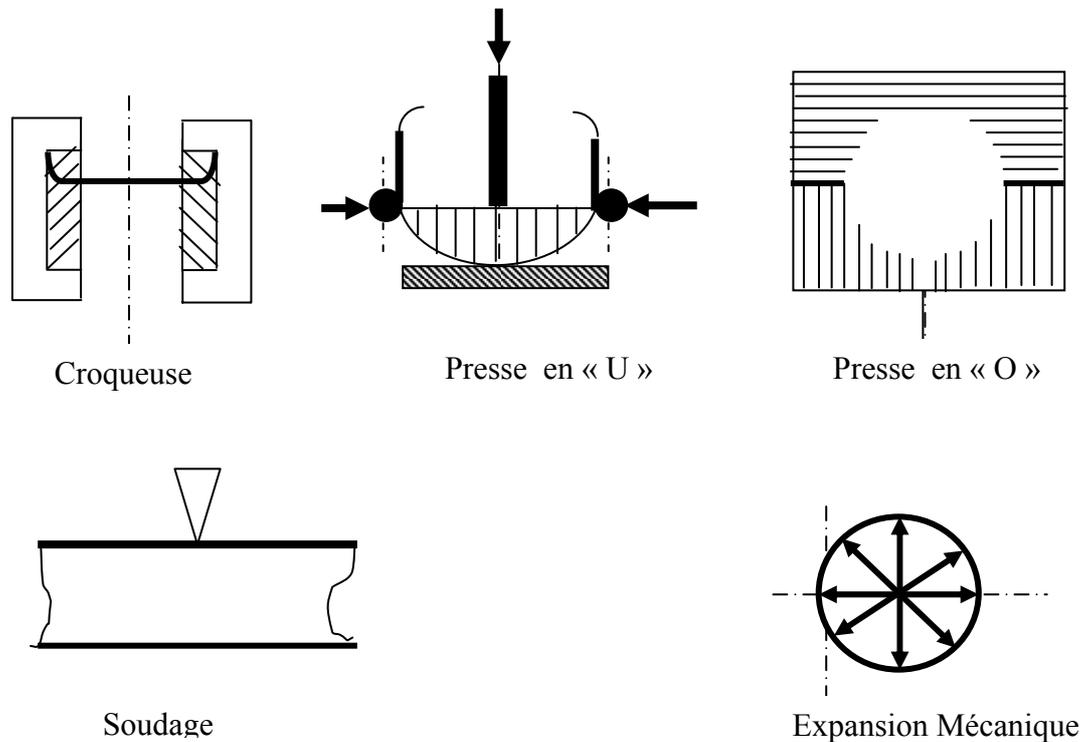
- Oxycoupage
- Découpage au plasma

## **I.2.2 TUBES SOUDES LONGITUDINALEMENT**

Les tubes de grand diamètre soudés longitudinalement sont fabriqués selon le procédé "UOE", désignation qui reprend la variation de forme au cours de la fabrication. Le procédé comporte trois étapes principales: formage, soudage et expansion et calibrage. De plus, la première étape est divisée en trois sous étapes: croquage, formage en U et formage en O (*Figure I.3*).

Le formage des gros tubes soudés longitudinalement s'effectue à partir de tôles dont la largeur est voisine du périmètre du tube fabrique et l'épaisseur égale à celle du tube. La mise en forme de la tôle est réalisée de façon unitaire par croquage des rives (C-forming) et formage à la presse .

Plus précisément, la tôle est cisailée en largeur et chanfreinée. Les rives sont croquées au rayon du tube, soit à la presse, soit par des galets. La tôle est ensuite formée en "U" et "O" par des presses extrêmement puissantes (2000 à 20000 tonnes).



**Figure I.3** : Les étapes de fabrication de tubes soudés longitudinalement

Pour obtenir des produits de haute qualité, il est nécessaire de comprendre parfaitement chaque étape de la mise en forme. L'effet de chaque opération de formage: croquage, U-formage et O-formage a été étudié par [BUF 01] en utilisant la méthode des éléments finis. Ils ont montré qu'elles sont directement liées l'une à l'autre et influencent la forme finale ainsi que les caractéristiques mécaniques du tube.

La fabrication des tubes soudés longitudinalement comporte trois étapes :

**a) Formage** : Après croquage des rives de la tôle, celle-ci est pliée en deux étapes en utilisant deux presses de forme différente. La première confère au tube une forme en 'U', tandis que seconde lui donne une forme circulaire (figure I.4 ).

**b) Soudage** : Le soudage est effectué intérieurement et extérieurement à l'aide de têtes soudeuses automatiques en utilisant la technique de soudage à l'arc sous flux. Le cordon intérieur est en general réalisé le premier

**c) Expansion et calibrage** : Dans le but d'obtenir des tubes de section parfaitement circulaire, ceux-ci sont soumis à une expansion mécanique qui leur fait subir une augmentation de diamètre de 1 à 1.5 % (*figure I.5*) . Cette opération a pour conséquence de relaxer les contraintes résiduelles.

L'opération d'expansion induit des déformations qui sont uniformes dans l'épaisseur et assez importantes pour éliminer presque totalement les contraintes résiduelles résultant des différentes étapes de formage du tube. Cependant, pour la zone affectée thermiquement, cela est loin d'être le cas. En raison de la géométrie du cordon de soudure, les déformations induites dans l'épaisseur du tube lors de l'expansion ne sont pas uniformes. Ainsi, en plus des contraintes thermiques, l'expansion laisse des contraintes résiduelles de compression au pied du cordon de soudure aussi bien en paroi interne qu'en paroi externe.

Les mesures aux rayons **X** des contraintes résiduelles réalisées sur la partie courante du tube, c'est-à-dire loin de la soudure montrent que celles-ci sont pratiquement nulles et confirment les résultats des calculs analytiques [PAL. 05].

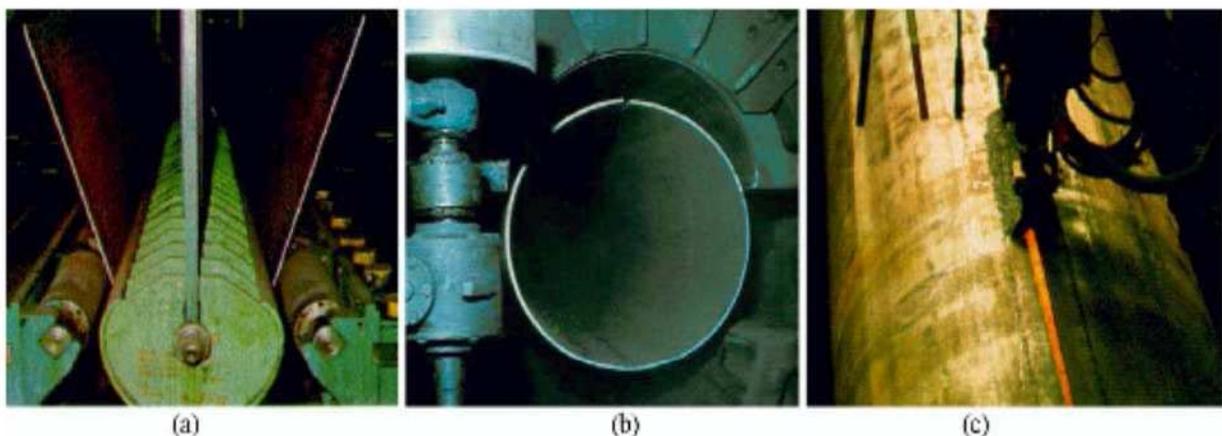
Le principe du calibrage est très simple, la machine d'expansion est équipée d'un expenseur mécanique dont la forme extérieure est circulaire. Il peut se déplacer radialement, donc tirer le tube suivant la direction circonférentielle et la section du tube devient circulaire . La tête de la machine d'expansion est assemblée à une longue poutre qui peut se déplacer suivant la direction longitudinale. Un vérin hydraulique est utilisé pour maintenir la parfaite rectitude du tube.

Comme le tube est très long (12 à 14m), deux machines d'expansion symétriques sont utilisées pour le calibrage. Chaque machine agit sur une moitié du tube. De plus, comme l'expanseur est d'environ 800mm de long, la phase de calibrage est divisée en plusieurs étapes successives. Les travaux de [PAL.05] sur la modélisation 3D par éléments finis ont montré un rôle important du calibrage sur la forme finale et l'inflexion longitudinale du tube.

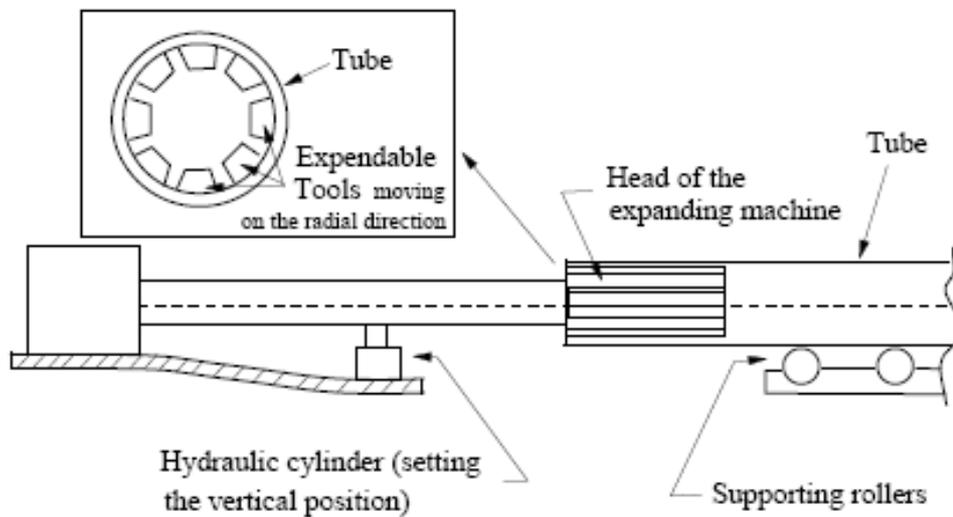
La mise en forme du tube est complexe. Les paramètres de fabrication influencent considérablement sur les caractéristiques du produit final. Il est ainsi intéressant de comparer les caractéristiques mécaniques de la tôle servant à fabriquer une tube et celles du tube fini. En supposant une utilisation dans les règles de l'art et un contrôle soigneux, on peut affirmer que les procédés mentionnés sont qualitativement équivalents

### Effet de la pre-déformation

Une pre-déformation a des effets sur les propriétés de traction et sur la ténacité du matériau. Propriétés de traction: L'effet immédiat d'une pre-déformation est d'augmenter la limite d'élasticité par écrouissage. L'effet sur les autres propriétés de traction est moins évident. D'après [REE. 96], pour l'acier A533B seule la limite d'élasticité varie.



*Figure I.4 : Formage en U (a), formage en O (b) et soudage (c) de la fabrication des tubes soudés en long*



*Figure I.5 : Machine d'expansion*

### **I.3) MATERIAUX POUR TUBES : EVOLUTION DES ACIERS POUR TUBES DE TRANSPORT DE GAZ.**

#### **I.3.1 ELABORATION DES ACIERS POUR TUBES.**

Les tubes modernes de transport de gaz sont produits à partir de tôles obtenues par laminage contrôlé. Ce procédé consiste à optimiser les conditions de laminage en imposant certains paramètres du procédé de mise en forme et de traitement thermique.

Les propriétés des aciers de structure ferrite-perlite obtenus par laminage dépendent essentiellement de :

- La taille du grain ferritique,
- Du durcissement par précipitation sous forme de nitrures, carbures ou carbonitrures formés par réaction du carbone et de azote avec certains éléments de microalliage (V , Nb etc...).
- Durcissement de solution solide.

- **La taille du grain ferritique** : L'affinement du grain est doublement bénéfique. Il améliore à la fois les caractéristiques de traction et de résilience. La structure cristalline de l'acier est affinée et orientée lors du laminage. Pour limiter le grossissement du grain austénitique après les passes de laminage, la température est abaissée assez rapidement. Cette dernière est contrôlée de façon à ce que les éléments microalliés donnent lieu à la précipitation des carbonitrides. Les éléments microalliés comme le vanadium, le niobium et le titane forment facilement des carbures, des nitrures ou des carbonitrides stables et finement répartis. Ils augmentent la température de recristallisation de l'austénite en constituant des entraves au grossissement du grain.

- **Durcissement par précipitation** : Des éléments d'alliage comme le niobium, le vanadium ou le titane, présents dans l'acier en faibles teneurs, forment des précipités extrêmement fins et très dispersés qui améliorent les caractéristiques de l'acier. En plus de leur effet sur l'affinement du grain, la présence de ces précipités provoque un durcissement de l'acier en limitant le mouvement des dislocations.

- **Durcissement de solution solide** : Les éléments d'alliage comme dans le fer forment des solutions solides d'insertion comme le carbone ou de substitution comme le manganèse. Les aciers pour tubes doivent être aisément soudables, je suis contraint de maintenir un taux de carbone assez bas. Le manganèse, en formant une solution de substitution améliore les caractéristiques de traction en durcissant l'acier. Par ailleurs, son effet sur la trempabilité de l'acier est bien connu. Pour des faibles teneurs (< 0.2 %), il abaisse la température de transition ductile-fragile des aciers à faible taux de carbone.

### **I.3.2 CARACTERISTIQUES METALLURGIQUES**

Les producteurs des aciers pour tubes de transport de gaz ont sans cesse doublé leurs efforts pour améliorer les caractéristiques mécaniques de ces matériaux. Ils sont souvent contraints de rechercher un compromis entre des propriétés antagonistes. Parmi celles-ci, on peut citer :

- La limite d'élasticité,
- La résilience et la température de transition, ductile/fragile,
- La soudabilité.

La soudabilité est l'une des contraintes imposées qui limite le taux de carbone dans l'acier et, à un degré moindre, le taux de carbone équivalent lié à la présence d'éléments d'addition.

L'analyse chimique réalisée sur les aciers pour tubes constituant le réseau gazier montre que, dans l'ensemble et plus particulièrement pour les aciers récents, le taux de carbone est inférieur à la limite pour mener une bonne soudabilité des aciers (figure I.6). Ce taux de carbone faible dans les aciers récents est compensé par l'augmentation des teneurs en éléments d'addition. L'évolution du taux de carbone équivalent et du manganèse les aciers pour tubes est tracée en fonction du temps sur les figures (I.7) et (I.8).

Le taux fictif de carbone équivalent est calculé par la formule suivant :

$$C_{\text{éq}} = C + \text{Mn} / 6 + (\text{Cr} + \text{M}_0 + \text{V}) / 5 + (\text{Ni} + \text{Cu}) / 15.$$

Par ailleurs, l'analyse des impuretés telles le soufre montre l'évolution continue de la propreté des aciers (figure I.9). La présence de cet élément est très néfaste pour les caractéristiques mécaniques de l'acier. En se combinant avec d'autres éléments d'addition, essentiellement le manganèse, il forme des sulfures qui abaissent considérablement la ténacité du matériau. La figure (I.10) illustre l'amélioration de la résilience des tubes mesurée dans les trois sens du tube au cours du temps.

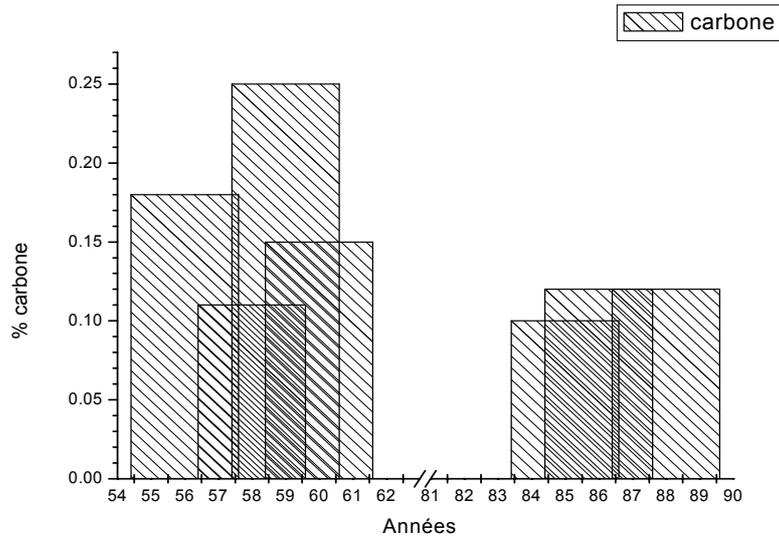


Figure I.6 : Taux de carbone dans les aciers pour tubes

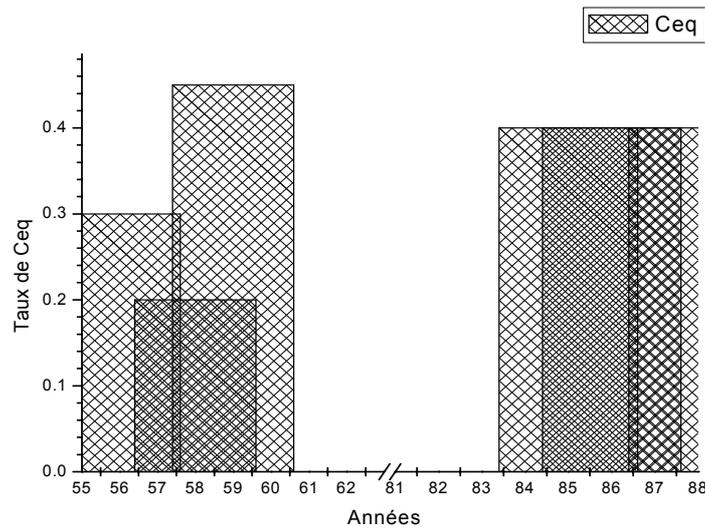


Figure I.7 : Taux de carbone équivalent dans les aciers pour tubes

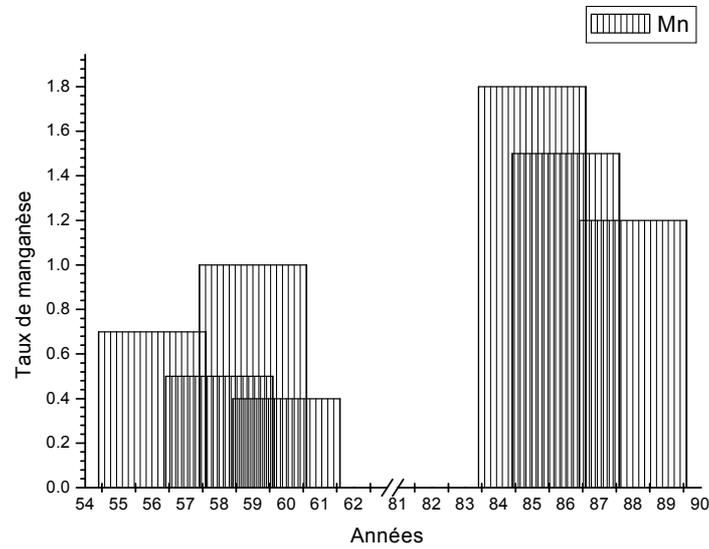


Figure I.8 : Taux de manganèse dans les aciers pour tubes

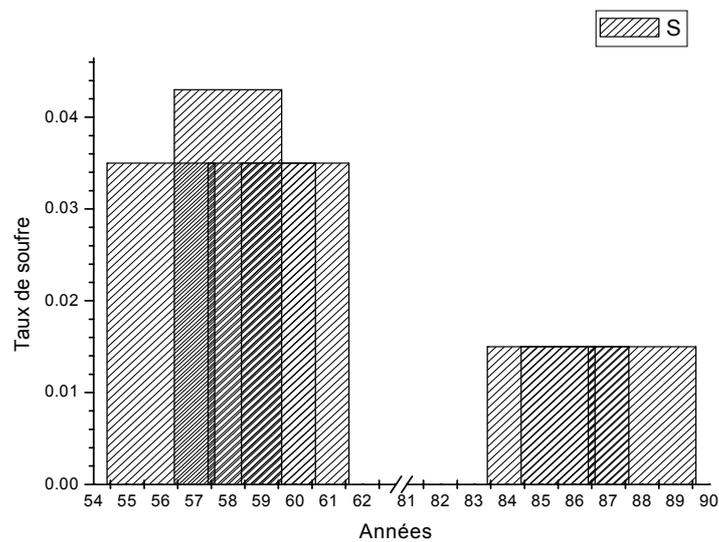
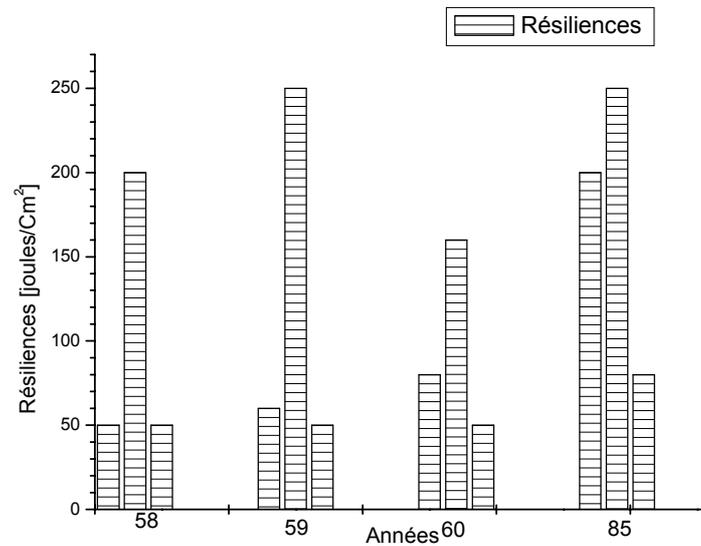


Figure I.9 : Teneur en soufre dans les aciers pour tubes



*Figure I.10 : Amélioration des résiliences des aciers pour tubes dans les trois sens du tube*

## I.4 PRESENTATION DU MATERIAU

L'étude de l'amorçage et de la propagation de fissures de fatigue a été réalisée sur un acier représentatif de ceux utilisés pour la fabrication des tubes de transport de gaz. Le tube de 1016 mm de diamètre réalisé avec l'acier de nuance X65 ont été choisis pour de façon à permettre un prélèvement d'éprouvettes dans le sens travers du tube.

### I.4.1 PROPRIETES METALLURGIQUES DU MATERIAU.

#### I.4.1.1 COMPOSITION CHIMIQUE

L'acier X65 contient une faible teneur en carbone (0.09%). Il est micro-allié au niobium et au vanadium. Il est propre et ne présente qu'une faible teneur en soufre et phosphore. La présence du manganèse en quantité relativement importante compense la faible teneur en carbone et permet de préserver une bonne soudabilité. La composition chimique est détaillée au tableau (I.3).

**Tableau 1.3 : Composition chimique de l'acier**

| Elément | % en masse | Spécification |
|---------|------------|---------------|
| C       | 0.09       | <0.18         |
| S       | 0.008      | 0.030         |
| P       | 0.03       | 0.035         |
| SI      | 0.29       | 0.5           |
| Cr      | 0.01       | -             |
| Ni      | 0.040      | -             |
| Cu      | 0.020.     | -             |
| Mo      | <0.01      | -             |
| Mn      | 1.59       | 0.7<%Mn<1.6   |
| Nb      | 0.025      | 0.01<Nb<0.05  |
| V       | 0.05       | <0.06         |
| Al      | 0.030      | -             |

Somme des teneurs en impuretés (S+P) :  $S+P = 0.038 \%$

Carbone équivalent :  $C_{\text{éq}} = 0.3 \%$ .

#### **I.4.1.2 MICROSTRUCTURE**

En raison du laminage, l'acier X65 présente une structure fine et très orientée en bandes alternées de ferrite et perlite (figures I.8 et I.9). La taille de grain est en moyenne égale à  $11\mu\text{m}$ . La proportion de perlite est relativement élevée malgré la faible teneur en carbone. Ceci est dû essentiellement à l'addition d'éléments gammagènes tels que le manganèse. Le taux de carbone équivalent est de 0.37%. La figure (I.9) montre une forte ségrégation due à la faible vitesse de refroidissement en fin de laminage (refroidissement à l'air).

Les micrographies prises au niveau du cordon de soudure sont présentées sur la figure (I.10). La microstructure de la Zone Affectée Thermiquement (ZAT) semble être à structure moins fine et à grains moins allongés. Par ailleurs, des essais de microdureté ont été effectués dans le cordon de soudure afin de vérifier l'homogénéité de l'ensemble de la soudure et de caractériser les différentes structures rencontrées. La figure (I.11) montre deux filiations de microdureté. Elles sont réalisées dans le cordon de soudure et englobent une partie du métal de base. La première est réalisée dans la zone haute vers l'extérieur du tube, une seconde vers la zone interne du tube.

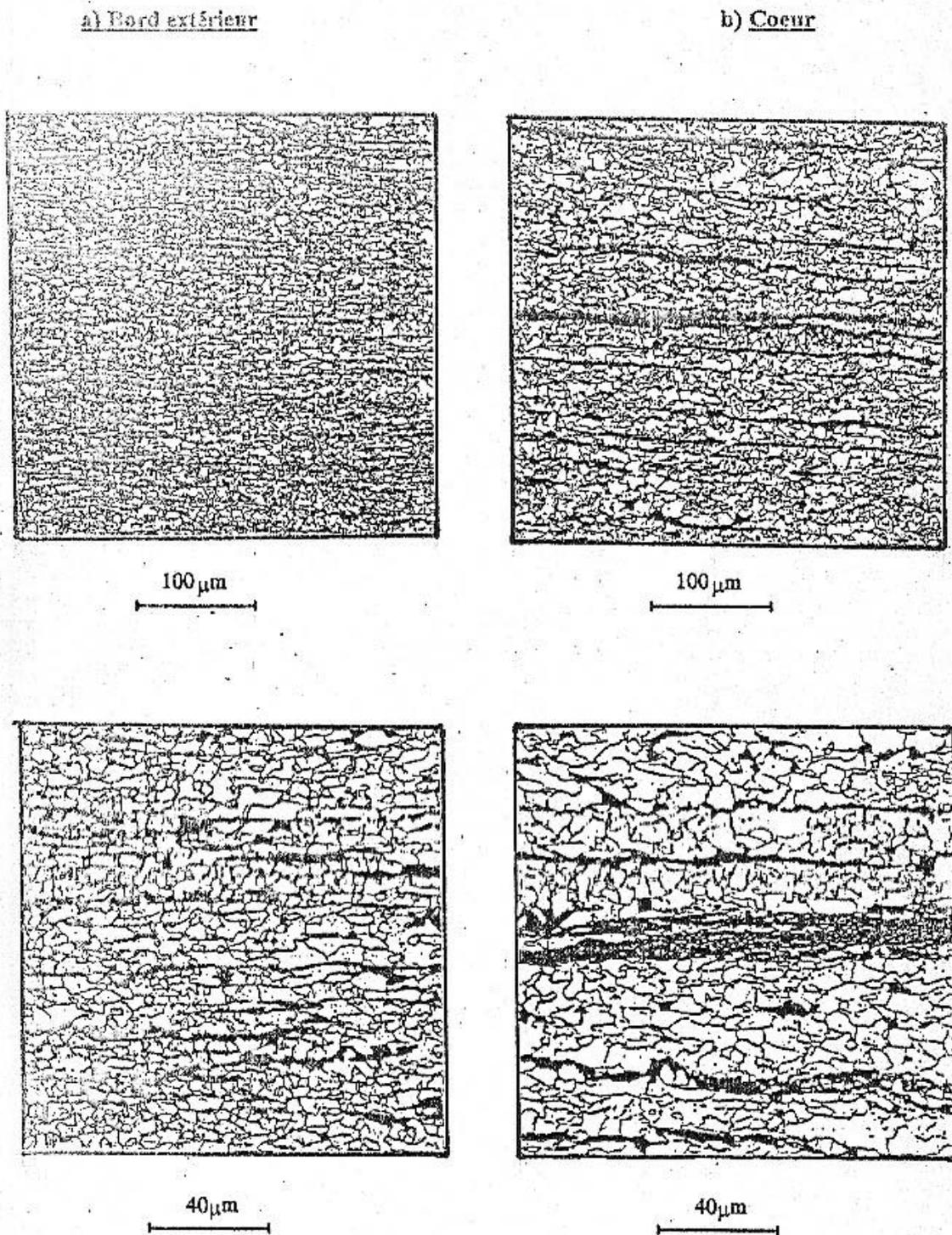


Figure I.1 : microstructure de l'acier 1016 X65 Sens travers du laminage (plan T-TC).

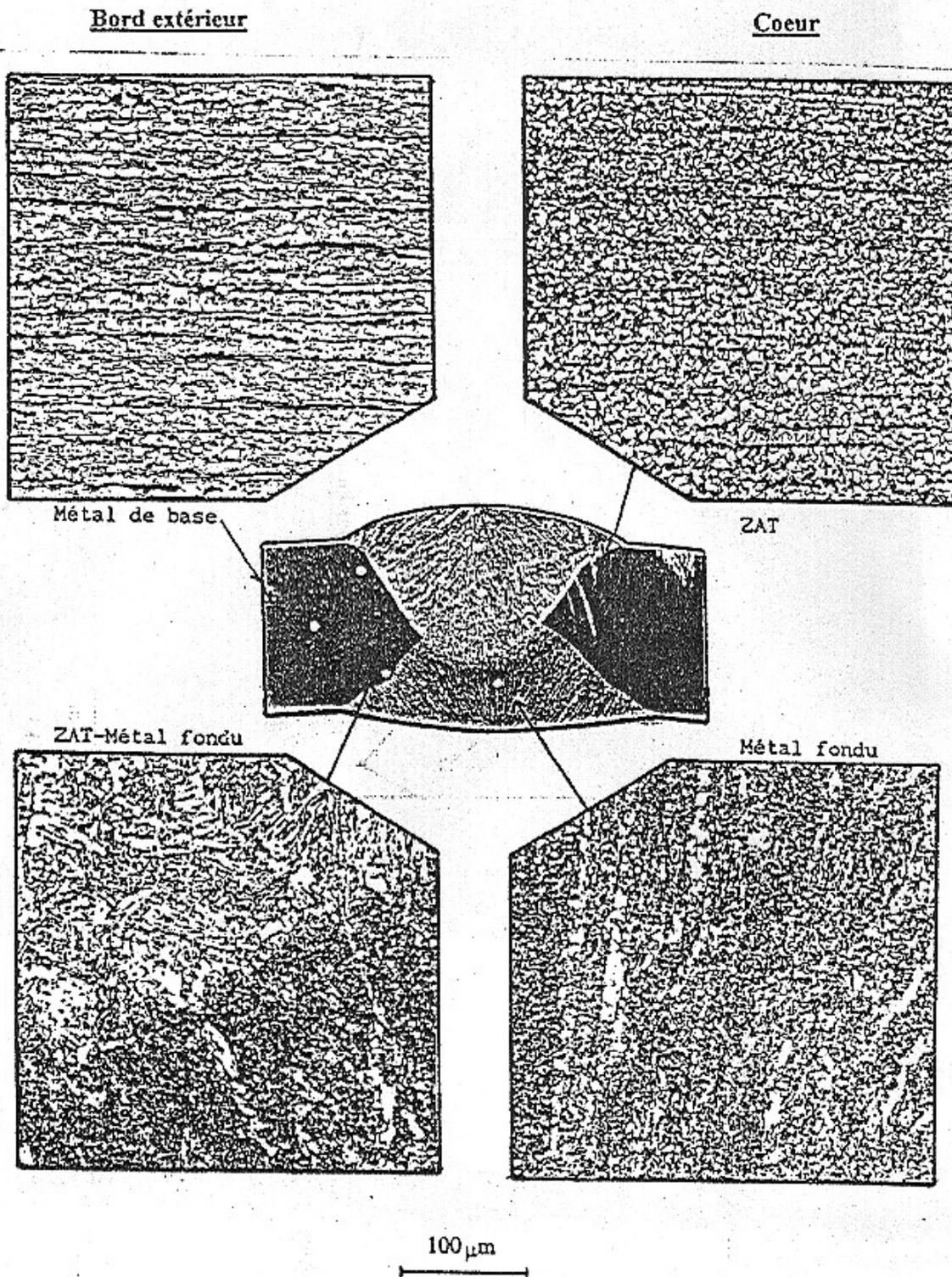


Figure I.12 :Aspecs micrographiques de l'acier 1016 X65  
Cordon de soudure et Z.A.T.



Dans chacun des cas, trois essais ont été réalisés. Les courbes rationnelles de traction sont tracées sur la figure (I.14) le tableau (I.4) regroupe les caractéristiques mécaniques de l'acier dans les deux sens de prélèvement des éprouvettes.

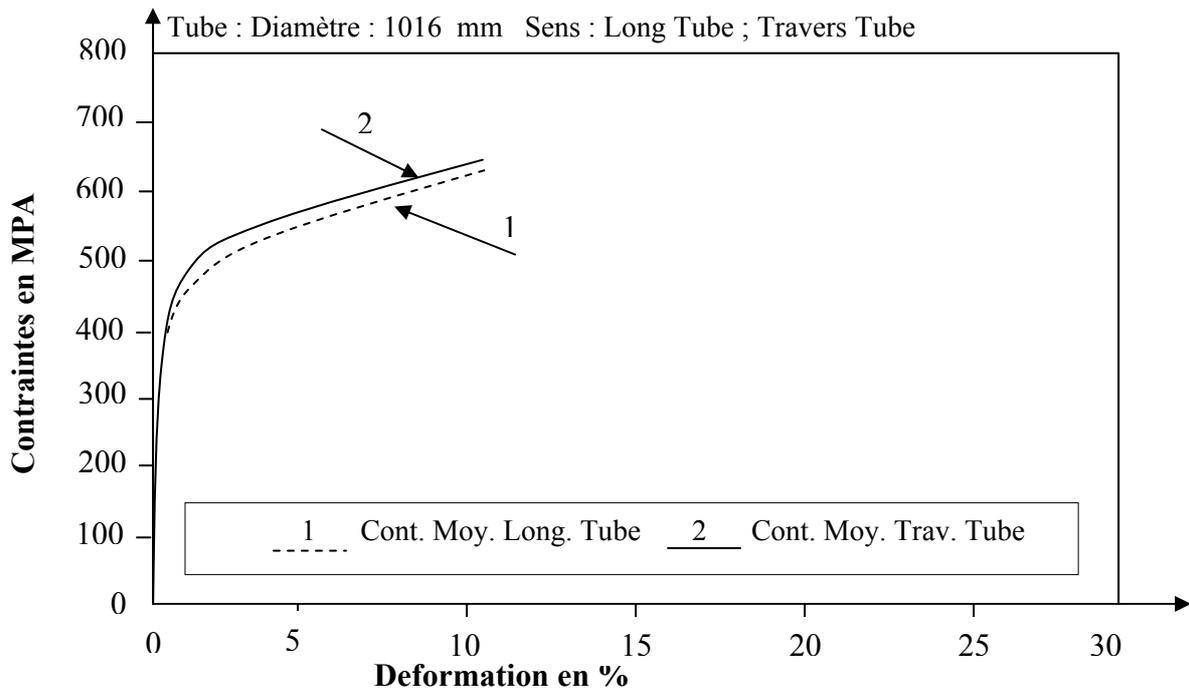


Figure I.14 : Courbes rationnelles de traction obtenues dans le sens long et travers du tube.

Tableau I.4 : Caractéristiques en traction.

|                     | $\sigma_{0.2}$<br>(MPa) | $\sigma_r$<br>(MPa) | $\sigma_{0.2} / \sigma_r$ | A<br>% | Z<br>% |
|---------------------|-------------------------|---------------------|---------------------------|--------|--------|
| Long<br>Laminage    | 440                     | 580                 | 0.75                      | 23     | 62     |
| Travers<br>Laminage | 500                     | 600                 | 0.83                      | 22     | 52     |

$\sigma_{0.2}$  : Limite d'élasticité conventionnelle ( 0.2% de déformation rémanente)

$\sigma_r$  : Résistance à la rupture

A% : Allongement à rupture

Z% : Striction

### I.4.2.2 ESSAIS DE RESILIENCE

Les essais de résilience ont été réalisés sur des éprouvettes normalisées CVN 10×10 dont la géométrie est donnée à la figure (I.15) selon [API]. Les deux lettres utilisées dans la désignation des éprouvettes (T-L) correspondent respectivement au sens de prélèvement de l'éprouvette et à celui de propagation de la fissure. Les résultats des essais, réalisés à trois températures différentes sont reportés dans le tableau (I.5).

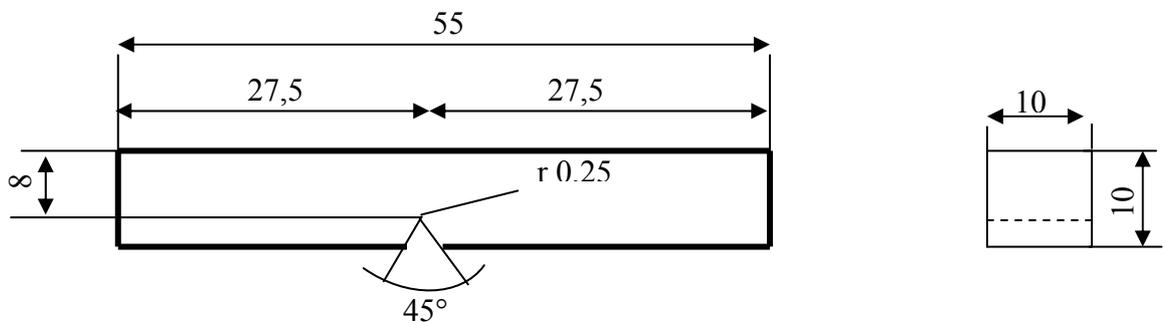


Figure I.15 : Epreuve de résilience CVN 10×10

| Temperature | Resilience KCV ( J /cm <sup>2</sup> ) |       |      |      |
|-------------|---------------------------------------|-------|------|------|
|             | T -TC                                 | L -TC | T -L | L -T |
| 20°C        | 188                                   | 265   | 84   | 197  |
| 0°C         | 203                                   | 255   | 88   | 212  |
| -20°C       | 188                                   | 258   | 94   | 223  |

Tableau (I.5) : Valeurs des résiliences obtenues sur l'acier X65

## **I.5 Conclusion.**

Nous avons vu dans ce premier chapitre la nécessité de l'utilisation des aciers à haute limite d'élasticité comme l'acier X65. Le développement, récent, de l'approche locale de la rupture a permis d'envisager l'évaluation de la nocivité des défauts fondée sur une démarche physique. Nous avons présenté une recherche bibliographique sur les tubes de transport de gaz avec des analyses sur les différents procédés de fabrication et également sur leurs structures micrographiques afin de pouvoir à terme analyser puis certifier la tenue des pipelines. L'automatisation du procédé de soudage représente un grand progrès pour la qualité et la régularité des soudures. Les normes utilisées par les poseurs de pipelines garantissent la bonne qualité des soudures en comparant les propriétés du métal de base et du métal fondu. Les essais mécaniques permettent de sélectionner le tube correspondant au mieux aux normes. Les mesures de dureté et les essais de traction sont en bon accord, ce qui permet de privilégier l'un ou l'autre.

## **CHAPITRE II**

# **Comportement mécanique du tube dans les conditions de service**

## **II.1. Introduction**

Le calcul de la charge et la détermination de son influence sur un cylindre creux parfait est relativement aisé, sur la base de théories générales. Par contre, lorsqu' il s'agit d'un tube de production industrielle, il faut tenir compte des paramètres influents supplémentaires. L'action de ces paramètres ne peut être en partie évaluée que sur la base d'expérimentations pratiques sur le chantier.

Les facteurs influents essentiels sont:

- ✚ Les différentes répartitions de tensions assez appréciables existant dans une canalisation par rapport au cylindre creux idéal.
- ✚ Les écarts de forme ou de surface inévitables dans le cas de tubes produits techniquement par rapport au cylindre creux idéal.

En ce qui concerne la sollicitation de la conduite en service, il faut tenir compte d'une part de la charge statique due à la pression intérieure, ainsi que de l'influence de la charge pulsatoires due aux fluctuations de pression et de l'influence de la pose de conduite. La fabrication de gros tubes selon différents procédés soit avec avec soudure longitudinale ou spirale, ainsi que leurs propriétés générales et leurs classification sont supposées connues (voir chapitre I).

## II.2 SOLLICITATION DU CORPS DU TUBE

Sous l'action de la pression intérieure, la plus haute contrainte est créée dans le sens circonférentiel du tube. La contrainte circonférentielle de membrane ou annulaire est donnée par la relation [STO. 68].

$$\sigma_c = \frac{p \cdot d}{2 \cdot t} \quad [2.1]$$

Cette relation ne reflète cependant pas l'effort réel dans la paroi du tube. La valeur  $\sigma_v$ , dite contrainte équivalente au sens de Von Misès résulte de la formule suivante d'après l'hypothèse de l'énergie de changement de configuration:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_c^2 + \sigma_L^2 - \sigma_L \cdot \sigma_c} \quad [2.2]$$

Dans laquelle :

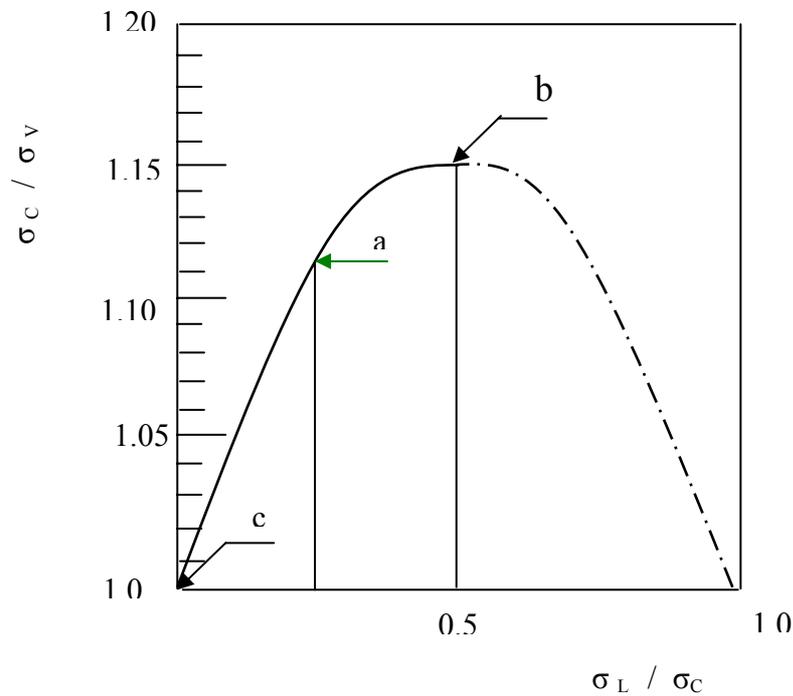
$\sigma_v$ , est la contrainte équivalente

$\sigma_c$ , est la contrainte circonférentielle

$\sigma_L$ , est la contrainte longitudinale dans le sens de l'axe du tube

La contrainte radiale dans le sens de l'épaisseur pour des dimensions des pipelines usuelles peut être négligée.

Si on représente graphiquement le rapport  $\frac{\sigma_c}{\sigma_v}$  en fonction de  $\frac{\sigma_L}{\sigma_c}$ , il en découle, comme le montre la figure (II.1), une augmentation ou une diminution de l'effort du matériau dans la paroi du tube, en fonction de la valeur et le signe de la contrainte longitudinale. Etant donné que  $\sigma_v$  peut être directement comparée avec la valeur de la limite élastique  $\sigma_{0,2}$ , caractéristique du matériau dans le cas d'une sollicitation unidirectionnelle lors de l'essai de traction, l'écoulement plastique ne se produit qu'à une valeur de la contrainte circonférentielle supérieure à la limite élastique.



**Figure II.1. :** Variation du rapport contrainte circonférentielle / contrainte équivalente en fonction du rapport contrainte longitudinale / contrainte circonférentielle [SCH. 03]

Dans le cas d'une conduite en exploitation, on rencontre en principe les états de charges typiques suivants [ZEN.06].

a) L'allongement ou l'expansion du tronçon est gêné par un sol comprimé ou par ancrage dans le sens longitudinal (figure II.2 a).

$$\sigma_L = 0,3 \cdot \sigma_C \qquad \frac{\sigma_C}{\sigma_V} = 1,13$$

Le facteur 0,3 est le coefficient de Poisson, résultant de la contraction transversale.

b) La force agissant sur les fonds est introduite comme contrainte longitudinale dans la paroi du tube, dans le cas d'une extrémité non ancrée (figure II.2 b).

$$\sigma_L = 0,5 \cdot \sigma_C, \qquad \frac{\sigma_C}{\sigma_V} = 1,15$$

c) La contrainte longitudinale dans la paroi du tube (figure II.2 c).est ramenée à des valeurs plus petites que dans le cas a) ou b), à cause de forces compressives supplémentaires, par exemple après une augmentation de la température ou des contraintes de flexion, dans des tronçons coudés, de telle sorte que nous obtenons :

$$\sigma_L = 0, \quad \frac{\sigma_C}{\sigma_V} = 1,0$$

Cet état de contrainte se retrouve dans des tubes, lors de l'essai hydrostatique sur un banc d'épreuve hydraulique, dans lequel la force hydraulique frontale est absorbée par des moyens mécaniques.

En pratique, les différents états de charges typiques ne se produisent pas d'une manière univoque, mais sous des états intermédiaires quelconques [GEI.01].

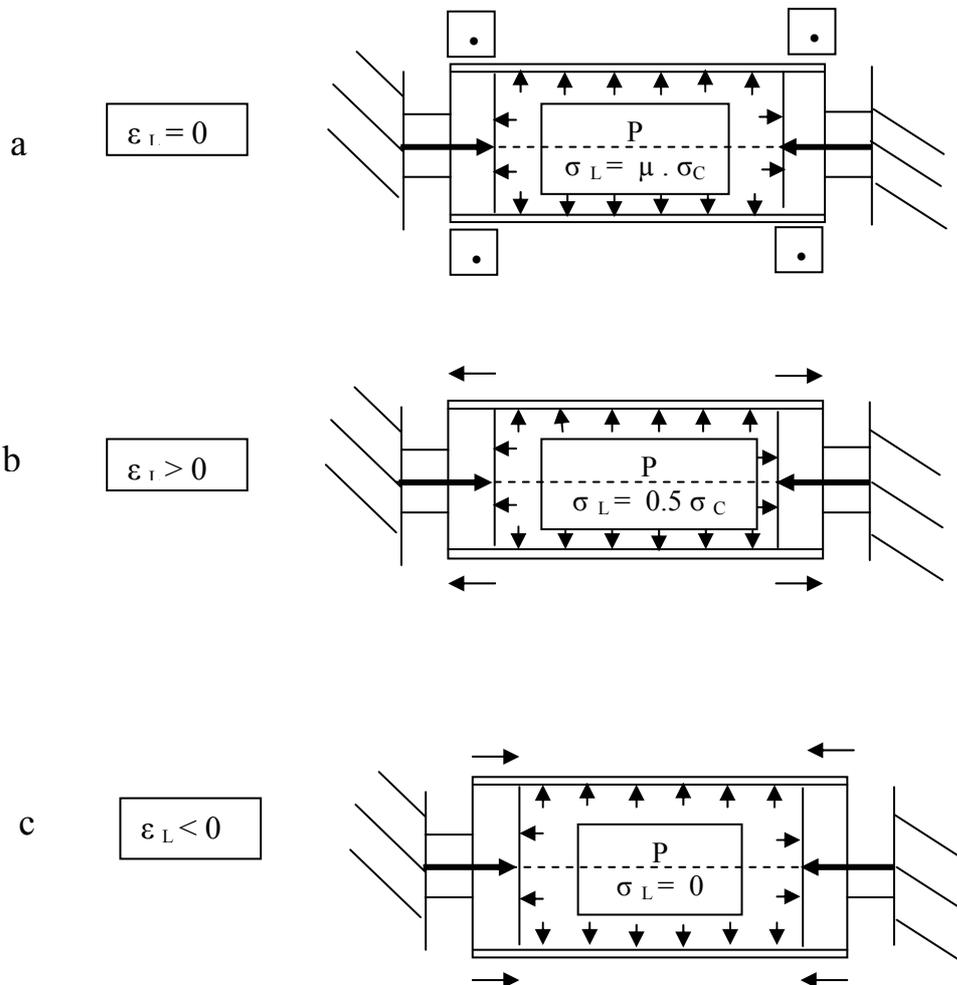


Figure II.2 : États de contraintes dans un tube soumis à la pression intérieure

Le fait que des cas divers de sollicitations se produisent réellement, pouvait être confirmé par des mesures réalisées. Le tableau ci-dessous montre, à titre d'exemple les résultats de

mesures de déformations réalisées avec des jauges de contraintes, à la suite de la mise en fouille d'une conduite composée de tubes à soudure longitudinale et spirale de diamètre 40'' (1016 mm) – X 65 – avec une épaisseur de 14,1mm. On peut calculer à partir des allongements longitudinaux et circonférentiels la relation  $\frac{\sigma_L}{\sigma_c}$  avec une précision suffisante conforme à la formule [2.3], [ZEN. 06].

$$\frac{\sigma_L}{\sigma_c} = \frac{\frac{\varepsilon_L + \mu}{\varepsilon_c}}{1 + \mu \cdot \frac{\varepsilon_L}{\varepsilon_c}} \quad [2.3]$$

Tableau II.1 : Résultats des mesures de déformations sur tubes

| Zone de pression (bar) | Tube à soudure longitudinale |                        |                             | Tube à soudure en spirale |                        |                             |
|------------------------|------------------------------|------------------------|-----------------------------|---------------------------|------------------------|-----------------------------|
|                        | $\varepsilon_L$ (μm/m)       | $\varepsilon_c$ (μm/m) | $\frac{\sigma_L}{\sigma_c}$ | $\varepsilon_L$ (μm/m)    | $\varepsilon_c$ (μm/m) | $\frac{\sigma_L}{\sigma_c}$ |
| 13 - 40                | -60                          | 320                    | 0,12                        | 20                        | 830                    | 0,32                        |
| 40 - 79                | 40                           | 480                    | 0,37                        |                           |                        |                             |

Tandis que dans le cas du tube spirale nous avons approximativement l'état de charge a) sur toute la zone de pression, les tubes à soudure longitudinale montrèrent par contre dans la zone inférieure de pression, à l'endroit mesuré, un comportement qui se rapproche de l'état de charge c) et à des pressions élevées entre les états de charge a) et b).

L'irrégularité prononcée observée sur le tube à soudure longitudinale dans la zone inférieure de pression, à peine remarquable sur le tube spirale, semble être la conséquence d'un changement de position observée. On peut supposer, que dans le cas d'une continuation de l'affaissement du sol, les écarts par rapport au quotient type  $\frac{\sigma_L}{\sigma_c} = 0,3$  d'une conduite droite enterrée deviennent, avec le temps, de plus en plus petits.

### II.3 SOLLICITATION DE LA SOUDURE

Les soudures dans des canalisations se présentent, comme décrit précédemment, sous angles différents par rapport à l'axe du tube. Il est bien entendu qu'une soudure longitudinale

dans un corps de tube, lorsqu'elle se trouve perpendiculaire à la contrainte circonférentielle, est soumise à la plus grande sollicitation (figure II.3). Lorsque l'angle par rapport à l'axe du tube varie, la contrainte orthogonale à la soudure dite contrainte normale  $\sigma_N$  varie de même.

La contrainte normale agissant sur la soudure obéit à la formule :

$$\sigma_N = \sigma_C \cos^2 \varphi \quad [2.4]$$

avec ( $\sigma_L = 0$ )

En même temps aussi en tant que fonction de la contrainte longitudinale :

$$\sigma_N = \sigma_C \left( \cos^2 \varphi + \frac{\sigma_L}{\sigma_C} \sin^2 \varphi \right) \quad [2.5]$$

Il en résulte un rapport  $\frac{\sigma_N}{\sigma_C}$  qui est fonction de l'angle de la soudure, comme décrit pour les trois cas typiques de sollicitations examinés précédemment.

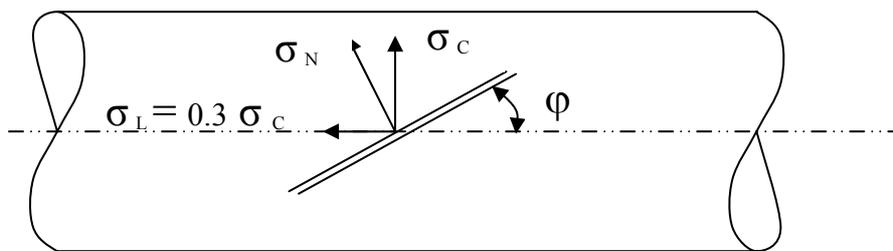


Figure II.3 : Sollicitations dans un tube à soudure en spirale

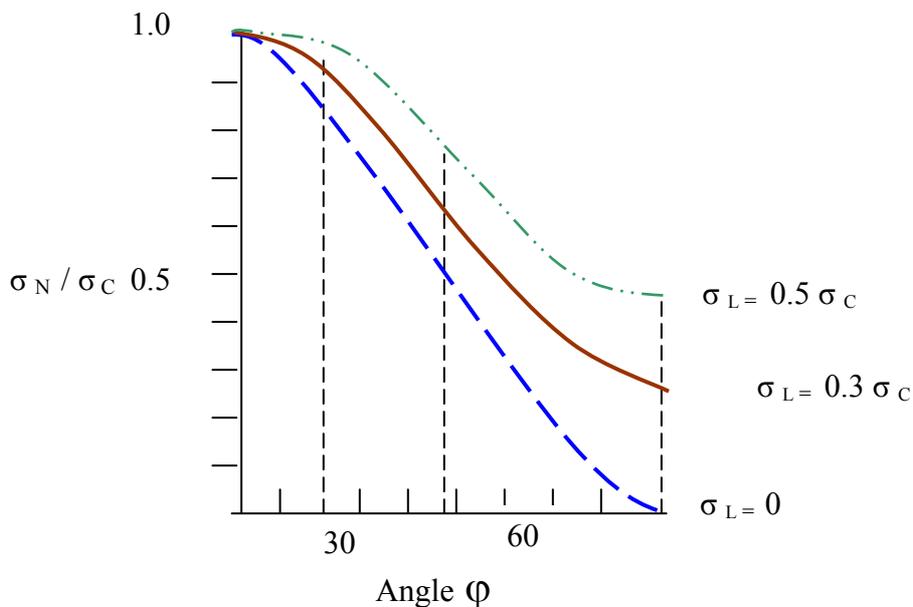


Figure II.4 : Variation du rapport  $\frac{\sigma_N}{\sigma_C}$  en fonction de l'angle  $\alpha$

Sous un angle d'inclinaison de 45°, donnant les mêmes contraintes normales  $\sigma_N$  pour les deux soudures, elles ne sont soumises qu'à 0,5 à 0,75 fois l'effort que doit supporter la soudure longitudinale. Même sous des angles autres que 45°, la contrainte normale à la soudure n'atteint jamais celle que doit supporter la soudure longitudinale. Indépendamment de la méthode de production de gros tubes, des contraintes supplémentaires peuvent se manifester à la suite des écarts de forme au voisinage de la soudure (effet de toit, décalage des rives, hauteur du cordon de soudure). L'influence est en pratique, réduite au minimum par la définition des tolérances. Les contraintes supplémentaires agissent cependant d'autant moins, que la contrainte normale à la soudure devient plus faible, grâce à la position de l'angle de la soudure.

La hauteur du cordon de soudure pendant la sollicitation alternée de fatigue par pression intérieure revêt une importance particulière. Les changements de contraintes dus à la discontinuité d'épaisseur agissent comme une entaille.

## **II.4 COMPORTEMENT DES TUBES EN SPIRALE DANS UNE CANALISATION**

A travers ce qui vient d'être décrit, il ressort que les conditions dans lesquelles les sollicitations agissent sont multiples : il est difficile de quantifier l'impact des paramètres marginaux (de par leur nombre et leurs effets). Pour cette raison on renonce comme auparavant, lors de l'étude de réalisation d'une canalisation, à la considération de tels détails et les calculs de dimensionnement sont établis du point de vue statique sur la base de la contrainte circonférentielle. Cela paraît fondé, étant donné que, la pression intérieure admissible croît dans certaines proportions en fonction de la contrainte longitudinale, c'est-à-dire, que l'étude est conçue dans le cas le plus défavorable. La contrainte circonférentielle est l'élément général de base pour le choix correspondant du matériau, diamètre, épaisseur et pression dans les pipelines. Les directives reposent essentiellement sur les directives établies par les standards américains.

Le code ASME B 31.3 'ASME code for pressure piping, définit la corrélation.

$$p = \frac{2 \sigma_{0,2} \cdot t}{D} \cdot F \cdot E \cdot T \quad [2.6]$$

Dans laquelle,

$p$  : Pression calculée prévue, qui ne doit pas être dépassée pendant l'exploitation d'un pipeline.

$\sigma_{0,2}$  : Limite élastique du matériau.

$t$  : Epaisseur nominale.

$D$  : Diamètre nominal.

$F$  : Coefficient de sécurité, dépendant de la densité d'habitation et de construction (routes, voies ferrées, etc.)

$E$  = Facteur de joint ( $0,8 \leq E \leq 1,0$ )

$T$  = Coefficient qui tient compte de la variation de la limite élastique en fonction de la température.

En Allemagne les mêmes critères sont établis selon DIN 2413 par la relation :

$$\sigma_V = \frac{d_a \cdot p}{2 \sigma_{adm} \cdot V_N} \quad [2.7]$$

Dans laquelle :

$\sigma_V$  : Contrainte équivalente

$d_a$  : Diamètre extérieur

$p$  : Pression calculée (c'est-à-dire la pression intérieure maximum possible d'un tronçon de conduite en considération de toutes les conditions possibles d'exploitation y compris coup de bélier etc.)

$\sigma_{adm}$  : Contrainte circonférentielle nominale admissible

$V_N$  : Coefficient de joint des soudures longitudinale et spirale.

## II.5 COMPORTEMENT SOUS PRESSION INTERIEURE STATIQUE

Pendant la phase de lancement du tube spirale destiné aux hautes pressions, des réserves ont été émises sur la longueur plus grande de la soudure spirale par rapport à la soudure longitudinale. Certes, la longueur de soudure est d'un facteur :

$$f = \frac{\pi d}{B} \quad (B : \text{la largeur de la bande})$$

Pour juger le comportement d'un tube, sa fiabilité dans un pipeline pendant la construction et l'exploitation est essentielle.

La contrainte agissant sur la soudure, dite contrainte normale  $\sigma_N$ , est plus faible, du fait de l'angle de la soudure. Ceci a été confirmé par des mesures à l'aide de jauges de contrainte dans le sens circonférentiel et orthogonal à la soudure, sur une virole de tube spirale [SCH. 03].

Les valeurs mesurées ont été comparées avec les valeurs calculées d'après les formules :

$$\sigma_N = \frac{E}{1 - \mu^2} [\varepsilon_\alpha (1 + \mu \cot^2 \varphi) + \mu \varepsilon_C (1 - \cot^2 \varphi)] \quad [2.8]$$

$$\sigma_C = \frac{E}{1 - \mu^2} [\varepsilon_C (1 - \mu \cot^2 \varphi) + \mu \varepsilon_\alpha (1 - \cot^2 \varphi)] \quad [2.9]$$

Avec :

$\varepsilon_\alpha$  : Déformation dans la direction normale à la soudure ( $\alpha = 90^\circ - \varphi$ )

$\varepsilon_C$  : Déformation dans la direction circonférentielle

Le tableau II.2 montre les valeurs mesurées et calculées pour différents degrés de sollicitation sur la base de la formule ci-dessus. La valeur théorique  $\frac{\sigma_N}{\sigma_C}$  de 0,69 pour la contrainte normale et de la contrainte circonférentielle a été confirmé par la valeur moyenne de 0,72, dans la plage de l'incertitude de mesure, sur un tube de diamètre extérieur 521 mm et d'un angle de soudure de 51,75°.

Tableau II.2 : Mesures des déformations sur tube soudé en spirale

| Pression<br>Bars | $\epsilon_c$<br>$\mu m$ | $\epsilon_\alpha$<br>$\mu m$ | $\sigma_C$<br>$daN/mm^2$ | $\sigma_N$<br>$daN/mm^2$ | $\sigma_N / \sigma_C$ |
|------------------|-------------------------|------------------------------|--------------------------|--------------------------|-----------------------|
| 10               | 136                     | 80                           | 3,39                     | 2,47                     | 0,729                 |
| 20               | 276                     | 160                          | 6,85                     | 4,95                     | 0,723                 |
| 30               | 430                     | 246                          | 10,63                    | 7,62                     | 0,717                 |
| 40               | 566                     | 328                          | 14,04                    | 10,14                    | 0,722                 |
| 50               | 726                     | 416                          | 17,96                    | 12,28                    | 0,717                 |
| 58               | 830                     | 466                          | 20,44                    | 14,47                    | 0,708                 |

Le comportement du tube, soumis à un accroissement continu de la pression jusqu'à rupture (essai d'éclatement), est représenté sur la figure (2.5), montre une courbe pression en fonction de la variation de volume. Le rapport pression d'écoulement réelle sur pression d'écoulement théorique à la limite élastique issue de  $\frac{\sigma_{0,2} \cdot 2t}{d}$  confirma le rapport  $\frac{\sigma_N}{\sigma_C}$  de 1,15.

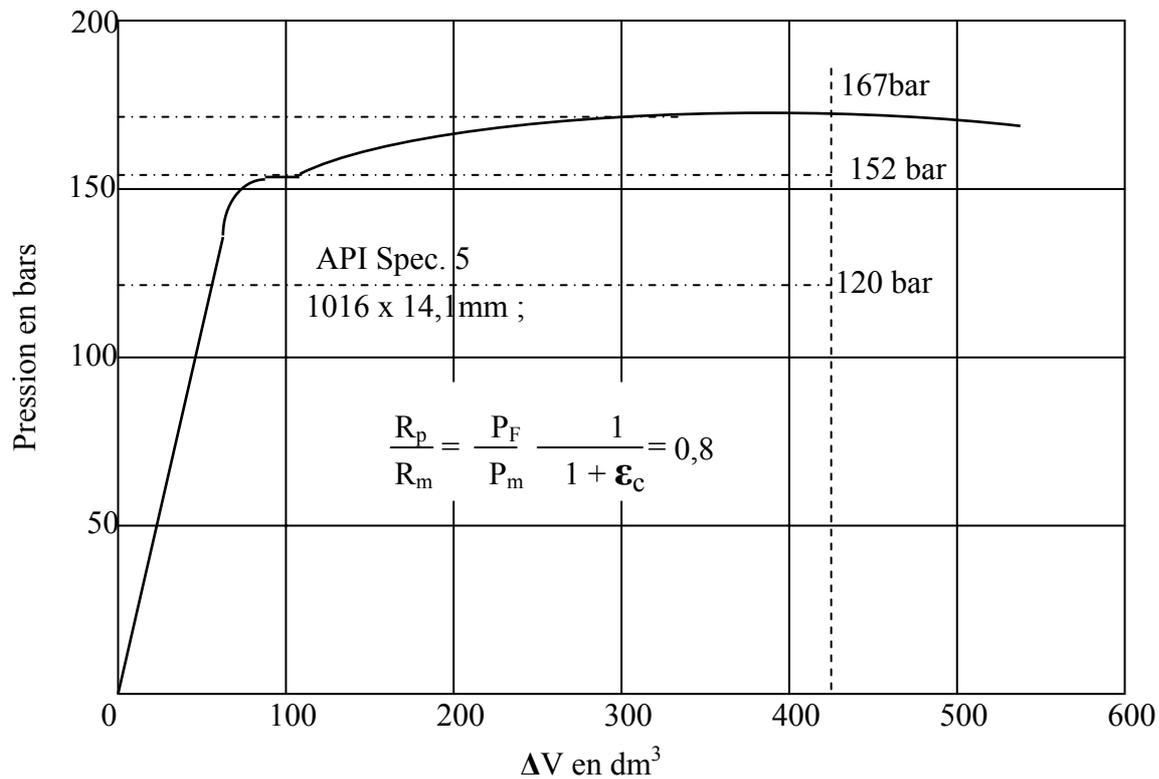
Le fait que le même rapport à la pression maximale, en comparaison avec la valeur calculée à partir de la résistance à la rupture, n'a pas été obtenu, trouve son explication dans le fait que la pression théorique d'éclatement a été calculée comme d'habitude sur la base du diamètre de départ alors que dans le calcul de la pression d'écoulement à la limite élastique, l'expansion est négligeable, on devrait pour une telle comparaison, à la charge de rupture, utiliser un diamètre corrigé [PEE. 03],  $d_{cor} = d(1 + \epsilon_C)$ , pour avoir la même relation.

$$\frac{p_{exp}}{p_{theor}} = \frac{p_{exp} \cdot d(1 + \epsilon_C)}{R_m \cdot 2s} = \frac{\sigma_C}{\sigma_V} \approx 1,15$$

Aussi dans le calcul du rapport de la limite élastique/ charge de rupture sur la base d'essais d'éclatement, il faut tenir compte de l'agrandissement du diamètre, par la formule

$$\frac{R_p}{R_m} = \frac{P_F}{P_m} \cdot \frac{1}{1 + \varepsilon_C} \quad [2.10]$$

L'essai d'éclatement montre que la soudure spirale n'altère pas le comportement du tube du point de vue pression interne.



**Figure II.5 :** Courbe pression / volume obtenue lors de l'essai d'éclatement sur un tube avec soudure de rabouillage [PEE. 03]

Par ailleurs, il a été observé lors de l'éclatement des tubes, le déclenchement de la rupture n'a pas lieu au voisinage de la soudure, mais dans le matériau de base. C'est à dire que la longueur de la soudure ne joue aucun rôle.

De la même manière, au cours des essais d'éclatement de tubes spirale avec soudure de rabouillage, provenant de la production normale, le déclenchement de la rupture a lieu de la même manière dans le matériau de base, comme le montre la figure II.6.

Cette figure représente l'allure de la rupture ainsi que les réductions d'épaisseur à l'endroit de la rupture, sur un tronçon de tube de 40'' x 14,1 mm – X65 avec soudure de raboutage formant un angle de 27° par rapport à l'axe du tube. Pendant cet essai d'éclatement, un nombre de mesure assez élevé sur la modification de la circonférence à été réalisé.

Les valeurs de la circonférence ont été mesurées aussi bien aux endroits prévus, à plusieurs paliers de pression après décharge, qu'à quatre zones, sous pression.

En raison d'une différence de limite élastique de 50 N/mm<sup>2</sup> entre les 2 feuillets soudés entre eux, l'amorce de l'écoulement s'est produite nécessairement sur le métal de base à limite élastique plus faible, dans l'endroit ou plus tard s'est produit l'éclatement. Les mesures sous pression illustrent les déclenchements différents d'écoulement à la limite élastique sur les deux côtés de la soudure de raboutage. La soudure de raboutage elle-même montra des valeurs d'allongements circonférentiels se situant entre ceux des zones avoisinantes.

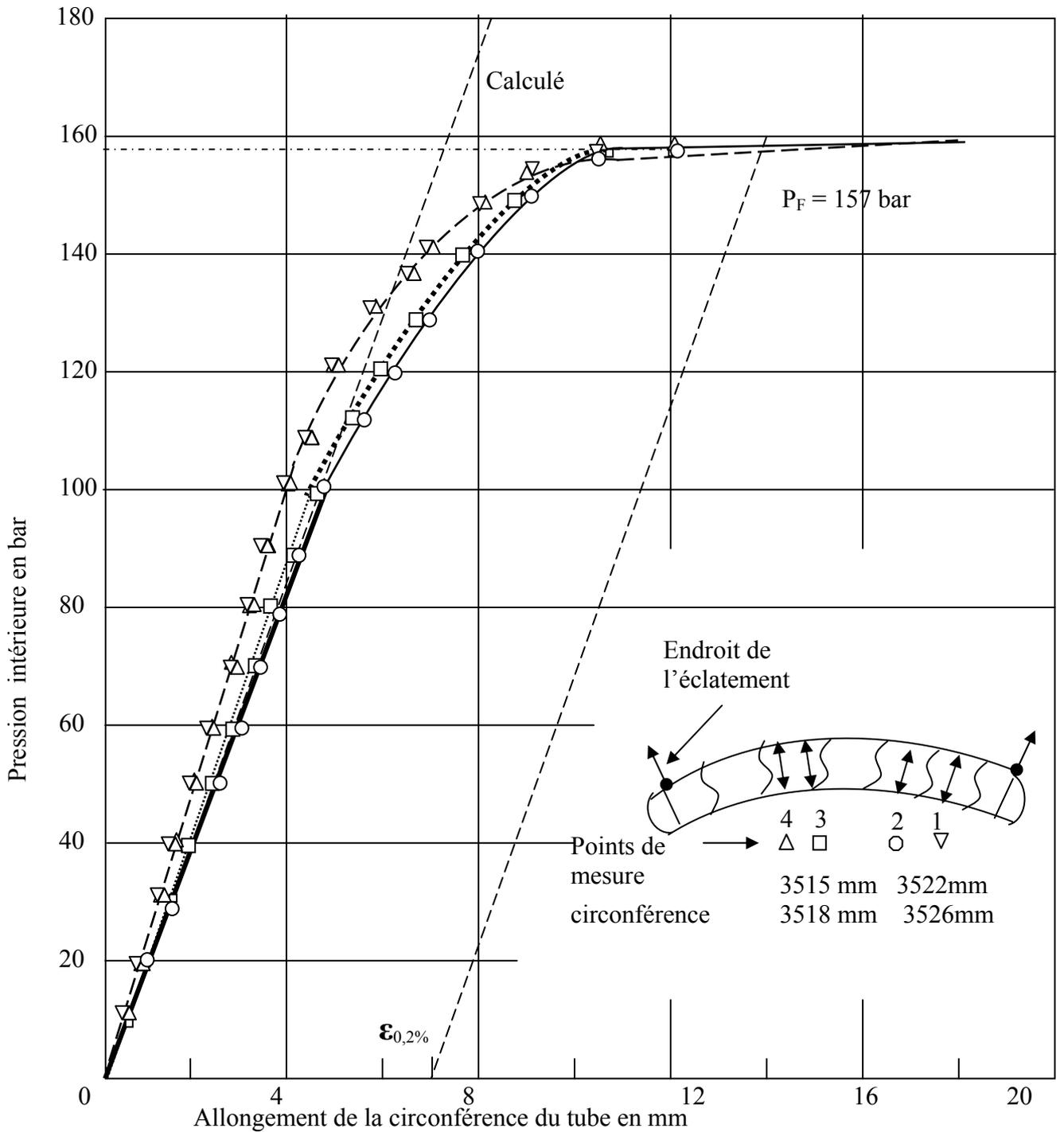


Figure II.6 : Pression intérieure en fonction de l'agrandissement de la circonférence sur un coude de tube spirale (1016 x 14,1 mm - X 65) avec soudure de rabotage cintré à froid [SCH. 03].

Des essais d'éclatement sur des coudes cintrés à froid, avec soudure de rabouillage, ont montré également des comportements similaires et ce aussi bien la courbe pression/volume, que la mesure de l'expansion de la circonférence à l'aide de rubans gradués jusqu'au déclenchement de l'écoulement. Pendant l'essai de pression, le gonflement se produisit comme prévu, en dehors de la région de la soudure de rabouillage, à environ 1,5 spires plus loin. Avant l'éclatement à cet endroit, l'essai a été interrompu, à cause de la cassure d'une pièce de raccordement, ce qui se remarque par l'absence de la chute de pression dans la courbe pression/volume. Les valeurs des allongements circonférentiels avant l'amorce de l'écoulement ne varient que très peu de la droite théorique montante dessinée.

Pour vérifier le comportement de tubes avec soudures de rabouillage dans un état de charge différent de celui d'une citerne, des mesures d'allongement circonférentiels sous pression intérieure, ont été réalisés sur un tronçon de gazoduc enterré de 40'' x 14.1 mm – X65, dans la région des soudures longitudinale, spirale et de rabouillage, aussi bien à l'aide de ruban gradués..

## **II.6 Comportement sous pression intérieure dynamique**

La norme DIN 2413 définit les conditions applicables, dans le cas où une rupture de fatigue serait possible, pendant la durée de vie de la conduite du fait de sollicitations alternées. Les exigences minima ont été trouvées sur la base d'essais de pression alternée à amplitude constante. L'influence de la surface, de la forme et du matériau sont déjà pris en considération, quand il s'agit de tubes avec certain degré de qualité, comme c'est courant dans le cas des pipelines.

Outre la sollicitation statique par pression intérieure, le comportement sous l'aspect dynamique, dans le cas d'un oléoduc, revêt une certaine importance, à cause de variations de pression importantes, par exemple lors de la mise hors service de la canalisation ou bien de la modification de la pression de service. Pendant l'exploitation d'une canalisation, les cycles d'effort à amplitude constante interviennent peu ou pas du tout. Pour des raisons de similitude, on a comparé le comportement de tubes de fabrications différentes dans le domaine de la résistance à la fatigue pour une durée de vie limitée sous pression ondulée.

La figure II.7 montre le nombre des cycles en fonction de l'amplitude de la charge.

Les résultats obtenus lors d'essais que la résistance à la fatigue des tubes à soudure spirale se trouvent dans la plage supérieure de dispersion. Ceci trouve son explication dans l'influence de l'inclinaison de la soudure et par conséquent de l'influence changeante du coefficient d'entaille de la soudure.

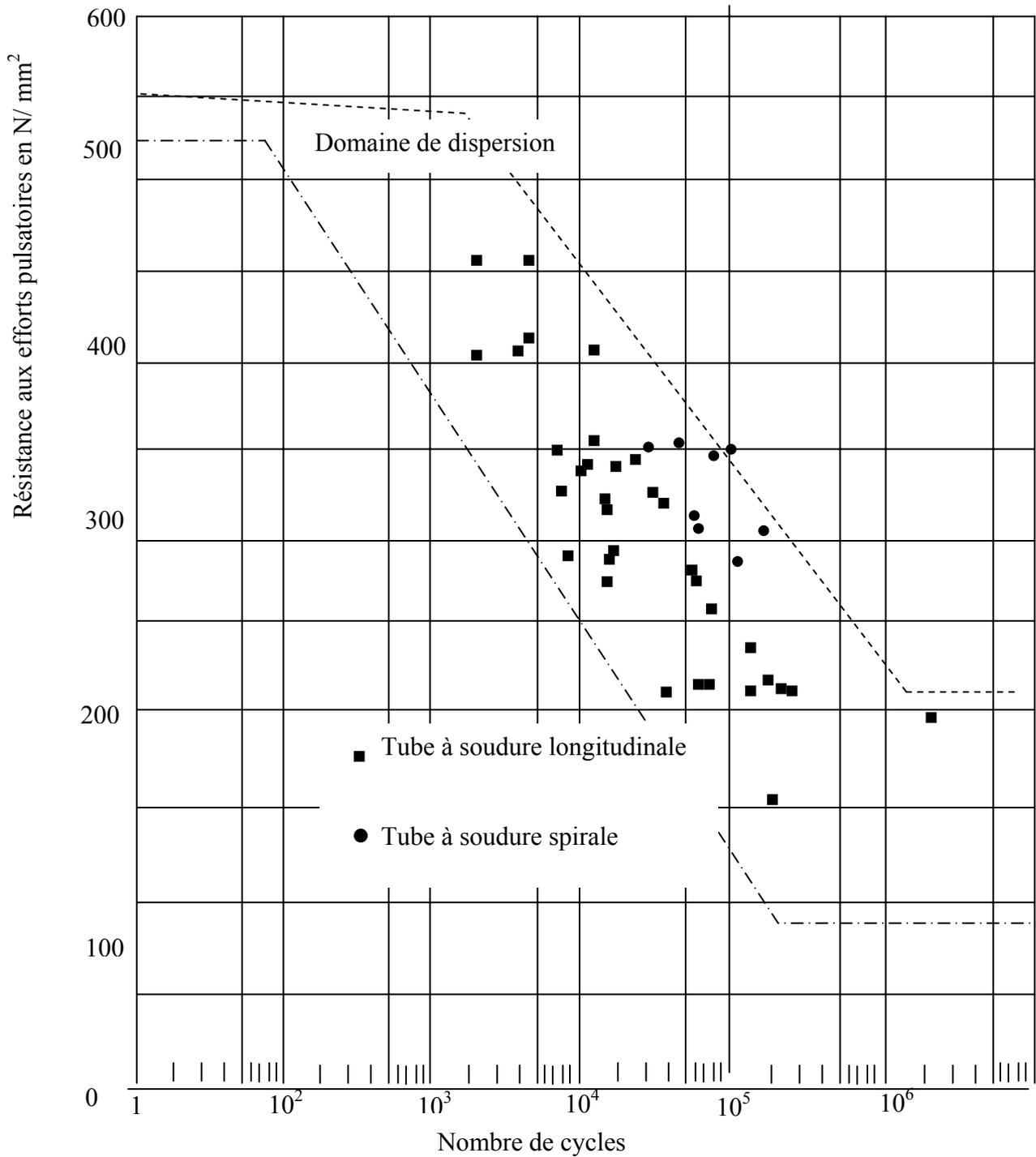


Figure II.7 : Résistance à la fatigue en fonction du nombre de cycles [PEE. 03]

La figure II.8 montre, que la relation  $\frac{\sigma_L}{\sigma_C}$  est d'une grande importance, également dans le domaine de la résistance à la fatigue aux efforts ondulés pour des tubes à soudure en spirale. La résistance à la fatigue est, dans le cas de tubes soudés longitudinalement, indépendante de l'état de charge. Dans le cas de tubes spirale par contre, la charge ondulatoire supportable dans les états de charge habituels d'une canalisation  $\frac{\sigma_L}{\sigma_C} = 0.3$  et  $0.5$ , augmente avec l'accroissement de l'angle de la soudure. Etant donné que dans le cas d'essai de charge ondulatoire sur des citernes, le quotient  $\frac{\sigma_L}{\sigma_C}$  est en principe égal à  $0,5$ , on peut s'attendre à un comportement plus favorable pendant l'exploitation. Les phénomènes de base ci-dessus mentionnés sont valables également pour les soudures de rabouillage, car elles aussi possèdent un angle, certes plus petit, par rapport à l'axe du tube. Des comparaisons à caractère absolu ne peuvent cependant être faites que pour des coefficients d'entaille égaux, c'est-à-dire des conditions géométriques identiques dans la zone de la soudure.

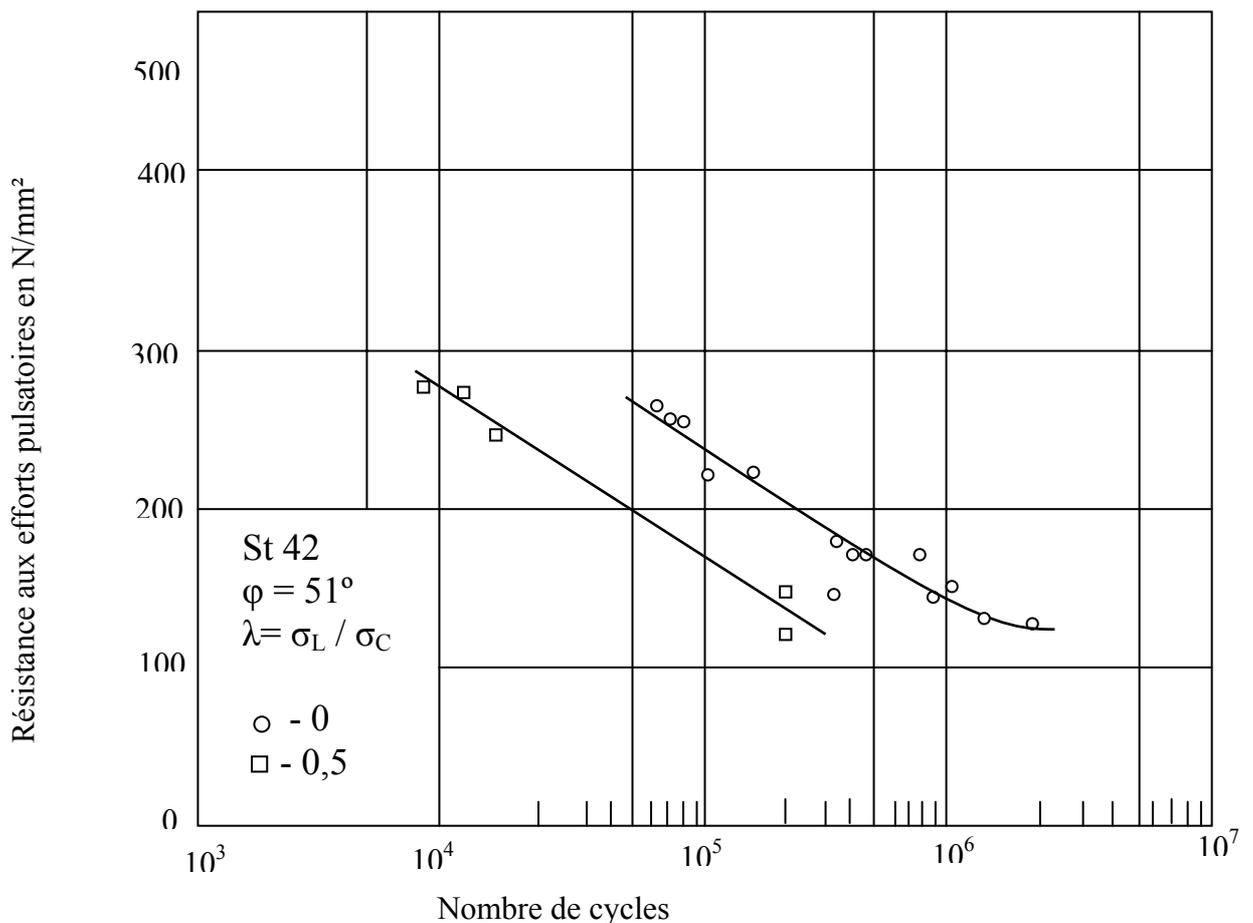


Figure II.8 : Résistance à la fatigue en fonction du nombre de cycles  $N$  pour des contraintes longitudinales, [ZEN.06]

La figure II.9 montre, que les tubes ayant un effet de toit moindre résistent à une charge ondulatoire supérieure. Les valeurs plus défavorables sur tubes plus anciens sont évitées aujourd'hui par des stipulations correspondantes sur les tolérances.

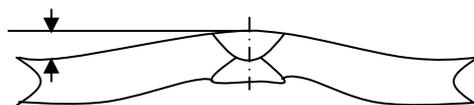
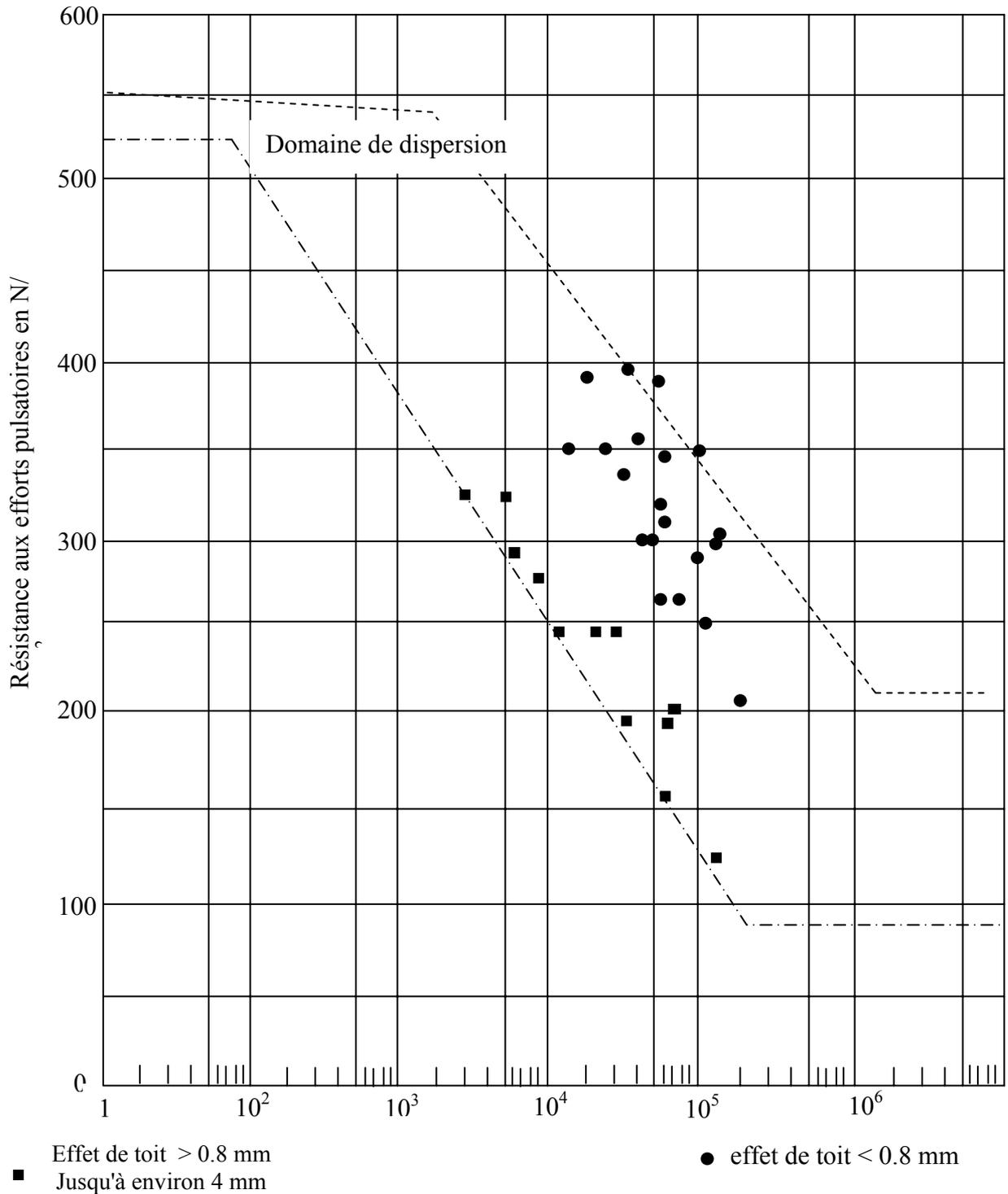


Figure II.9 : Influence de l'effet de toit sur la résistance à la fatigue [BRA. 06]

Les examens décrits plus haut concernent la nature du comportement de gros tubes, particulièrement de tube spirale sous charge statique et dynamique. Des charges statiques se manifestent comme conséquence de la pression intérieure et l'état de fixation de la canalisation. La sollicitation dynamique est créée par la charge de pression alternée. Par expérience, le nombre de pulsations dans le cas gazoducs est faible. Dans le cas d'oléoduc, les variations de charge se manifestent avec amplitude différente et fréquence relativement faible. Pendant que le calcul d'une conduite conformément aux normes et réglementations correspondantes, n'a lieu que sur la base de la contrainte circonférentielle, l'effet de la contrainte longitudinale au sein d'un tronçon de canalisation après mise en feuille et affaissement suscite des modifications de la pression supportable intérieure conformément à l'hypothèse de l'énergie de transformation de configuration, allant jusqu'à  $1,15 \times R_p$  ( $\frac{\sigma_L}{\sigma_C} = 0,5$ ). Le fait que des contraintes longitudinales de cet ordre de grandeur peuvent exister réellement, dans une conduite enterrée, a été confirmé par des mesures. L'étude d'une conduite sur la base de la contrainte circonférentielle apporte par conséquent une sécurité supplémentaire

Si des soudures forment un certain angle par rapport à l'axe du tube, il en résulte de cette situation un avantage qui s'explique par le fait que la contrainte principale forme un angle par rapport à la direction transversale à la soudure. Parmi le nombre abondant d'essais d'éclatement réalisés, cette affirmation se trouva confirmée par le fait que le déclenchement à la rupture se produisit dans le métal de base. Au cours du cintrage à froid sur le chantier, les tubes spirale avec ou sans raboutage, n'ont montré aucun comportement qui s'oppose à la fabrication de tels coudes. Egalement au cours des essais d'éclatement ultérieurs, il n'a été décelé aucune différence notable par comparaison à des essais d'éclatement habituels.

Dans les canalisations pour oléoducs, le nombre des fluctuations de pression de refoulement peut être évalué à 2,5/jour. Des instigations sur la base d'un collectif de variations de pression pendant l'exploitation, comparés avec des examens à amplitude constante, à sollicitation maximum égale, ont donné un rapport des nombres de cycles d'effort plus grand que 20 : 1. Ceci donne par exemple, dans le cas des tubes avec nombre de cycles d'effort supportable de  $5 \cdot 10^4$  à amplitude constante, au moins  $10^6$  cycles de variation de pression, c'est-à-dire une période de plus de 680 années. Les nombres de cycles d'effets à amplitude constante déterminés par les essais ne peuvent pas conséquemment être considérés comme critères pour le calcul de la durée de vie, mais comme échelle pour un examen de qualité.

## II.7 CONCLUSION

Un tube idéal destiné à supporter des hautes pressions serait un cylindre creux théoriquement homogène. Les tubes fabriqués présentent, du fait de la dispersion de la fabrication, inévitablement des écarts par rapport à ce cylindre idéal. La dispersion de caractéristiques peut concerner aussi bien des propriétés de matériaux que la configuration géométrique.

Les exigences minima pour matériaux adaptés au cas d'application sont définies dans les normes et réglementations qui s'y rapportent, indépendamment du procédé de fabrication des gros tubes (soudure longitudinale, spirale). Ceci est aussi valable pour les propriétés des soudures, ainsi que leur examen du point de vue de l'homogénéité. Dans la zone de la soudure, il faut, comme dans le cas des tubes à soudure longitudinale, surveiller la forme et garder les déviations dans des limites admissibles. Les déviations de géométrie essentielles, immédiatement au voisinage de la soudure, sont représentées sur la figure ci-dessous.

Bien que pour la soudure spirale les limites fixées dans les normes puissent être considérées comme suffisantes, on s'efforce pendant la fabrication de tubes de qualité, d'élever le niveau de spécification, en réduisant les tolérances.

La surélévation du cordon de la soudure intérieure et extérieure des tubes devrait être aussi faible que possible.

La largeur du cordon de soudure qui n'est en général pas définie dans les spécifications, devrait être dans une relation raisonnable par rapport à l'épaisseur de paroi. On devrait éviter une différence de largeur de soudure trop grande entre la soudure extérieure et intérieure et une pénétration et fusion totales n'entraînant pas un manque de liaison. Il faut également insister sur une bonne symétrie de chacun des cordons de soudures.

Outre la surélévation de la soudure et sa relation avec sa largeur, l'angle de flanc de soudure revêt une certaine importance pour le coefficient d'entaille. Il est recommandé de meuler en pente douce, même les caniveaux insignifiant tout en respectant la tolérance sur l'épaisseur. Etant donnée que la dénivellation des rives, crée aussi des contraintes supplémentaires, celle-ci devrait être ramenée au minimum, particulièrement dans le cas de faibles largeurs de soudure. La dénivellation de rives ne doit en aucune cas dépasser la valeur de 1.6 mm.

Concernant le comportement en fatigue du fait de la pression intérieure alternée, un effet de toit excessif est à éviter.

A cause de la conformité non suffisante des tubes techniques avec des cylindres creux théoriques, qui rend un calcul quantitatif de l'action des paramètres marginaux impraticable, des essais sur la nature des comportements de tubes spirale, avec ou sans soudure de raboutage, ont été réalisés dans l'optique des charges habituelles en cours d'exploitation.

Il a été remarqué que l'angle que forme aussi bien la soudure spirale que la soudure de raboutage avec l'axe du tube, dans le rapport  $\frac{\sigma_L}{\sigma_C} = 0 \text{ à } 0,5$ , existant en exploitation, aussi

bien sous charges statique que dynamique, possède une action avantageuse en comparaison avec les soudures longitudinales.

# **CHAPITRE III**

## **Modélisation et simulation numérique**

### III.1 INTRODUCTION

Si l'expérimentation en vraie grandeur demeure la référence objective de toute information, son coût élevé à tous points de vue la rend difficilement utilisable, notamment lorsque plusieurs paramètres doivent être analysés. Les quelques résultats d'expérimentation en vraie grandeur précédemment rapportés ont permis de mettre en évidence les principaux phénomènes caractéristiques du comportement d'un tube pour gazoduc, pour le cas de sollicitations généralisées essentielles. Ils ne sauraient toutefois constituer, compte tenu de leur nombre très limité, une base de données expérimentales suffisante à une généralisation pour les intervalles de variation des paramètres géométriques rencontrés dans les situations d'usage.

On a construit un ensemble de simulations numériques de configurations type en vue de leur calcul par éléments finis. Le code de calcul utilisé est le code [ANSY. 92] (Swanson Analysis Systems) disponible en version universitaire. Il est bien connu et largement utilisé dans des contextes industriels et/ou de recherche.

Nos "expérimentations" numériques ont été effectuées en trois étapes successives:

- ✚ Une étape de pré-expérimentation, antérieure aux essais en vraie grandeur, destinée à tester la faisabilité de la méthode. On ne décrira pas ici ces travaux, à caractère préparatoire et classique avant tout usage de la méthode (choix d'éléments finis, tests de convergence relatifs aux densités de discrétisation, test de capacité de calcul, etc.).
- ✚ Une étape de validation modèle essais destinés, d'une part à s'assurer en calcul non linéaire élastoplastique que la méthode permettait une simulation convenable de l'expérience.
- ✚ Une étape d'exploitation (analyse paramétrique), destinée à l'appréciation des influences relatives des paramètres géométriques principaux sur le comportement mécanique d'un tube. On présentera dans ce qui suit les deux dernières étapes de ce travail.

## III.2 MODELISATION ET SIMULATION NUMERIQUE

### III.2.1 HYPOTHESES GENERALES DE LA MODELISATION

La simulation numérique constitue une première étape de validation aussi proche que possible des données et conditions d'expérimentation. Dans le contexte de notre travail, l'échantillon de structure est essentiellement composé d'une éprouvette cylindrique (coque à simple courbure). Les matériaux en présence (tubes, soudures) sont en acier, relevant de modèles de comportement élastique ou élastoplastique [DC. 99]. La simulation associe une représentation géométrique, un modèle mécanique, un modèle de comportement matériel et une représentation des actions extérieures (conditions aux limites). On résumera ci-après les hypothèses retenues pour chacune de ces représentations.

#### III.2.1.1 REPRESENTATION GEOMETRIQUE

On a considéré un modèle formellement identique aux tubes décrits dans les essais effectivement effectués. La représentation des tronçons de tubes admet une section circulaire et une rectitude parfaite. Le diamètre moyen et l'épaisseur ont été considérés ici comme des valeurs nominales.

#### III.2.1.2 REPRESENTATION MECANIQUE

On a utilisé des éléments finis de coques épaisses disponibles dans le code de calcul ANSYS et adaptés à l'approximation de coques à simple ou double courbure.

L'élément fini est un élément de coque à 8 noeuds géométriques (coins et milieux des cotés) dérivé des éléments initialement conçus par [AHM.00], [SCH.03] comme éléments isoparamétriques de volume dégénérés, pour lesquels les effets de couplage membrane-flexion sont implicites. Un élément est décrit (figure III.1) par 8 noeuds sur la surface moyenne et un "vecteur épaisseur" de longueur  $t_i$  orthogonal à la surface moyenne. La géométrie de la surface moyenne est celle d'une surface quadratique interpolée entre les coordonnées nodales à partir d'un élément-père bidimensionnel. Un point courant  $-Q-$  de vecteur position  $\vec{Q}$  a pour coordonnées:

$$\begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix}_Q = \sum_1^8 N_i(\xi, \eta) \begin{Bmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \end{Bmatrix} \quad [3.1]$$

où:  $x_i, y_i, z_i$  : coordonnées du noeud  $-i-$

$N_i$  : fonctions d'interpolation de type Serendip classiques

Un point courant - M - de la coque de côte- Z - par rapport à la surface moyenne a pour coordonnées:

$$\begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix}_M = \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix}_Q + Z \cdot \frac{\vec{t}}{2} \quad [3.2]$$

où -  $\vec{t}$  : vecteur épaisseur.

Suivant la formulation classique des éléments isoparamétriques, le déplacement en tout point s'écrit en fonction des grandeurs nodales:

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix}_M = \sum_1^8 N_i(\xi, \eta) \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ w_i \end{Bmatrix} + \sum_1^8 N_i(\xi, \eta) \cdot Z \cdot \frac{\vec{t}}{2} [a_{1,i} \quad b_{1,i}] \begin{Bmatrix} \theta_{x,i} \\ \theta_{y,i} \end{Bmatrix} \quad [3.3]$$

où:

$a_{1,i} \quad b_{1,i}$ , vecteurs unitaires orthogonaux au noeud  $-i-$  suivant les directions  $\xi$  et  $\eta$  respectivement.

$\theta_{x,i}, \theta_{y,i}$ , représentent les rotations du segment épaisseur traduisant la première hypothèse de Bernoulli appliquée aux coques.

Ainsi les rotations nodales sont décrites dans l'espace des systèmes unitaires tangents aux lignes de coordonnées  $(\xi, \eta)$ .

La formulation est fondée sur les équations de l'élasticité tridimensionnelle plutôt que sur la théorie classique des coques [TIM.75]. On ne décrira pas ici cette formulation. La matrice de rigidité de l'élément en déformations et déplacements infinitésimaux ou finis est obtenue par intégration numérique sous la forme classique:

$$[K_e] = \int [B]^T [D] [B] dV \quad [3.4]$$

où:

D, est la matrice d'élasticité.

$$[D] = \begin{bmatrix} AE_x & Av_{xy}E_x & 0 & 0 & 0 & 0 \\ Av_{xy}E_x & AE_y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G_{xy} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{G_{yz}}{f} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{G_{xz}}{f} \end{bmatrix} \quad [3.5]$$

avec:

$$A = \frac{E_y}{E_y - (v_{xy})^2 \cdot E_x}$$

$E_x$ , est le module d'élasticité dans la direction X du repère local

$v_{xy}$ , est le coefficient de Poisson dans le plan (x-y) local

$G_{xy}$ , est le module de cisaillement dans le plan (x-y) local

$$f = \text{Sup} \left\{ \begin{array}{l} 1,2 \\ 1,2 + 0,2 \cdot \frac{S}{25 \cdot t^2} \end{array} \right\}, \text{ est le coefficient correctif des effets de cisaillement}$$

S, est la surface de l'élément

t, est l'épaisseur moyenne de l'élément.

Des tests effectués sur des problèmes élémentaires ont montré des performances excellentes pour des problèmes de membrane, de flexion notamment dans le cas d'intégration (2x2x4). Dans notre étude l'élément a été utilisé avec une règle d'intégration à 5 points dans la direction de l'épaisseur. Bien que pour des problèmes généraux de coques élastiques, une faible densité de maillage soit le plus souvent suffisante, nous avons adopté ici un maillage à forte densité, pénalisant en temps et coût de calcul, mais adapté à la restitution de la localisation des zones plastifiées.

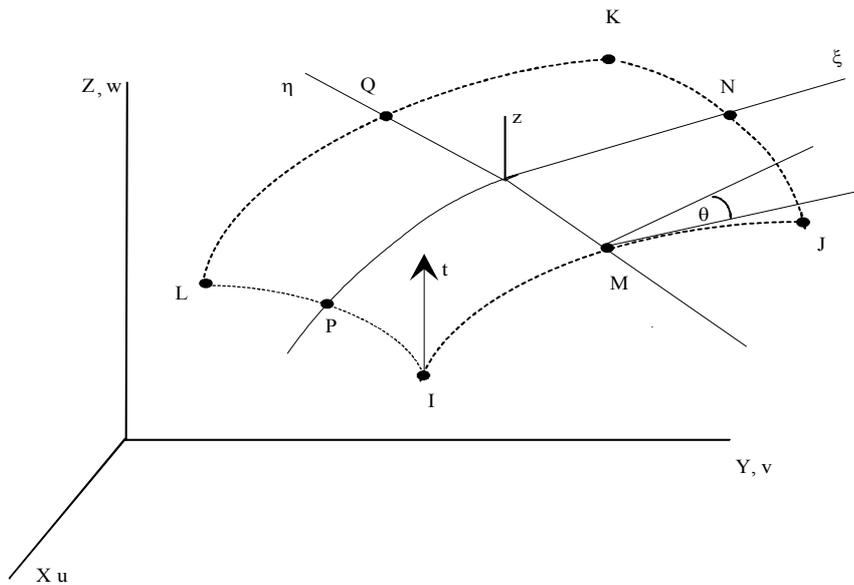


Figure III.1 : Elément de coque à 8 noeuds

### III.2.2 DIFFERENTS TYPES DE COMPORTEMENT DU MATERIAU

L'allure générale du comportement d'un acier de construction est celle présentée sur la figure III.2. Les caractéristiques de base (élasticité, ductilité, résistance maximale) sont initialement garanties. La présence d'un palier d'écoulement plastique à contrainte constante est fondamentale en vue d'une application en analyse plastique.

La réserve de résistance due à l'écrouissage assure la sécurité de la structure en cas de déformations importantes. Cette réserve peut être définie par le rapport de la limite d'élasticité à la résistance maximale qui est une valeur normalisée dans certains cas

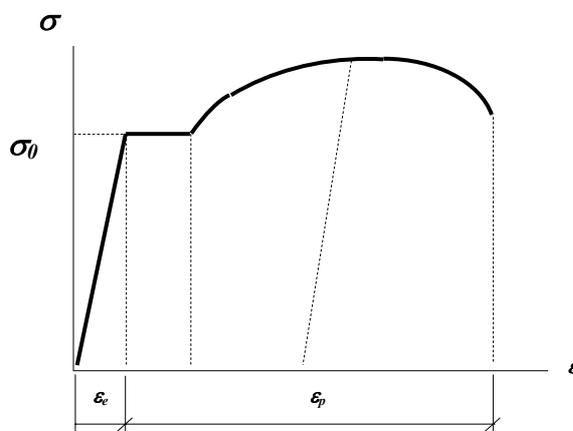


Figure III.2 : Comportement d'un acier au carbone 'vierge'

La courbe de comportement d'un acier écroui ne présente pas de palier de plasticité et l'évolution post-élastique est progressive et non linéaire. L'acier écroui est caractérisé par une nouvelle limite d'élasticité plus grande que sa valeur initiale (figure.III.3).

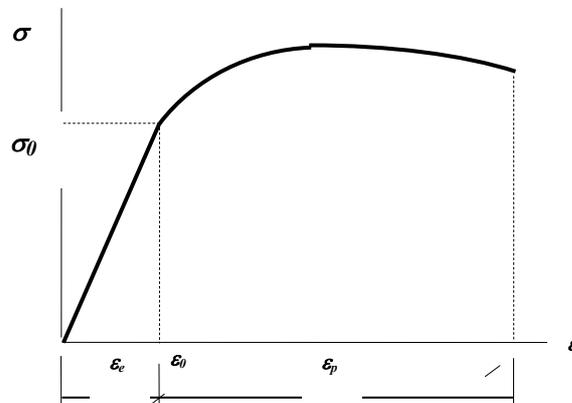


Figure III.3 : Comportement d'un acier écroui

### III.2.3 FORMULATION INCREMENTALE EN ELASTOPLASTICITE

La plasticité est caractérisée par des déformations irréversibles qui se développent dans la structure lorsqu'un niveau de contrainte, connu sous le nom de limite d'élasticité, a été atteint. La réponse en élastoplasticité à une sollicitation est gouvernée par trois concepts fondamentaux liés:

- Le critère de plasticité, qui généralise la notion de limite d'élasticité ou de seuil de plasticité en traction uniaxiale.
- La loi d'écoulement, qui définit dans le cas de sollicitation multiaxiale, la façon dont évolue la déformation plastique.
- La règle d'écrouissage qui décrit l'évolution du critère en fonction de l'histoire.

#### III.2.3.1 SURFACE DE CHARGE ET CONDITIONS D'ÉCOULEMENT

Pour un matériau élastoplastique sous sollicitations multiaxiales monotones, l'évolution à partir de l'état naturel est définie par un domaine d'élasticité limité par une fonction nécessairement convexe appelée surface de charge (ou d'écoulement) dans l'espace des contraintes principales:

$$F = f(\{\sigma\}, \{\alpha\}, K) \quad [3.6]$$

où:

$\{\sigma\}$ , tenseur des contraintes

$\{\alpha\}$ ,  $K$  (scalaire) sont des paramètres d'érouissage (variables internes) traduisant l'évolution de la surface de charge au delà du domaine élastique.

D'après la nature de la fonction de charge on distingue quatre classes d'érouissage:

$F = f(\{\sigma\}, K)$  : érouissage isotrope

$F = f(\{\sigma - \alpha\})$  : érouissage cinématique

$F = f(\{\sigma - \alpha\}, K)$  : érouissage mixte (combiné)

$F = f(\{\sigma\}, \{\alpha\}, K)$  : érouissage anisotropique

Dans l'hypothèse de la décomposition de la déformation totale entre une partie élastique et une partie plastique:

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon^e\} + \{\varepsilon^p\} \quad [3.7]$$

et en supposant que la surface de charge est régulière et dérivable, l'écoulement plastique se produit lorsque la contrainte est située sur la surface de charge (fig.3.4) et que l'incrément de déformation tend à la faire sortir de cette surface.

$$d\varepsilon^p \neq 0 \Rightarrow \begin{cases} f(\{\sigma\}, \{\alpha\}, K) = 0 \\ df > 0 \end{cases}$$

Dans le cas contraire, il y a soit une décharge élastique :

$$d\varepsilon^p = 0 \Rightarrow \begin{cases} f(\{\sigma\}, \{\alpha\}, K) = 0 \\ df < 0 \end{cases}$$

soit une charge neutre pour:

$$d\varepsilon^p = 0 \Rightarrow \begin{cases} f(\{\sigma\}, \{\alpha\}, K) = 0 \\ df = 0 \end{cases}$$

La règle d'écoulement établit la relation (amplitude et direction) entre les incréments de déformation et la surface de charge [Halp]. Dans l'hypothèse du potentiel plastique elle s'écrit:

$$d\varepsilon^p = \lambda \frac{\partial Q}{\partial \sigma} \quad [3.8]$$

$Q$ : potentiel plastique

$\lambda$  : multiplicateur plastique (scalaire)

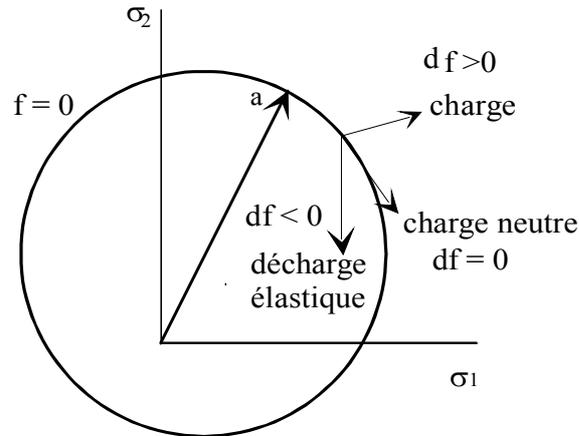


Figure III.4 : Surface d'écoulement plastique

La règle d'écoulement est dite associative lorsque la surface de charge coïncide avec un critère en l'occurrence le critère de Von-Mises qui est défini par une contrainte équivalente:

$$\sigma_e = f(\{\sigma\}) = \left( \frac{1}{2} \left[ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right] \right)^{\frac{1}{2}}$$

### III.2.3 2 CALCUL DE L'INCREMENT DE DEFORMATION PLASTIQUE

Dans le schéma de plasticité associée la relation de comportement incrémentale peut être déterminée en calculant le multiplicateur plastique, la contrainte devant demeurer sur la surface de charge:

$$f(\{\sigma\}, \{\alpha\}, K) = 0 \quad [3.9]$$

avec:

$K = \int \{\sigma\}^T \{d\varepsilon^p\}$ , est le travail de déformation plastique, fonction de l'histoire

$\{\alpha\} = \int C \{d\varepsilon^p\}$ , est la translation de la surface de charge; C, étant un paramètre du matériau

En différentiant l'équation [3.9] on obtient:

$$df = \left\{ \frac{\partial f}{\partial \sigma} \right\}^T \{d\sigma\} + \left\{ \frac{\partial f}{\partial K} \right\} dK + \left\{ \frac{\partial f}{\partial \alpha} \right\}^T \{d\alpha\} = 0 \quad (3.10)$$

En remarquant que:

$$\{d\alpha\} = C \{d\varepsilon^p\}$$

et 
$$\{dK\} = \left\{ \sigma \right\}^T \{d\varepsilon^p\}$$

l'équation (3.10) devient:

$$df = \left\{ \frac{\partial f}{\partial \sigma} \right\}^T \{d\sigma\} + \frac{\partial f}{\partial K} \left\{ \sigma \right\}^T \{d\varepsilon^p\} + \left\{ \frac{\partial f}{\partial \alpha} \right\}^T C \{d\varepsilon^p\} = 0 \quad [3.11]$$

L'incrément de contrainte est calculé par

$$\{d\sigma\} = [D] \{d\varepsilon^e\} = [D] \{d\varepsilon - d\varepsilon^p\}$$

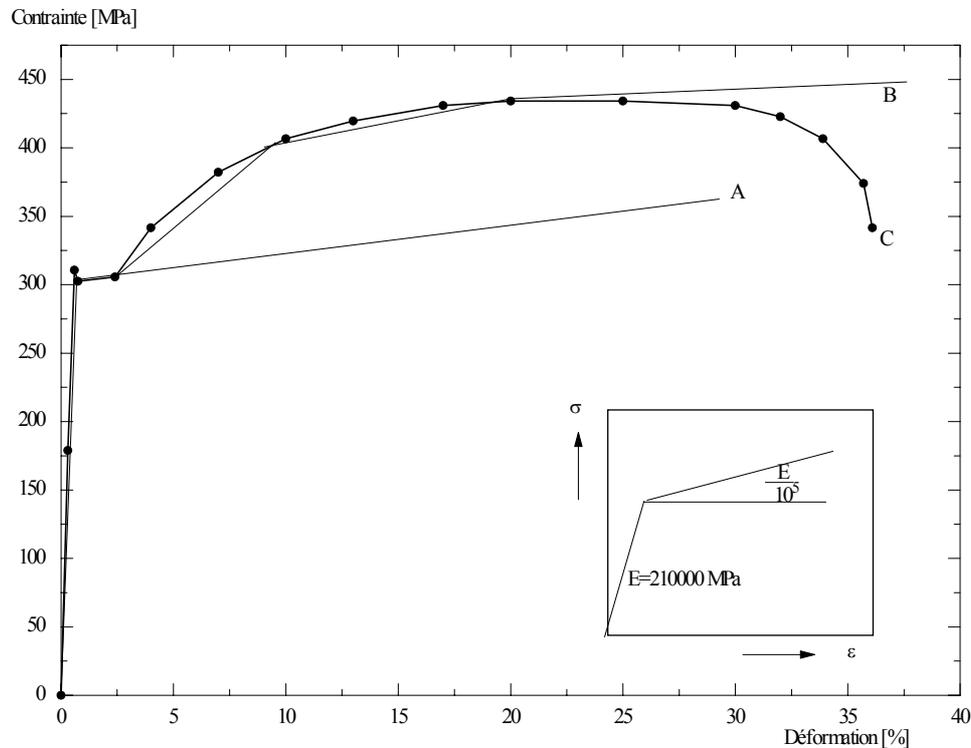
Finalement on obtient l'expression du multiplicateur plastique:

$$\lambda = \frac{\left\{ \frac{\partial f}{\partial \sigma} \right\}^T [D] \{d\varepsilon\}}{\frac{\partial f}{\partial K} \left\{ \sigma \right\}^T \left\{ \frac{\partial Q}{\partial \sigma} \right\} - C \left\{ \frac{\partial f}{\partial \alpha} \right\}^T \left\{ \frac{\partial Q}{\partial \sigma} \right\} + \left\{ \frac{\partial f}{\partial \sigma} \right\}^T [D] \left\{ \frac{\partial Q}{\partial \sigma} \right\}} \quad [3.12]$$

Compte tenu des résultats expérimentaux obtenus sur échantillons d'acier avant emboutissage on a testé deux types de lois élastoplastiques (figure III.5).

- une loi bilinéaire, représentant un matériau élastique parfaitement plastique. Les exigences de convergence de la méthode nécessitent toutefois l'introduction d'une valeur minimum d'écroutissage.
- une loi multilinéaire à écroutissage cinématique à 5 points.

Il y a lieu de noter que seul le modèle bilinéaire a été utilisé dans les simulations que nous présentons ci-après compte tenu du fait que la charge maximale est atteinte pour des déformations inférieures au seuil du début de l'écroutissage. Ceci explique la quasi similitude des courbes charge déplacement obtenues par un essai de comparaison, d'où l'abandon du modèle multilinéaire.



**Figure III.5 :** *Modèle élastoplastique bilinéaire (A); modèle multilinéaire (B) et courbe de traction expérimentale (C)*

#### III.2.4. RESOLUTION EN CALCUL NON LINEAIRE

Le problème posé est celui de l'obtention de la réponse quasi-statique du système à une histoire de chargement à partir d'un état initial supposé naturel. Comme pour tout problème faisant intervenir la plasticité, il est de nature incrémentale. La résolution consiste, à partir d'une position d'équilibre connue, à calculer la configuration d'équilibre suivante réalisée (ou non en cas d'instabilité) après un incrément de chargement ou de déplacement.

La méthode utilisée pour la résolution du système d'équations non linéaire est la méthode itérative de Newton-Raphson, complétée par des algorithmes d'optimisation et d'accélération de la convergence. (méthode de la pente forte, de prédiction, linesearch, etc.).

Le système non linéaire de dimension  $-n-$  à résoudre s'écrit sous forme matricielle à l'itération  $-i-$ :

$$[\mathbf{K}(\{u\})] \{u\} = \{F\} \quad [3.13]$$

- $\{u\}$  représente les déplacements nodaux de la structure
- $[\mathbf{K}(\{u\})]$ , est la matrice de rigidité actuelle dont les termes dépendent des déplacements nodaux  $\{u\}$
- $\{F\}$ , sont les forces extérieures équivalentes appliquées aux noeuds.

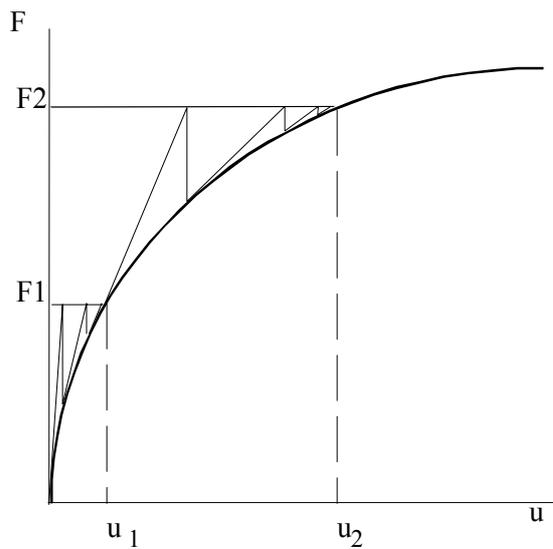
Résoudre le système ci-dessus revient à chercher le vecteur solution  $\{u\}$  qui rende un résidu  $\{R(\{u\})\}$  aussi proche que possible de  $\{0\}$ , soit:

$$\{R(\{u\})\} = \{F\} - [\mathbf{K}(\{u\})] \cdot \{u\} \approx 0 \quad [3.14]$$

Les charges  $\{F\}$  ou les déplacements  $\{u\}$  (pilotage par déplacements imposés) sont appliquées par petits incréments. La valeur du plus petit incrément  $\{\Delta F, \Delta u\}$  est choisi en fonction de la nature du phénomène à étudier. Dès le début de la plastification des premiers éléments, les comparaisons suivantes sont faites aux points d'intégration entre:

- la limite d'élasticité du diagramme  $\sigma = f(\varepsilon)$  et les contraintes équivalentes calculées à partir de leur composantes élastiques.
- la valeur du rapport de l'état actuel des contraintes et la limite d'élasticité qui doit être comprise entre 0 et 1.

Parmi les trois variantes de la méthode de Newton-Raphson, nous avons utilisé exclusivement la méthode dite "complète" (figure.III.6) pour sa rapidité de convergence. Comparativement aux autres variantes, elle présente la particularité de réactualiser la matrice de rigidité à chaque itération de chaque incrément de chargement.

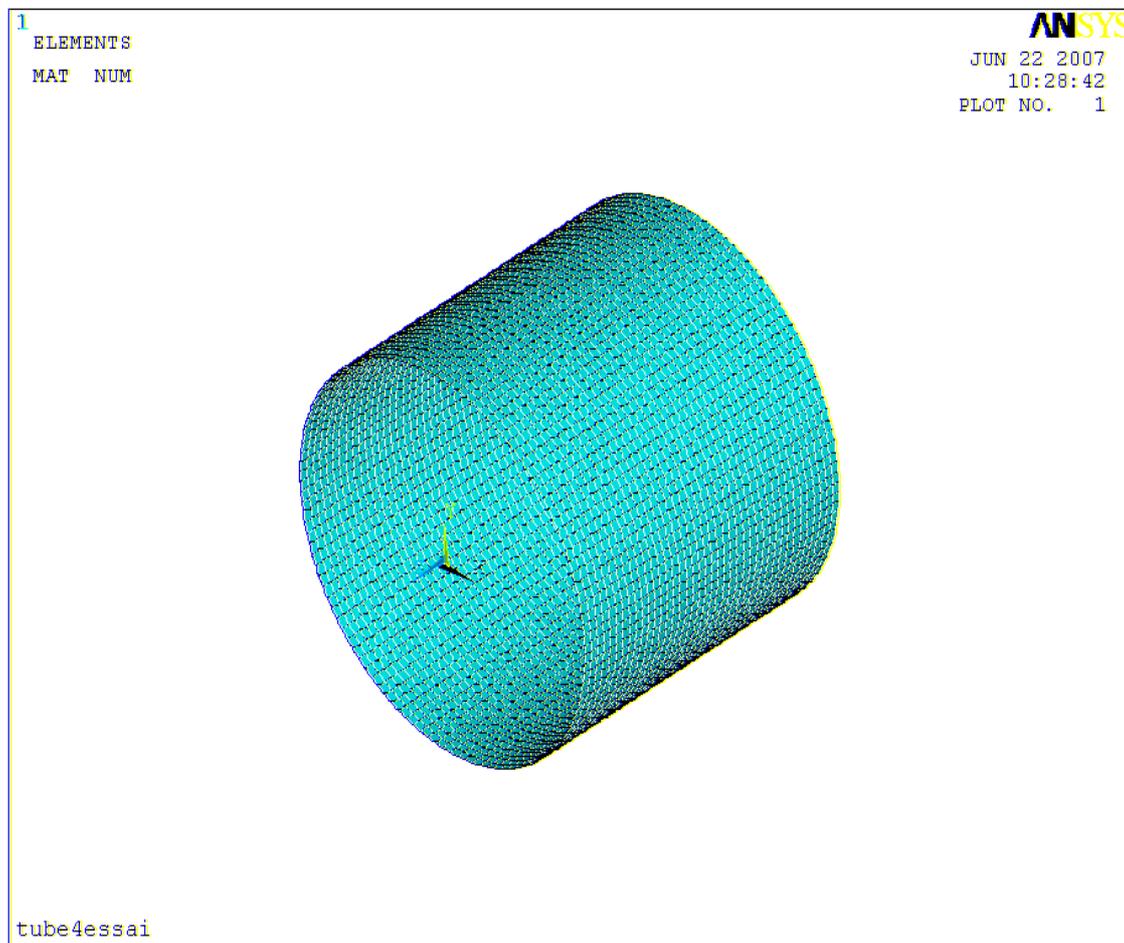


**Figure III.6 :** Méthode de Newton -Raphson "complète"

La conduite vers un processus convergent avec l'option de la "pente forte" est illustré par l'exemple de sortie d'écran ci-dessous. Lorsque le résidu augmente, l'algorithme est activé. Au bout de trois itérations successives au cours desquelles le résidu diminue, le paramètre ( $\xi$ ), initialement fixé à 1, est ramené à 0,25 (1/4). Par la suite et avec la diminution du résidu à chaque itération le paramètre ( $\xi$ ) est réduit respectivement à 1/16, 1/64 et finalement mis à zéro. A ce stade de calcul, la matrice de rigidité tangente est restaurée.

### III.2.5 DISCRETISATION

Le modèle discrétisé est présenté (figure III.7). Le maillage, adopté après essais, comporte pour le tube 4800 éléments et 14640. Le problème final obtenu correspond à 87840 degrés de liberté. Les conditions aux limites cinématiques considèrent l'encastrement parfait des extrémités du tube (figure III.8). Ces conditions, et notamment le blocage en rotation de bord, qui peuvent sembler discutables ont été sans influence notable sur les évolutions sous charges pour l'ensemble des conditions examinées.



*Figure III.7 : Densité de maillage du demi modèle :  
(éléments coque : 4800)*

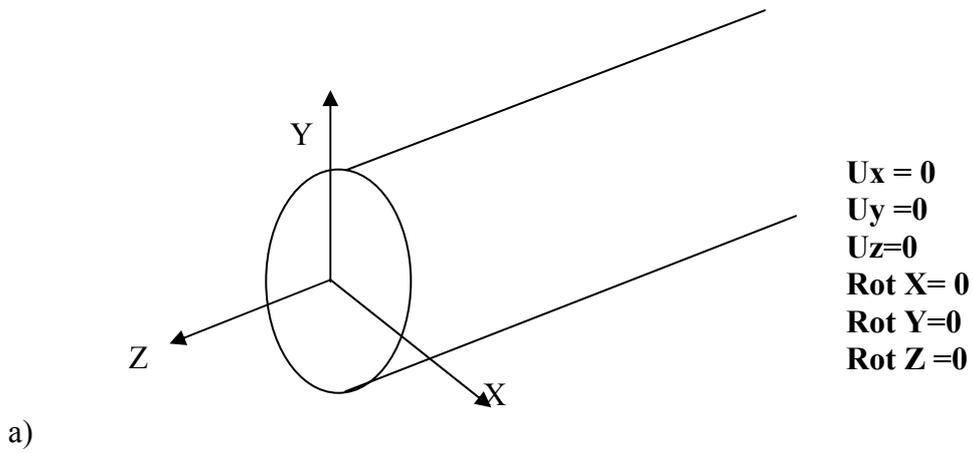


Figure III.8 : Conditions aux limites pour la pression intérieure

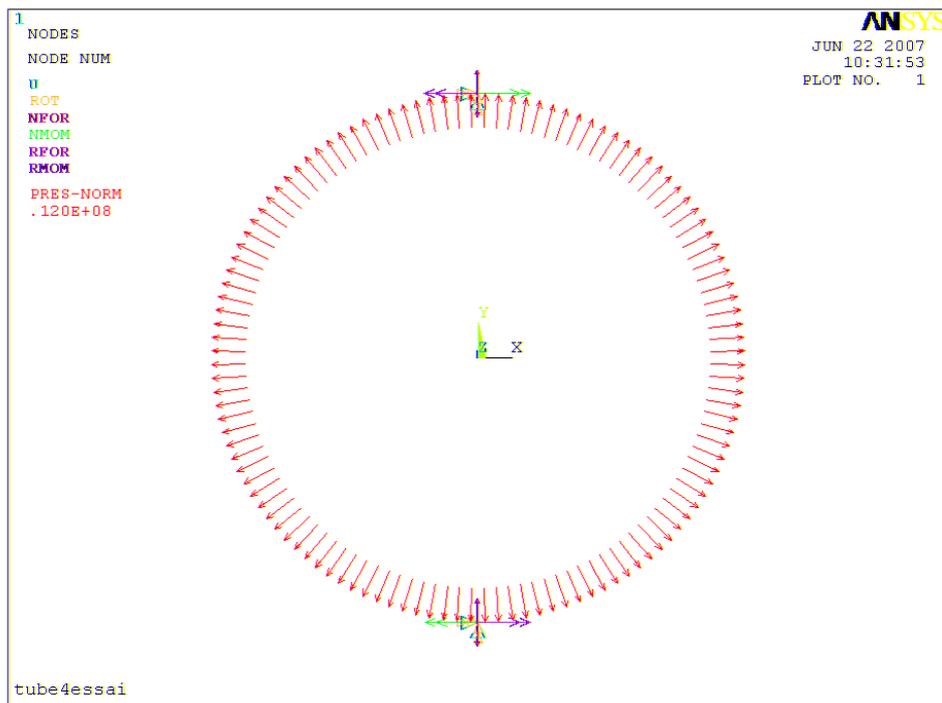


Figure III.9 : Application du chargement de la pression intérieure

### III.3 ANALYSE DES RESULTATS

#### III.3.1 COMPORTEMENT SOUS PRESSION INTERIEURE

L'allure générale de la courbe obtenue est représentée sur la figure (figure III.10) et comparée avec celle obtenues par expérimentation en vraie grandeur. La rigidité initiale est conservée sur une plage de pression non négligeable. [Schmidt 03].

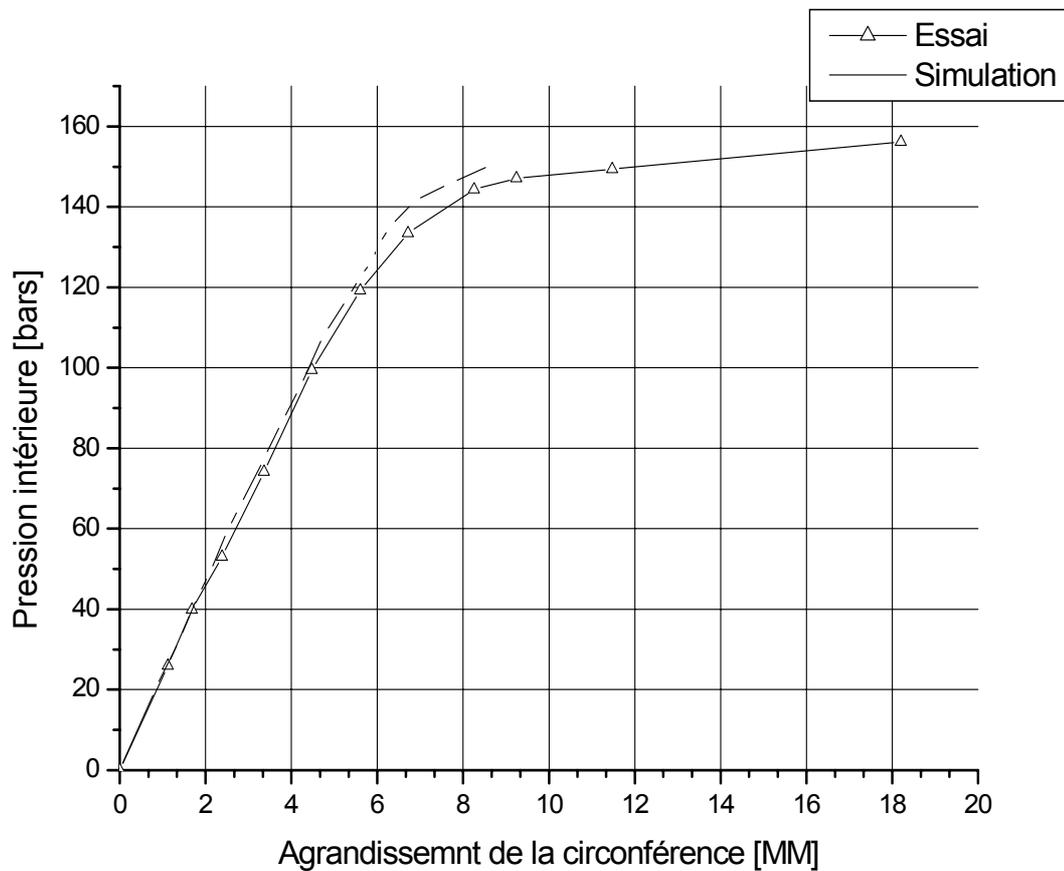


Figure III.10 : Agrandissement de la circonférence (tube  $\Phi 1016$  mm ép.14, 1 mm)

### A. Déformation du modèle

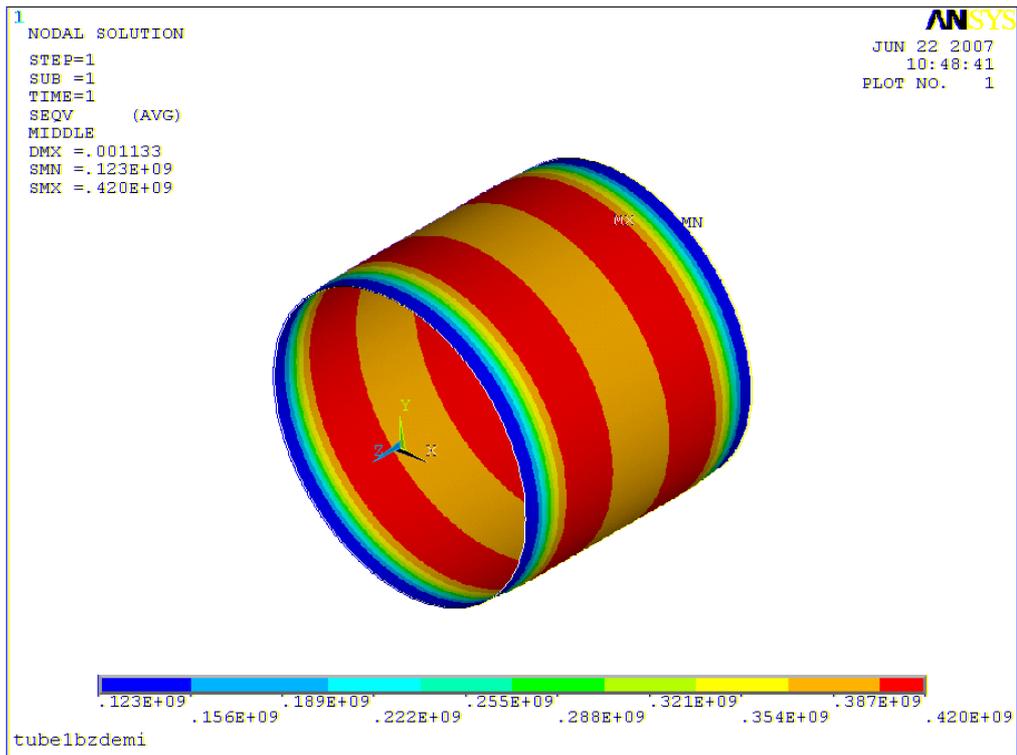
On constate (figure III.11) que le gonflement du tube est affecté par le blocage des extrémités conséquence des déplacements nuls au voisinage des nœuds sur lesquels sont appliquées les conditions aux limites.



*Figure III.11 : Déformée sous effort de pression intérieure*

**B. Répartition des contraintes équivalentes**

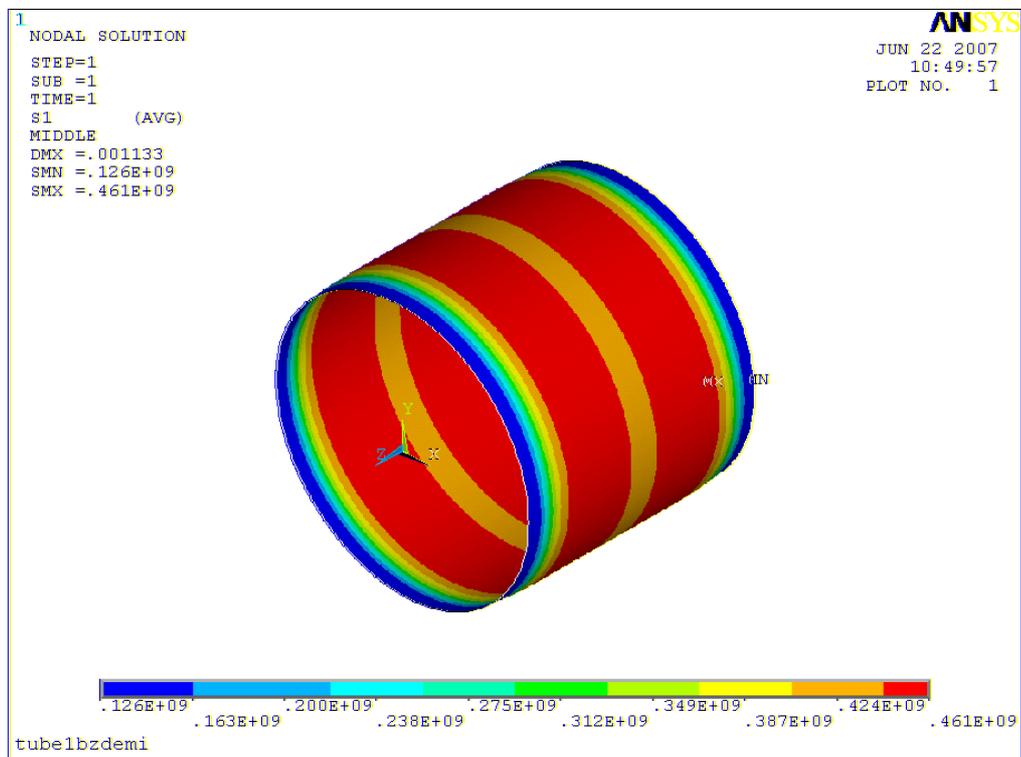
Les contraintes équivalentes au sens de Von Mises sont réparties uniformément sur la génératrice du tube (figure III.12). On notera les effets de bord induits par les conditions aux limites en violation de l'hypothèse de St Venant.



*Figure III.12 : Répartition des contraintes équivalentes (Von-Mises)*

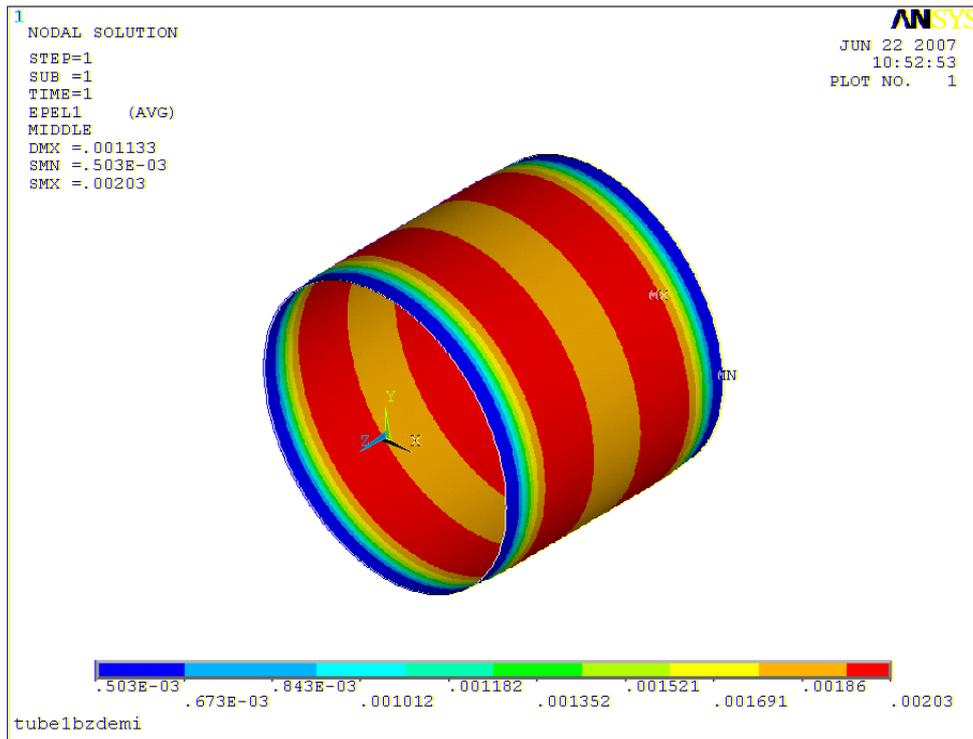
### C. Répartition des contraintes circonférentielles

La contrainte maximale correspondant à l'atteinte du seuil de plasticité est atteinte sur toute la circonférence du tube (figure III.13). La déformation circonférentielle du tube induite par cette contrainte atteint (0,2%) et correspond à la déformation rémanente à la limite conventionnelle d'élasticité (figure III.14).



*Figure III.13 : Répartition des contraintes circonférentielles*

**D. Répartition des déformations circonférentielles**



*Figure III.14 : Répartition des déformations circonférentielles*

### **III.4 CONCLUSION**

On a examiné, dans le contexte de l'analyse générale quelques aspects du comportement d'un tube sous chargement de pression intérieure. La simulation numérique a permis de mettre en évidence les caractéristiques phénoménologiques qui gouvernent le comportement du tube dans une canalisation. Les résultats obtenus montrent une bonne concordance entre les résultats des essais et ceux obtenus par simulation numérique en ce qui concerne les contraintes et les déplacements dans le domaine élastique au-delà des extrémités.

La simulation numérique a montré son intérêt pour l'interprétation de résultats la possibilité d'obtenir des informations difficilement accessibles en expérimentation. On a pu montrer dans une première étape, par l'étude des déformations la relation existant entre les contraintes longitudinales et circonférentielles en modifiant les conditions aux limites imposées aux extrémités du tube.

D'autre part, le modèle de matériau de type bilinéaire à écrouissage cinématique utilisé avec des éléments coque surfaciques à huit nœuds permet de suivre l'évolution des contraintes dans la mi-épaisseur jusqu'à l'apparition de la zone plastifiée.

Ces résultats promettent des perspectives d'exploitation des possibilités de la simulation numérique dans l'évaluation des charges ultimes sous des chargements combinés d'effort axial et de pression intérieure dans les pipelines.

## **CONCLUSION GENERALE**

On a examiné, dans le contexte de l'analyse générale quelques aspects du comportement d'un tube sous chargement de pression intérieure. L'expérimentation en vraie grandeur et, de manière complémentaire la simulation numérique ont permis de mettre en évidence les caractéristiques phénoménologiques qui gouvernent le comportement du tube dans une canalisation. Les résultats obtenus montrent une bonne concordance entre les résultats des essais et ceux obtenus par simulation numérique en ce qui concerne les contraintes et les déplacements au-delà des extrémités.

La simulation numérique a montré, après validation, son intérêt pour l'interprétation de résultats expérimentaux, en particulier, la possibilité d'obtenir des informations difficilement accessibles en expérimentation. On a pu montrer dans une première étape, par l'étude des déformations la relation existant entre les contraintes longitudinales et circonférentielles en modifiant les conditions aux limites imposées aux extrémités du tube.

D'autre part, le modèle de matériau de type bilinéaire à écrouissage cinématique utilisé avec des éléments coque surfaciques à huit nœuds nous a permis de suivre l'évolution des contraintes dans la mi-épaisseur jusqu'à l'apparition de la zone plastifiée et ont confirmé les calculs analytiques et les seuils de pression d'épreuve hydrostatiques normalisés.

## Bibliographie

- [ANS. 82] ANSI / ASME, (1982) B31 « Gas transmission and distribution piping systems »
- [ANS. 92] Ansys Swanson Analysis Systems, inc. User's Manual and Theoretical manual  
Révision 5.1 Houston PA 15342-0065 1992.
- [AHM.00] Ahmad S, Irons, B.M., Zienkiewicz, O.C Analysis of thick and thin shell  
structures by curved finite elements International Journal of Numerical Methods  
in Engineering. Vol. 2, N°3 1970.
- API. 90] American Petroleum Institute 34<sup>eme</sup> edition pour tubes de conduites 5L, 5LS.
- [BRA. 06] F. Braune (2006), Die Entwicklung einer neuen kerbwirkungszahl-  
Gleichung, Dresden VDI- Z 108 Nr. 35 s. 1740/44.
- [BUF. 01] Bufo, Galantucci, L.M., Palumbo, G., and Tricarico, L. (2001). FEM analysis  
of the forming operations in the production of large diameter welded tubes.  
Proceedings of the V Convegno, AITEM, Bari:439{448.
- [DC. 99] D.C. Drucker (1999) R.T. Shiel Limit Analysis of Symmetrically Loaded thin  
Shells of Revolution Journal of Applied Mechanics p 61.68.
- [EGI. 02] EGIG (2002). Gas pipeline incidents, 5th report of the european gas pipeline  
incident data group.
- [GEI. 01] Geilenkeuser H, (2001) Inendruckschwellversuche von Großrohren aus  
St60.7 mit Rundnaht, Deutscher Verlag für Schweißtechnik Düsseldorf, 23.  
Jahrgang Heft 4 (2001) S. 123/125.
- [HUL. 97] Hulka, K. (1997). High strength large diameter pipe plate from standard  
production to X80/X100. Niobium information 13/1997, CBMM/NPC,  
Düsseldorf (Germany).
- [JAE. 97] Jae-boong choi (1997) Plastic collapse of Circumferential surface defects in  
pipeline Materials Thèse de Doctorat Université of Waterloo.
- [KAT.75] L.Katchanov (1975) Éléments de la théorie de la plasticité Ed: Mir – Moscou.

- [MAN. 01] Mannucci, G. and Demofonti, G. (2001). Fracture properties of API X100 gas pipeline steels. In: 13th Joint Meeting PRCI-EPRG, New Orleans.
- [MAX. 81] Maxey, W. (1981). Dynamic crack propagation in line pipe. In: Analytical and Experimental Fracture Mechanics, ed. Sih, G.C. and Mirabile, pages 109-123.
- [MOK. 95] Mokhdani, Cherif (1995). Amorçage et propagation de fissure de fatigue dans un acier pour tubes de transport de gaz. These de Doctorat de l'Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris en Sciences et Génie de Matériaux.
- [PAL. 05] Palumbo, G. and Tricarico, L. (2005). Effect of forming and calibration operations on the shape of large diameter welded tubes. Journal of Materials Processing Technology, 164- 165:1089-1098.
- [PEE.03] A. Peeck (2003), Ermittlung des Berstdruckes von Rohren mit Wandverschwächungen. 3 R, 16 Jahrgang, Heft 11/12, Nov./Dez. S. 660/63
- [RED. 96] Reed, P.A.S. and Knott, J.F. (1996). Investigation of the role of residual stresses (WPS) part I: experimental. Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, 19(4) 485
- [SCH. 03] W. Schmidt (2003), Spiralhore – Eigenschaften und einige Einsatzmöglichkeiten, Bänder Bleche, Rohre 6, s 298/304.
- [STO. 68] M.W. Storoschew, E.A. Popow (1968). Grundlagen der Umformtechnik VEB- Verlag Technik, Berlin S.82, 192.
- [TRU. 06] T. Trung LUU, (2006). Déchirure ductile des aciers a haute résistance pour gazoducs (x100). Thèse de doctorat de l'Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris en Sciences et Génie de Matériaux.
- [TIM. 75] Timoshenko S, (1975). Théorie des plaques et coques Ed: Librairie polytechnique ch. Béranger.
- [WF. 88] W.F. Chen D.J. (1988) *Plasticity for Structural Engineer* Ed: Springer.
- [ZEN.06] H. Zenner, (2006). Festigkeitsverhalten von schwingend beanspruchten Bauteilen mit schräger Kerbe in Abhängigkeit vom Beanspruchungszustand Stuttgart, Staatliche Materialprüfungsanstalt.