



Fig. 5. — Progression de la déformation de l'intrados vers l'extrados par des déformations plastiques localisées.

mesurée à la pression régnant à cet instant dans le cylindre, et en portant en graphique le rapport ainsi obtenu. Aussi longtemps que les déformations restent purement élastiques dans tout le cylindre, le rapport de la déformation à la pression inférieure doit rester constant. On a donc, par les variations de ce rapport, la possibilité de déceler tout comportement anélastique ou plastique des cylindres.

### c. Interprétation des résultats.

En résumé, on observe dans tous les cylindres examinés, un comportement anélastique qui apparaît pour des pressions inférieures au franchissement de la limite élastique à l'intrados. Lorsqu'on compare entre eux différents cylindres géométriquement semblables, on observe que l'allure de ce comportement anélastique se modifie avec l'épaisseur de la paroi. Les différences ainsi mises en évidence entre des cylindres de même rapport  $k$  suggèrent que les déformations anélastiques observées sont liées à l'effet d'échelle de la mise en plasticité. Il est très vraisemblable, d'autre part, que le comportement anélastique du cylindre est dû, en fait, à des microdéformations, phénomène étudié actuellement au C. N. R. M. dans le cas de la traction monoaxée, et attribuée à de faibles déplacements des dislocations par rapport à leur nuage de Cottrell.

d. A cette étude a été adjointe une recherche de conception plus technologique mais dont les résultats seront interprétés grâce aux résultats déjà acquis et ceux qui seront obtenus à la suite des examens sur éprouvettes lisses.

Au cours de cette étude, on se propose d'étudier le phénomène de transition sur un seul type d'éprouvette cylindrique entaillée, en somme d'une variante de l'éprouvette Mesnager. On attachera son attention principalement au phénomène de rupture, mais une étude extensométrique de l'éprouvette sera faite, dans certains cas, à titre complémentaire.

Le but des essais est de classer les aciers d'après leur température de transition sur des éprouvettes cylindriques, ce qui n'a jamais été réalisé.

Les résultats de l'ensemble de ces essais apporteront des renseignements vraiment utiles aux constructeurs. En effet, le développement des appareils sous pression dépend de la bonne connaissance de la mise en plasticité et de la rupture.

Or, les critères utilisés jusqu'à présent ne tiennent pas compte du gradient des contraintes et devraient être améliorés. En outre, la fragilité aux basses températures est un point important à connaître aussi bien pour les constructeurs d'appareillages cylindriques que pour les constructeurs en général.

A titre d'exemple d'une série d'essais en cours; le tableau 2 indique les valeurs obtenues pour les températures de transition mesurées d'une part sur une éprouvette de résilience (Charpy V notch) et sur une éprouvette cylindrique portant le même type d'entaille.

TABLEAU 2

Température de l'essai °C	Pression de rupture kg/cm <sup>2</sup>	Structure fragile %
— 0	2 640	0
— 10	2 660	2
— 23	2 700	10
— 33	2 760	27
— 40	2 790	38
— 50	2 810	45
— 60	2 980	73
— 70	3 100	85

### B. Amélioration des manomètres.

Depuis plus de dix ans, nous réalisons les travaux sur les manomètres à membranes et à tubes métalliques afin d'en améliorer les qualités. Ces travaux, qui ont fait l'objet de nombreuses publications ont conduit d'abord à la suppression pratiquement totale du phénomène d'hystérésis, ensuite à la stabilité complète du zéro durant toute la durée d'emploi normal du manomètre. Conjointement à ces recherches, l'Institut Belge des Hautes Pressions a mis au point des méthodes précises de contrôle des manomètres, ce qui a conduit à l'établissement de normes et aussi à la possibilité d'octroi d'une marque de qualité pour les manomètres de différentes classes.

Mais, il restait cependant encore des recherches à faire sur d'autres types de manomètres, en particulier sur les manomètres pour l'industrie pétrolière, et aussi à tenter de réduire au maximum les modifications se produisant, au cours de leur usage, sur le mécanisme de manomètres normaux.

En effet, les manomètres pour l'industrie pétrolière sont soumis à des essais très sévères qui consistent à faire subir aux tubes un nombre extrêmement élevé de mises sous pression consécutives. Les normes américaines en fixaient les conditions, le nombre de cycles étant de 2.500.000. Il es'

apparu, aussi bien aux Etats-Unis qu'au cours de nos essais, que ces normes étaient réellement trop sévères. Aussi avons-nous commencé l'étude d'une méthode d'essai dérivée de la méthode américaine, mais modifiée de façon à la rendre plus appropriée aux besoins de l'industrie pétrolière. Ces modifications n'ont cependant pas été entièrement satisfaisantes, le cycle d'essai n'ayant pu être défini de façon précise. Il en résulte que l'on observe des variations de la qualité du tube, ou même des ruptures, dans des conditions actuellement inexplicables.

Aussi, nous avons entamé, en collaboration avec l'industrie belge des manomètres une étude plus fondamentale sur les tubes manométriques.

Ce problème et son étude se présentent comme suit :

Les différentes formules théoriques de la déformation élastique des tubes manométriques se révèlent contradictoires, car la complexité des phénomènes oblige de recourir à des hypothèses simplificatrices, rendant chaque formule proposée d'application très limitée, sans pouvoir en définir les limites.

Il y a donc beaucoup d'intérêt à faire un grand nombre de mesures expérimentales que l'on essaiera de rassembler en une ou plusieurs formules permettant de prédéterminer les tubes les mieux appropriés aux problèmes techniques posés.

Un travail dans ce sens, semi-théorique, semi-empirique, a déjà été entrepris en Grande-Bretagne, mais ce travail est vraiment incomplet quant aux limites d'emploi de la formule trouvée. Les vérifications faites en dehors de la zone d'établissement de la formule ont révélé des erreurs inadmissibles.

Nous avons cependant repris partiellement cette méthode de travail pour orienter nos propres recherches, et nous avons mesuré et comparé de nombreux tubes manométriques classés en plusieurs groupes, pour lesquels les lois de déformation ne sont pas trop complexes.

1<sup>re</sup> catégorie : tubes de section elliptique ou proche de celle-ci.

2<sup>e</sup> catégorie : tubes de section ovale ou proche de celle-ci.

Dans chacune de ces catégories, nous avons séparé les sections de grandeur nettement différente : a)  $17 \times 8$  mm; b)  $12 \times 4,5$  mm; c)  $7 \times 3,5$  mm.

Nous obtenons ainsi 6 classes dans lesquelles nous rangeons tous les types de tube. Dans chaque classe, avec le maximum de tubes, nous avons déterminé les quatre coefficients les plus adéquats à être introduits dans la formule proposée par l'auteur précité :

$$\varepsilon = K \frac{P}{E} \left( \frac{R}{B} \right)^m \left( \frac{A}{B} \right)^n \left( \frac{A}{t} \right)^p,$$

c'est-à-dire K, m, n et p; A, B, R, t fournissant certaines dimensions des tubes, p étant la pression et E le module d'élasticité du matériau.

Pour chaque tube on a déterminé :

- la levée Z, le rayon R<sub>0</sub>, l'angle  $\varnothing$  (permettant d'obtenir  $\varepsilon$ ), ainsi que l'angle  $\alpha$  de Z avec la tangente du tube;
- la forme de la section du tube par relevé optique des coordonnées sur une demi-section (symétrie par rapport à un axe vertical);
- le gonflement du petit axe pour une pression déterminée afin de séparer les tubes à forte déformation des tubes à faible déformation;
- le coefficient d'élasticité E (cette mesure a été faite sur quelques tubes seulement comme vérification de la constante E).

Pour chaque tube on a déterminé également :

- la courbe de premier déplacement de zéro (jusque 15 % de la course) en fonction de p;
- la courbe de deuxième déplacement de zéro (jusque 2 % de la course) en fonction de p;
- la force mécanique qui, appliquée à l'extrémité du tube suivant l'angle  $\alpha$ , produit la même déformation Z que la pression appliquée p. Cette dernière grandeur détermine le travail utile du tube lors de la déformation.

Les premières mesures expérimentales ont porté sur des tubes en bronze phosphoreux et en acier du type  $150 \times 17 \times 8$  à section elliptique dont les pressions nominales s'échelonnent de 0,8 à 800 kg/cm<sup>2</sup>. Chaque tube « Bourdon » subit un maximum de mesures afin de mieux pouvoir le classer après examen de tous les résultats. Pour ce faire nous relevons 30 mesures par tube « Bourdon » analysé. Ces différentes mesures comportent : la largeur et la hauteur du tube en trois endroits différents (base, milieu, extrémité), son épaisseur, le déplacement de l'extrémité du tube dans les deux axes, les gonflements et contractions du tube, les différents angles de rotation, toujours en fonction de la pression appliquée, le relevé de la trajectoire du tube, les variations des rayons de courbure en fonctionnement, la force mécanique appliquée à l'extrémité du tube nécessaire pour produire les mêmes déplacements que lors d'une sollicitation sous une pression, la valeur du module d'élasticité du matériau employé, le relevé de la forme de la section du tube.

La plupart des mesures sont faites à l'aide d'un banc optique, la précision de mesure étant de  $\pm 2,5$  microns. Les différents angles sont mesurés par l'intermédiaire d'un projecteur d'image : celui-ci projette sur papier l'image du tube agrandi à l'échelle 2/1. En pointant les différentes positions du tube, lorsque celui-ci est sollicité sous une pression contrôlée par balance manométrique, nous pouvons effectuer par la suite les différents tracés géométriques nécessaires au relevé des différents angles. Ce procédé permet d'obtenir une précision de lecture de 30 minutes.

Le relevé de la section des tubes se fait par photographie. Pour éviter toute aberration optique, l'impression des sections est obtenue par agrandissement du cliché.

Le coefficient de Young est obtenu par mesure de la flèche d'une barette encastrée d'un côté et sollicitée de