

Colloque national sur la technologie des appareils
à pression. Paris, 21-23 avril 1975

UNP
INL

Section : Mécanique des appareils

Communication : "Critères modernes de dimensionnement des appareils à pression"

Auteur : ROCHE Roland, Chef du laboratoire de Résistance des Matériaux et de Mécanique des Structures - CEN Saclay

1 - INTRODUCTION

L'industrie des appareils à pression est née avec la révolution industrielle du 19^e siècle. Dès le début de son développement, il est apparu que ces appareils, particulièrement les chaudières, étaient potentiellement dangereux. Les accidents furent nombreux durant le 19^e siècle et même au début du 20^e. Ainsi, par exemple, de 1870 à 1910, il y eut 10 000 explosions en Amérique du Nord [1] , dont plus de 1 300 (plus de trois par jour) en 1910. Ceci montre la nécessité, non seulement d'une réalisation correcte associée à l'utilisation de dispositifs de sécurité adéquats, mais aussi d'un bon dimensionnement de l'appareil. C'est pour favoriser l'obtention de ces conditions que des réglementations ont été édictées [2][3] et que des codes de construction ont été publiés [4][5] .

Aujourd'hui les accidents dus aux appareils à pression sont fort peu nombreux, ce qui montre que les méthodes de dimensionnement utilisées sont convenables. Mais, dans un monde où tout évolue rapidement, les méthodes traditionnelles se démodent rapidement. L'utilisation de nouveaux matériaux et de nouveaux procédés d'assemblage, l'apparition des grands calculateurs numériques qui permettent l'utilisation de méthodes numériques extrêmement puissantes telles que celles des éléments finis [6][7][8][9] sont de nature à modifier ces traditions. D'autre part les rudes conditions de la concurrence imposent de réduire les coûts de fabrication et par conséquent d'éliminer les marges inutiles. Plus encore l'opinion publique, devenue très sensible aux risques présentés par les installations industrielles, exige maintenant, pour certaines applications des appareils plus sûrs encore, et l'exigera bientôt pour toutes les utilisations des appareils à pression. Déjà certains codes sortant des méthodes traditionnelles ont été publiés. Dès 1963 la section III de [4] , relative aux composants nucléaires a été éditée, d'autres documents plus raffinés ont été établis [10] , enfin des règlements [11] particuliers ont été édictés.

Nous vivons donc une époque où les méthodes de dimensionnement des appareils à pression continuent d'évoluer et où le bien fondé des critères traditionnels est mis en doute. Le but de ce papier est de donner quelques notions sur les critères modernes de dimensionnement, en montrant leur intérêt tant du point de vue de la sûreté que de celui de l'économie. De façon générale ces critères résultent de la considération des dommages que l'appareil peut subir en service et des modes de ruine qu'ils peuvent provoquer. Ils sont suffisamment généraux pour permettre l'utilisation de méthodes variées de dimensionnement, tant expérimentales que par le calcul et notamment par les moyens modernes d'analyse numérique utilisés sur les ordinateurs. A titre d'exemple pratique des indications seront cependant données sur les procédés de calcul les plus simples permettant un dimensionnement sensiblement en accord avec ces critères. Des procédés de calcul pourront être également trouvés dans les références [4] (Sections III et VII-2) [10] et particulièrement dans le code SNCT [5] .

II — EXAMEN CRITIQUE DES CRITERES TRADITIONNELS

Si les critères de dimensionnements, très empiriques au début, ont subi une importante évolution, on était arrivé au début de ce siècle à un consensus pour ce que l'on peut appeler les critères traditionnels.

La notion fondamentale est celle de contrainte σ (daN/mm²). Cette contrainte, calculée suivant les règles de la Résistance des Matériaux, est comparée aux résultats de l'essai de traction simple sur éprouvette du métal utilisé. Plus précisément, la contrainte σ^* ne doit être qu'une fraction, soit de la limite d'élasticité R_e , soit de la résistance à la traction R , les rapports

① Calcul de la contrainte σ par les méthodes de la résistance des matériaux

② Caractérisation du matériau par
 - limite d'élasticité (spécifiée) R_e
 - résistance à la traction (spécifiée) R

③ Les coefficients de sécurité
 $\frac{R_e}{\sigma}$ et $\frac{R}{\sigma}$ doivent être supérieurs à des valeurs fixées (exemple 1,6 et 3)

Critique

Tout dépend de la définition et des méthodes de calcul de la contrainte σ

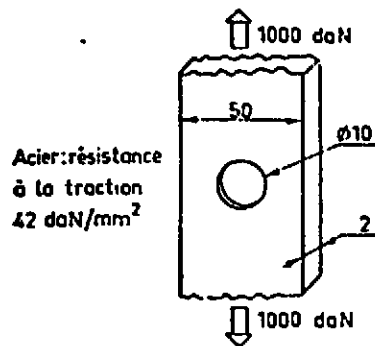
Fig 1. Critères "traditionnels" de dimensionnement

$\frac{R_e}{\sigma}$ et $\frac{R}{\sigma}$ sont appelés coefficients de sécurité. Ce type de critère est encore aujourd'hui le plus fréquemment utilisé, les coefficients de sécurité étant en général supérieurs respectivement à 1,5 et à 3. (voir figure 1).

Cette façon de procéder, qui paraît très naturelle, dépend essentiellement de la façon dont on calcule la contrainte de référence σ . Bien évidemment les traités ne manquent pas dont certains sont remarquables [12] [13] et d'autres plus spécialement tournés vers les appareils à pression [14]. Mais on peut remarquer que la valeur de la contrainte dépend considérablement des méthodes utilisées. La Résistance des Matériaux, pour le calcul des contraintes, utilise la loi de HOOKE qui relie linéairement la contrainte à la déformation ϵ (ce qui introduit le module de YOUNG et le coefficient de POISSON). La déformation ϵ est déterminée à l'aide d'hypothèses simples (conservation de la planéité des sections par exemple). Les résultats dépendent de ces hypothèses qui peuvent aller de l'approximation la plus grossière aux plus rigoureuses (équations de compatibilité) qui sont utilisées par la théorie de l'élasticité. Les critères traditionnels se sont imposés à l'époque où l'on utilisait des formules simples dérivant d'approximations grossières.

Aujourd'hui, la théorie de l'élasticité [15] [16] peut, grâce aux ordinateurs, être mise en oeuvre à l'aide des méthodes d'analyse par éléments finis [6]. Quel est donc le procédé de calcul de la contrainte σ à utiliser pour l'application des critères traditionnels ? Les formules les plus simples de la Résistance des Matériaux ou les résultats de la théorie de l'Elasticité ? Contrairement à ce que l'on pourrait croire, ce sont les formules les plus grossières qui donnent les résultats les plus proches de ceux des essais de rupture statique.

* La contrainte étant un tenseur et non un scalaire, on est amené dans certains cas à définir σ à partir d'un invariant de ce tenseur appelé "contrainte équivalente". Par exemple (critère de TRESCA) on prendra le diamètre du cercle de MOHR des contraintes.



Acier: résistance à la traction 42 daN/mm²

① Formule simple

$$\sigma = \frac{1000}{(50-10) \times 2} = 12,5 \text{ daN/mm}^2$$

Coefficient de sécurité $\frac{42}{12,5} = 3,35$

② Théorie de l'élasticité

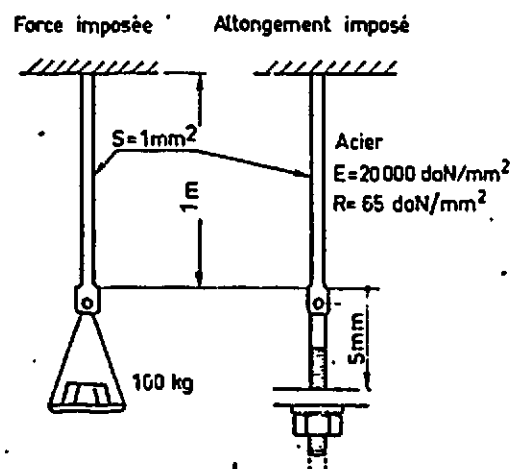
$$\sigma = 2,51 \times \frac{1000}{(50-10) \times 2} = 31,6 \text{ daN/mm}^2$$

Coefficient de sécurité $\frac{42}{31,6} = 1,33$

-Ce sont les résultats de la formule simple qui s'accordent le mieux avec ceux d'un essai de traction statique

Fig2 Calcul de la contrainte σ
Comparaison des deux méthodes

Un exemple est donné sur la figure 2 qui compare le résultat de la théorie de l'élasticité et une formule très simple pour la traction d'un plat présentant un trou circulaire. De façon générale, la méthode qui paraît la plus rigoureuse la Théorie de l'Elasticité ne convient pas au calcul de la contrainte σ utilisée dans les critères traditionnels,* l'expérience montre une bonne tenue statique de l'appareil, même pour des coefficients de sécurité très faibles.



$$\sigma \sim \frac{100}{1} = 100 \text{ daN/mm}^2$$

Rupture

Pas de relaxation

(Contrainte primaire)

$$\sigma \sim 20000 \frac{5}{1000} = 100 \text{ daN/mm}^2$$

Pas de rupture

(Allongement plastique)

Relaxation

(Contrainte secondaire)

Fig. 3 - Insuffisance de la notion de "contrainte élastique"

Les raisons de cet échec sont évidentes les matériaux utilisés dans les appareils à pression sont en général ductiles et peuvent supporter des déformations plastiques. Ces déformations provoquent des redistributions de contraintes qui tendent à favoriser des répartitions uniformes de contraintes. Ces déformations plastiques sont mises en évidence par les jauges d'élongation (dites improprement jauges de contraintes) qui enregistrent fréquemment, lors de la mise en pression, des allongements supérieurs à ceux correspondant à une déformation purement élastique. En un mot la traditionnelle notion de contrainte, calculée en admettant que le matériau est parfaitement élastique, ne permet pas d'apprécier l'endommagement de la structure. Une illustration de ce fait est donnée sur la figure 3 qui montre qu'une même pièce, soumise à une même "contrainte élastique" se comporte différemment suivant la nature physique de la charge.

* Cependant, elle peut être utilisée, comme nous le verrons à l'estimation de la résistance à la fatigue oligocyclique.

III - DOMMAGES ET MODES DE RUINE

Il convient donc de tenir compte des possibilités de déformation plastique des matériaux. Quoique encore peu connus il existe de nombreux traités consacrés à la théorie de la plasticité [17][18][19].

D'autre part des méthodes de calcul existent [9][20]. Mais la difficulté principale en la matière est que les critères traditionnels ne peuvent plus être employés et de nouveaux critères doivent être considérés. Les études récentes sur ces critères [21][22][23][24] montrent qu'ils doivent être fondés sur les dommages que risque de subir l'appareil en service. Ces critères sont d'ailleurs plus ou moins pris en compte dans les codes de conception récents [4][10][26][27] et ainsi que dans des traités consacrés aux appareils à pression [28] et dans la remarquable compilation [29] qui contient les articles les plus intéressants sur les appareils à pression et dont il convient de citer ici un extrait de l'introduction du chapitre "Critères de conception" :

"Les nouveaux critères sont basés sur des considérations fondamentales relatives à l'analyse et au comportement des matériaux. Il s'ensuit une unification des principes de conception puisque l'on tente de comprendre tous les modes de ruine et de prévoir des marges de sécurité raisonnables vis à vis de chacun en fonction de ses conséquences".

Lors de son utilisation un appareil à pression est soumis de la part de l'environnement à des actions qui tendent à le dégrader et qui sont des causes potentielles de dommage et même de ruine. Ces actions sont de nature très variées et peuvent endommager ou ruiner l'appareil suivant des processus très différents. Un tableau de ceux qui sont les plus fréquemment cités [21][23][26] est porté sur la figure 4. Ce tableau, déjà incomplet

est fort long, aussi n'examinerons nous que quelques uns d'entre eux, qui sont l'origine des critères de dimensionnement les plus utilisés :

- DEFORMATION EXCESSIVE,
- INSTABILITE PLASTIQUE,
- INSTABILITE ELASTIQUE ET ELASTO-PLASTIQUE,
- DEFORMATION ET RUPTURE PAR FLUAGE,
- DEFORMATION PROGRESSIVE,
- FISSURATION PAR FATIGUE,
- RUPTURE BRUTALE,
- CORROSION,
- COMBINAISON DE FATIGUE ET DE CORROSION,
- FATIGUE PAR VIBRATIONS,
- EROSION ET USURE.

Déformation excessive
Instabilités (plastiques, élastiques)
Déformation progressive
Fissuration par fatigue
Rupture brutale

Cet examen étant très rapide, on pourra se reporter aux références déjà mentionnées pour de plus amples détails [24][21][26].

Fig 4 QUELQUES TYPES DE DOMMAGES SUBIS PAR LES STRUCTURES RESISTANTES

Lorsque les dommages sont considérés comme critères, la marge de sécurité ne peut plus être appréciée par les coefficients de sécurité traditionnels, puisque les contraintes calculées ne

sauraient être considérées comme représentatives de ces dommages. Cette marge peut être alors appréciée par le rapport entre le chargement qui provoque l'apparition du dommage considéré et le chargement en fonctionnement. Par chargement il faut entendre l'ensemble des sollicitations mécaniques qui agissent sur l'appareil dans les différentes situations de fonctionnement, telles que :

- la pression
- le poids
- les forces appliquées par d'autres composants (supports, tuyauteries)
- les déformations imposées (thermiques ou non).

Multiplier le chargement par un nombre n , c'est par définition multiplier toutes les sollicitations qui le composent par ce nombre n .

On remarquera que si l'appareil se comporte de façon parfaitement élastique, les contraintes sont proportionnelles au chargement. Dans ce cas particulier, les coefficients considérés ici coïncident avec les coefficients de sécurité traditionnels.

IV - DEFORMATION EXCESSIVE

Lorsqu'une structure mécanique constituée d'un matériau ductile telle qu'une enceinte sous pression est soumise à un chargement croissant on observe le comportement schématisé sur la figure 5 où est figurée la

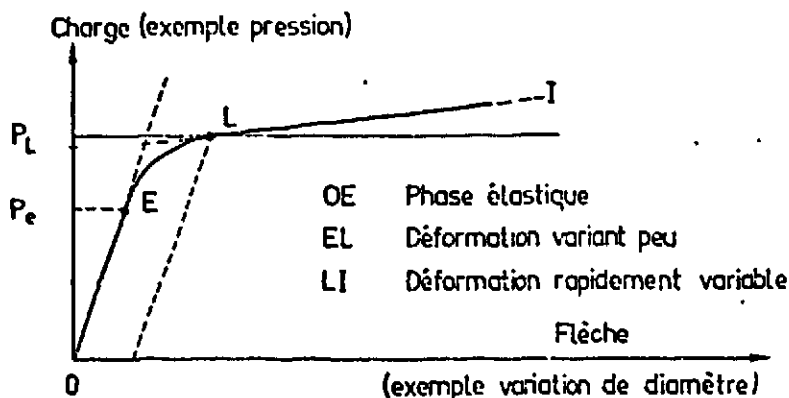


Fig 5. Courbe caractéristique de mise en charge

la courbe de la variation d'une dimension importante (le diamètre par exemple) en fonction de la charge (la pression par exemple). Sur cette courbe, d'allure semblable à celle de l'essai de traction, on peut distinguer trois phases essentielles : d'abord un comportement purement élastique, jusqu'à une charge P_E où les déformations sont faibles, puis une première phase où les déformations restent encore faibles, puis à partir d'une "charge limite P_L " une phase où la déformation croît rapidement avec la charge*.

L'apparition de cette phase est caractéristique de la déformation excessive. Bien entendu pour

définir précisément la charge limite P_L , il faut une convention, comme il en faut une pour définir la limite d'élasticité. On peut par exemple définir P_L comme la charge pour laquelle la déformation plastique est égale à la déformation élastique. De toutes façons on peut constater que la convention choisie n'a que fort peu d'influence sur la valeur de la charge limite P_L .

Plus important est de bien noter que les déformations à prendre en compte sont les déformations principales (cardinales dit-on outre Atlantique) telles qu'un diamètre, la flèche d'un fond, et non les déformations locales (strain) que l'on peut par exemple mesurer avec des jauges à résistance dites improprement jauges de contraintes. Il ne faut pas s'effrayer des résultats de telles mesures et un récipient peut être sain quoique "les contraintes mesurées expérimentalement excèdent la contrainte de rupture". D'ailleurs, à la seconde mise en charge les résultats peuvent être différents, et l'on verra que ces contraintes locales sont à prendre en compte dans le calcul à la fatigue.

A titre d'exemple on peut appliquer de telles considérations à la flexion d'une plaque. En se reportant à [5] on verra que le moment de flexion limite est égal aux 3/2 de celui où apparaissent les premières déformations plastiques. Ainsi les formules classiques de la flexion sont pessimistes et une plaque peut accepter sans risques des moments de flexion de 50% supérieurs à ceux généralement admis. On voit alors tout l'avantage de la notion de déformation excessive, qui, plus réaliste que les méthodes traditionnelles, évite les surdimensionnements inutiles et coûteux.

Il y a d'ailleurs dans les appareils à pressions des éléments qui ne peuvent être convenablement dimensionnés sans cette notion. C'est en particulier le cas des fonds elliptiques ou en anse de panier [29] [30] [31] [32].

Pour la détermination du chargement provoquant la déformation excessive, on peut recourir aux essais sur maquettes [33] [34], à des méthodes de calcul par les systèmes aux éléments finis dans le domaine plastique [9], mais il existe des méthodes plus simples quoiqu'un peu plus grossières. La meilleure de ces dernières est basée sur la notion de "contrainte primaire", P c'est à dire des contraintes qui ne disparaissent pas lors d'une déformation plastique. Cette contrainte est très souvent donnée par des formules assez simples, en particulier par ce que les contraintes les plus compliquées à calculer, comme celles aux raccords d'un fond et d'une virale, ne sont pas primaires. On trouvera dans [4] de nombreuses indications à ce sujet. Cette contrainte primaire est celle qui correspond le mieux à la notion de taux de travail du règlement.

* On trouvera des courbes de ce genre dans l'étude du Professeur SAVE consacrée aux fonds de réservoirs et publiée en [29] .

On e peut être remarqué que lorsque le seuil de déformation excessive est atteint, il se produira facilement des déformations étendues importantes pouvant excéder 1% et des déformations locales plus élevées encore. Dans ces conditions la résistance à d'autres dommages tels que la fatigue et la rupture brutale est réduite, c'est ce qui, outre le maintien de la forme de l'appareil, justifie de conserver une certaine marge de sécurité par rapport à la déformation excessive (entre 1,30 et 1,80 par exemple).

En conclusion, il faut souligner l'intérêt de cette notion qui conduit à des choix plus réalistes et qui élimine des complications injustifiées de calcul, souvent proposés par les amateurs de la théorie de l'élasticité.

V - INSTABILITES

Pour des charges supérieures au seuil de déformation excessive, l'appareil en général résiste encore quoiqu'il se déforme notablement. Sa rupture peut se manifester de deux façons :

- soit par suite du changement de forme du à la déformation, qui conduit à une instabilité,
- soit avant cette instabilité, d'une façon en quelque sorte prématurée qui s'apparente à la rupture brutale qui sera examinée ultérieurement.

Quoique l'étude des instabilités soit importante, il n'en sera fait ici qu'un examen sommaire. Des indications plus complètes peuvent être trouvées dans [5] [24] [33] [34] [35] .

L'instabilité la plus fréquente est l'instabilité plastique. Quand la pression croît, au delà de la pression limite P_L , le diamètre de virole d'un récipient cylindrique croît également alors que l'épaisseur diminue puisque les déformations plastiques se font sensiblement à volume constant. Une telle modification de géométrie affaiblit considérablement la structure qui manifesterait immédiatement son instabilité si le matériau conservait la même limite d'élasticité malgré l'allongement*. Heureusement les matériaux présentent en général une consolidation plastique (écrouissage), c'est à dire que leur limite d'élasticité croît avec l'allongement. Cet effet compense d'abord l'effet géométrique et la virole peut supporter l'augmentation de pression. Malheureusement, il arrive un état où la consolidation du matériau ne peut plus contre balancer l'affaiblissement du à la modification de géométrie, la charge supportable ne peut plus croître et l'instabilité apparaît : il y a explosion de la virole.

L'instabilité d'une structure soumise à un chargement croissant apparaît lorsque le chargement ne peut plus croître, c'est à dire lorsque la consolidation du matériau est dominée par la modification de géométrie qui finit toujours par être défavorable (diminution de l'épaisseur, accroissement du diamètre).

Grossièrement, l'instabilité plastique peut être illustrée par l'éclatement d'un ballon de caoutchouc trop gonflé. Elle se manifeste également dans l'essai de traction par l'apparition de la striction, qui correspond au maximum de la charge.

En ce qui concerne la détermination de la charge d'instabilité on peut utiliser également les essais et les moyens de calcul modernes, mais les cas simples comme le cylindre ou la sphère sont connus. Dans de nombreux cas la modification de géométrie est moins défavorable que dans ces derniers, ainsi peut on baser le calcul très approximativement d'ailleurs, sur la contrainte primaire P que l'on limite à une fraction de la résistance à la traction R .

La modification de géométrie peut être plus défavorable que celle du cylindre ou de la sphère soumis à une pression extérieure, c'est le cas par exemple d'une pression extérieure appliquée à une virole cylindrique : il y a flambage. Les méthodes de calcul dans le domaine élastique sont connues, [36] mais on constate que lorsque la structure est devenue plastique le flambage apparaît très rapidement**. C'est à dire que l'instabilité apparaît pour le chargement limite, ce qui conduit à limiter P non par rapport à R , mais par rapport à la limite d'élasticité R_e . C'est ce qui est fait dans des codes de construction tels que [4] .

Enfin, il faut noter que le flambage peut se manifester également avec une pression intérieure, ce peut être le cas en particulier des fonds en anse de panier [37] .

* C'est l'une des raisons du risque lié à l'emploi d'acier, à haute limite d'élasticité, ou plus précisément d'acier dont la résistance à la traction est peu supérieure à la limite d'élasticité.

** Ceci est du à ce que le module tangent à la courbe contrainte-déformation est faible par rapport au module élastique.

VI - DEFORMATION PROGRESSIVE

Il s'agit là d'un type de dommage extrêmement grave qui est souvent négligé.

Alors que les deux dommages précédents finiront par se présenter si le chargement appliqué croît de façon monotone, la déformation progressive ne se présentera que pour un chargement variant de façon cyclique.

La déformation progressive (incremental collapse) dite quelquefois effet de cliquet (ratchet) est un phénomène dans lequel la déformation croît d'une certaine quantité à chaque cycle de chargement. Il est évident que la déformation deviendra à la longue considérable.

Différents exemples simples peuvent être présentés [38] [39], mais le plus typique est celui de BREE [40]. On considère une virole de réservoir soumise à une pression interne p , d'où une contrainte de traction permanente σ_p . Outre cette sollicitation constante, il se manifeste une variation cyclique de température Δt entre les 2 parois (due par exemple au démarrage matinal et à l'arrêt vespéral) conduisant à des contraintes thermiques de flexion cyclique de valeur absolue maximale σ_q . Le comportement de cette virole a été calculé et, dans le cas simple où la consolidation par écrouissage est faible, les résultats sont portés sur la figure 6.

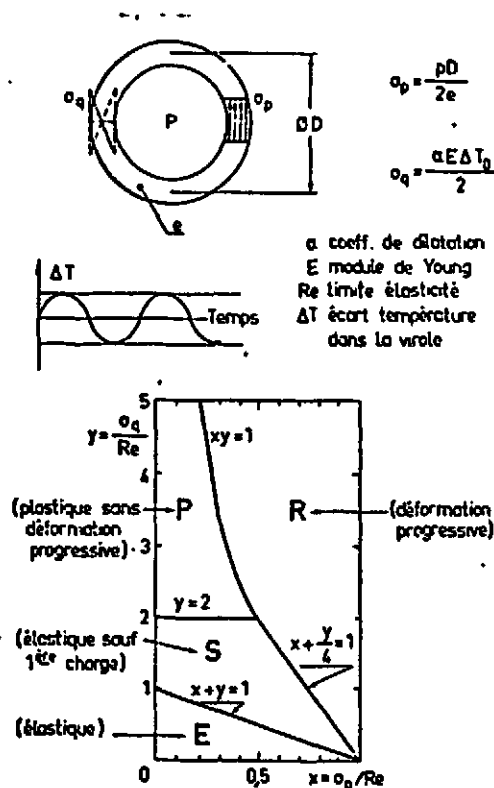


Fig 6. Déformation progressive d'une virole

La virole, suivant les valeurs de $x = \frac{\sigma_p}{Re}$ et $y = \frac{\sigma_q}{Re}$ peut manifester 4 comportements différents:

- dans le domaine E, le comportement est toujours élastique,
- dans le domaine S, il devient élastique après le 1er cycle,
- dans le domaine P, le comportement ne devient jamais élastique, à chaque cycle thermique il y a déformation plastique, mais l'allongement au début du cycle est totalement compensé par le raccourcissement en fin de cycle (ou vice versa). Il n'y a pas de progression de la déformation quoique le métal soit éventuellement fatigué.
- dans le domaine R, après chaque cycle, le diamètre de la virole croît d'une certaine quantité, et apparaît donc la déformation progressive*. On constate alors une augmentation de diamètre avec le nombre de cycles.

Si l'on tient compte des propriétés réelles du matériau telles que la consolidation par écrouissage, la consolidation cyclique ou la viscosité, le phénomène devient plus complexe, mais ses grandes lignes sont

identiques. Par exemple, la stabilisation géométrique peut n'être atteinte qu'après quelques cycles au lieu d'être atteinte au premier.

Lorsque la déformation progressive ne se produit pas, on dit quelque fois qu'il y a adoption (shake down), quoique ce terme est plutôt employé pour le cas où le comportement devient purement élastique après un ou plusieurs cycles (cas purement théorique d'ailleurs pour un appareil à pression où il y a toujours de petites zones qui sont sollicitées dans le domaine plastique).

L'apparition de la déformation progressive peut être révélée par des méthodes expérimentales [33] ou par le calcul. Cependant on peut en avoir une première approximation en utilisant la notion de contrainte secondaire Q telle que $P + Q$ soit la contrainte élastique totale à l'exception des contraintes localisées. On s'impose que la variation totale de $P + Q$ au cours d'un cycle n'excède pas deux fois la limite d'élasticité pour éviter la déformation progressive.

VII - FISSURATION PAR FATIGUE

La fissuration par fatigue est un dommage qui atteint fréquemment les appareils à pression soumis à des sollicitations cycliques. Mais il importe de bien préciser le vocabulaire. La fissuration par fatigue des appareils à pression est en général très différente de celle des pièces d'organes mécaniques. Elle conduit à un dommage important après un faible nombre de cycles (entre 10^2 et 10^5) et par conséquent, ne se manifeste que dans les zones très déformées, le plus souvent plastifiées à chaque cycle. Il peut cependant se produire des situations où la fatigue classique peut se manifester, en général, par suite de vibrations. Mais une saine conception doit plutôt s'orienter vers la suppression (ou la réduction) de ses causes que vers la vérification de la structure à de telles sollicitations.

La fatigue à faible nombre de cycles, dite encore fatigue oligocyclique, est un phénomène d'aspect très différent de la fatigue classique. Par exemple, les aciers se comportent bien vis à vis de l'une, se comportent souvent mal vis à vis de l'autre. Bien évidemment, la limite d'endurance ne peut intervenir et la tenue dépend du nombre de cycles de chargement subis durant la vie de l'appareil.

De façon générale, pour les métaux utilisés dans les appareils à pression, il n'apparaît de fissuration par fatigue que là où le métal est déformé plastiquement à chaque cycle *. D'importantes conséquences découlent de cette constatation. Tout d'abord les contraintes moyennes existant dans la pièce ne pourront intervenir, car le premier cycle entraînera leur relaxation (disparition par déformation plastique) *, cette relaxation n'est possible qu'en l'absence de déformation progressive, sinon la tenue de la pièce est "drastically" réduite.

D'autre part, en plasticité cyclique, la déformation cyclique caractérise l'action locale entraînant la fissuration par fatigue, la notion de contrainte devient donc fictive (produit de l'allongement par le module de Young) et son amplitude de variation peut donc atteindre des valeurs élevées a priori assez surprenantes (plus de + 100 hbars). Il en résulte que les essais de caractérisation soit du matériau, soit de fraction de la structure doivent être exécutés à déformation imposée et non à force imposée.

Les méthodes d'appréciation de la sécurité des enceintes sous pression à la fatigue sont apparues assez récemment (1963). On trouvera un exposé des procédés utilisés dans les remarquables publications de B. LANGER [28] [29]. Dans ce procédé, les contraintes sont calculées comme si le matériau était élastique, c'est à dire suivant la théorie de l'élasticité, mais le plus souvent on utilise des formules donnant la concentration de contrainte [41]. On en déduit l'amplitude de variation de contrainte au cours d'un cycle (la variation totale ou "range" est le double de cette amplitude).

Les propriétés du matériau sont définies par des essais sur éprouvettes à déformation cyclique imposée d'amplitude ϵ_0 transformée en amplitude de contrainte S_0 par multiplication par le module de Young. La

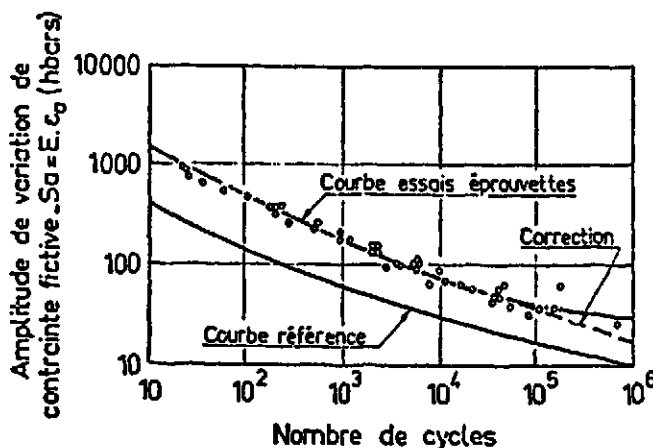


Fig 7. Courbes de fatigue aciers faiblement alliés

courbe représentant la moyenne de ces essais est réduite soit d'un facteur 20 sur le nombre de cycles, soit d'un facteur 2 sur la contrainte (on prend la réduction la plus défavorable) et on obtient ainsi la courbe de référence à laquelle on compare l'amplitude de contrainte calculée élastiquement (voir figure 7).

Ces coefficients ne sont pas des coefficients majorateurs comme on le croit parfois. Ce sont simplement des coefficients tenant compte de la transposition des résultats des essais sur éprouvettes aux appareils réels. Cette transposition est nécessaire du fait de la dimension des appareils, de leur état de surface, de l'état du métal après exécution et de la méthode employée.

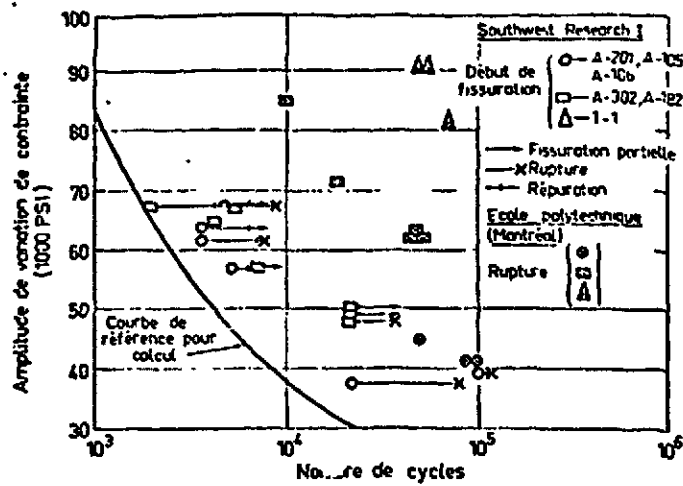


Fig 8 . Essais sur récipients à pression

Des résultats d'essais sur appareils sont portés sur la figure 8 on voit que si aucune défaillance n'a été constatée au-dessous de la courbe, certaines se sont produites en son voisinage. Il n'y a donc pas de coefficient de majoration sur cette estimation.

VIII - RUPTURE BRUTALE

En général, les dommages précédents se manifestent progressivement et l'exploitant peut être averti par certains troubles (déformation notable, fissure très visible, fuite) de leur développement avant qu'une rupture ne se produise.

Cependant, il n'en est pas toujours ainsi et la rupture peut se produire brutalement c'est à dire sans être amenée par des désordres visibles. Ce type de rupture, dit brutal, est particulièrement dangereux et l'estimation de la sécurité de l'appareil doit tenir compte de ce risque.

On peut distinguer deux types purs de rupture brutale : la déchirure ductile et la rupture fragile, mais pour la plupart des appareils à pression, les risques de rupture brutale sont dus à la conjugaison de ces deux types.

La déchirure ductile est trop souvent négligée quoiqu'elle soit sentie de façon intuitive par les bureaux d'études. Il est évident qu'une tôle présentant une fente ou une saignée, a une section droite réduite, et par suite, une résistance à la traction également réduite.

Dans certains, cas, de tels accidents de forme peuvent occasionner une rupture brutale. Un exemple simple est celui d'une barre longue de section droite constante S_0 sur la plus grande partie de sa longueur à l'exception d'une faible fraction de cette longueur où la section droite est réduite à une valeur S . En traction, cette barre sera d'abord plastifiée dans cette dernière zone, ce qui ne provoquera pas d'allongement notable de l'ensemble de la barre du fait de la faible longueur intéressée. Pour que l'allongement devienne notable, il faut que toute la longueur de la barre puisse être déformée plastiquement, ce qui n'est possible que si la section réduite n'est pas rompue préalablement. Cela implique à la fois un "bon tracé" (ici une réduction de section modérée) et de "bonnes" caractéristiques du matériau, ou plus précisément un rapport limite d'élasticité sur résistance à la rupture assez faible (d'où une nouvelle raison de se méfier des aciers à haute limite d'élasticité).

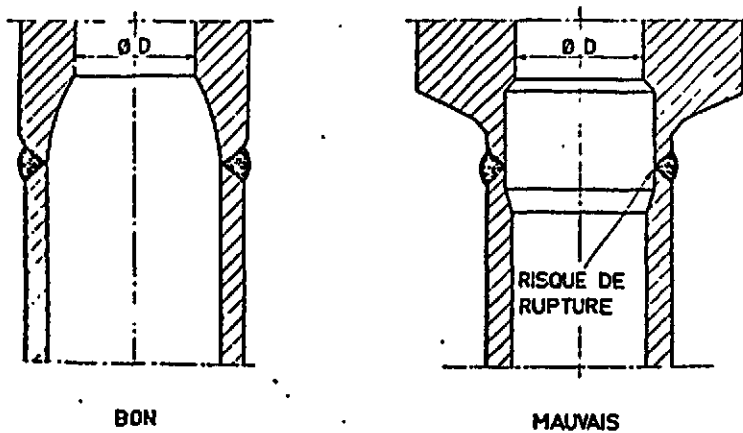


Fig 9 . Exemple de rupture brutale

Un exemple concret d'un mauvais tracé présentant une section affaiblie susceptible de provoquer une rupture brutale (mais non fragile) est montré sur la figure 9.

La rupture fragile a fait depuis quelques années l'objet d'une avalanche de publications : il existe des traités monumentaux [42] ainsi que de plus brèves monographies [43]. Lorsque le matériau est fragile comme le verre, ou, en certaines circonstances (basse température, irradiation), les aciers, il est établi qu'une fissure de longueur "a" peut se propager rapidement et entraîner la rupture dans un champ de contrainte σ lorsque :

$$K_I = \sigma Q \sqrt{\pi a}$$

devient supérieur à une valeur K_{IC} caractéristique du matériau, Q étant un coefficient

caractérisant la forme géométrique de la fissure, voisin de 1 dans les cas simples et dont on pourra trouver des valeurs dans des formules [44] [45].

A l'examen de ce type de relation, on constate que la longueur du défaut pouvant provoquer une rupture fragile ne dépend que du métal et de l'état de contrainte (et de la géométrie), mais non de la dimension de l'appareil. On en déduira que parmi une série d'appareils semblables, les plus gros peuvent se révéler bien plus sensibles à la rupture fragile.

La détermination de K_{IC} , caractéristique du métal (dimension contrainte X racine carrée d'une longueur) exige le plus souvent des éprouvettes de très grande taille (voir figure 10). [46]

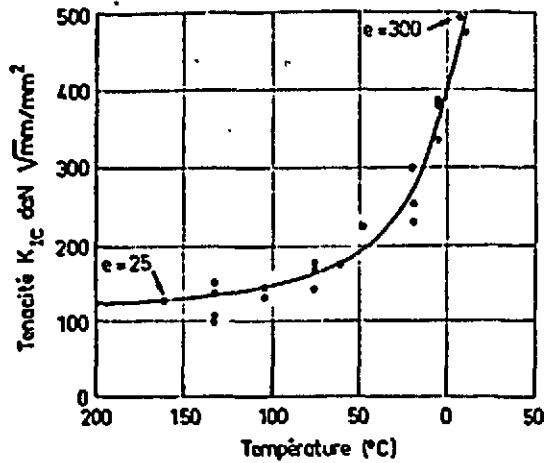


Fig.10 Tenacité K_{IC} de l'acier ASTM 533 grade B classe 1

Les matériaux utilisés dans les appareils à pression ne sont généralement pas fragiles dans les conditions d'emploi : l'estimation des risques de rupture brutale est alors délicate [47] [48]. De façon plus pratique on peut remarquer que K_{IC} varie très fortement avec la température et que la fragilité ne peut se manifester qu'au dessous d'une certaine température : il est alors possible de définir une température critique telle que la NDT préconisée par PELLINI [49], et de s'imposer de fonctionner à une température supérieure (quelques dizaines de degrés) à cette dernière.

IX — CONCLUSIONS

Cette brève revue de quelques critères récents de dimensionnement des appareils à pression est certes incapable de fournir un panorama complet de la révolution en cours depuis une quinzaine d'années en ce qui concerne la philosophie et les méthodes d'analyse des structures, mais on peut espérer qu'elle attire l'attention sur ces changements.

On retiendra que l'on peut, en se basant sur ces critères plus réalistes, dimensionner les réservoirs sous pression de façon plus sûre et plus économique, prévoir leur comportement, et ce, sans calculs initialement coûteux. On saura que ces règles de calcul sont maintenant exposées dans les codes de construction.

Enfin, il convient de ne pas perdre de vue que les études et recherches se poursuivent, en particulier dans les domaines de l'adaptation (shake down) de la fatigue, de la rupture et de l'effet du temps. En conséquence on doit prévoir des progrès notables dans le domaine des critères de dimensionnement.

REFERENCES

- [1] ASME "Codes, Standards, and the ASME", Mechanical Engineering - 16 Juillet 1973.
- [2] "Appareils à vapeur" - Brochure 1331 - Journal Officiel de la République Française - 1969.
- [3] "Appareils à pression de gaz" - Brochure 1382 - Journal Officiel de la République Française.
- [4] American Society of Mechanical Engineers "Boiler and Pressure Vessel Code" ASME 1971.
- [5] Syndicat National de la Chaudronnerie, de la Tôlerie et de la Tuyauterie Industrielle "Code de Construction des Appareils à Pression" SNCT 1969.
- [6] Bureau VERITAS "Conditions Techniques concernant les Cuves et Caissons de Réacteurs des Navires Nucléaires" Note d'information N1154-BM4 (1968).
- [7] TOTTENHAM et BREBIA "Finite Element Technique in Structural Mechanics" Stress Analysis Publisher Southampton.
- [8] GALLAGER "Computational Methods in Nuclear Reactor Structural Design for High Temperature Applications" Rapport ORNL4756 (OAK RIDGE National Lab).
- [9] A. HOFFMANN, M. LIVOLANT, R. ROCHE "Plastic Analysis of Shells by Finite Elements Methods" (Global Plasticity Model for any Shapes of Shells) -2nd Int. Conf. on Structural Mechanic in Reactor Technology - Berlin - Sept. 1973.
- [10] ASME "CODE CASE 1592" American Society of Mechanical Engineers 1974.
- [11] Appareils à Pression de Vapeur - Circuit primaire principal des chaudières nucléaires à eau - (Arrêté et circulaire du 26 février 1974) n° 74-63 - Complément à la brochure n° 1331 - Journal officiel de la République Française.
- [12] TIMOSHENKO "Résistance des Matériaux" Béranger - Paris.
- [13] MASSONET "Résistance des Matériaux" Dunod.
- [14] S. S. GILL "The Stress Analysis of Pressure Vessels and Pressure Vessels Components". Pergamon Press 1970.
- [15] TIMOSHENKO "Théorie de l'Elasticité" Béranger-Paris.
- [16] GREEN & ZERNA "Theoretical Elasticity" Oxford 1968
- [17] W. PRAGER "Mécanique des Solides Isotropes au delà du Domaine Elastique "Gauthier-Villard 1937".
- [18] R. HILL "The Mathematical Theory Plasticity" Oxford 1950.

- [19] P. HODGE Jr "Limit Analysis of Rotationally Symmetric Plates and Shells" Prentice Hall 1963.
- [20] S. GOLDSTEIN, A. HOFFMANN "Programmes de calcul Elasto-plastique des Structures" Congrès Français de Mécanique - Poitiers 17-20 Sept. 1973.
- [21] HUBERT "Evolution des Codes de Construction des Appareils à Pression" Association Française des Techniciens du Pétrole - 1968.
- [22] R. LABBENS, R. BONDOUX "Conception et Réalisation des Grands Appareils à Pression pour les Génies Nucléaire et Chimiques" ICF 1970.
- [23] "Current Pressure Vessels Problems" The Institution of Mechanical Engineers - Londres.
- [24] R. ROCHE "Critères modernes d'appréciation de la sécurité des appareils à pression" (Conférence du 7 février 1974 à la Société Française des Mécaniciens) Revue Française de Mécanique.
- [25] C. MONTFORT "Critères d'admissibilité des contraintes" Bulletin technique VERITAS Septembre 1971.
- [26] British Standard 3915 "Specification for Carbon and low alloy Steel Pressure Vessels for Primary Circuits of Nuclear Reactors" (voir particulièrement 3.3 Final Design Appraisal) BSI 1965.
- [27] "Criteria of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code for Design by Analysis in Section III and VIII Division 2" ASME 1969.
- [28] R.W. NICHOLS "Pressure Vessel Engineering Technology" Applied Science Pub. 1971.
- [29] ASME "Pressure Vessels and Piping Design and Analysis - A Decade of Progress" American Society of Mechanical Engineers 1972.
- [30] F.A. SIMONEN & D.T. HUNTER "Elastic Plastic Deformation in Pressure Vessel Heads".
- [31] J.C. GERDEEN & D.N. HUTULA "Summary Report on Plastic Limit Analysis of Hemispherical and Toriconical Head Pressure Vessel" Welding Resea. Com. Bulletin WRC 163 juillet 1971.
- [32] R.T. SHIELD et D.C. DRUCKER "Design of Thin-Walled Torispherical and Toriconical Pressure Vessel Heads" Transactions of ASME Juin 1961.
- [33] E. OROWAN "Strength and Failure of Material" in KILLOG "Design of Piping Systems" J. Wiley and Son 1967.
- [33bis] G.E. FINDLAY, D.G. MOFFAT, P. STANLEY "Torispherical Drumheads : A limit-pressure and Shake down Investigation", Journal of Strain Analysis , N° 3, 1971.
- [34] B. F. LANGER "Design Stress Basis for Pressure Vessels" Experimental Mechanics Janvier 1971.
- [34bis] B. VRILLON, R. ROCHE, G. BAYLAC "Comparaison between Experimental and Computer Analysis of the behaviour under Pressure of a 90° Bend with an elliptical Section" 2nd International Conférence on Pressure Vessel Technology - Octobre 1973 - San Antonio (Texas).
- [35] R. ROCHE "Base de l'analyse mécanique des structures des centrales nucléaires" 17^e Colloque de Mécatallurgie Saclay 1974.
- [36] Column Research Committee of Japan "Handbook of Structural Stability" Corona Publishing Company Tokyo 1971.

- [37] G.A. THURSTON & A.A. HOLSTON "Buckling of Cylindrical Shell and Closures by internal Pressure" NASA Report CR 540, 1966.
- [38] D.R. MILLER "Thermal-Stress Ratchet Mechanism in Pressure Vessels" J. Basic Eng. p. 190 (Juin 1959).
- [39] B.E. GATEWOOD "The problem of Strain Accumulation under thermal cycling" J. Aerospace Sci. Vol. 27, N° 6 (1960).
- [40] J. BREE "Elastic-Plastic Behaviour of Thin Tubes Subjected to Internal Pressure and Intermittent
- [41] PETERSON "Stress Concentration Design Factors" J. WILEY N.Y. 1953.
- [42] LIEBOWITZ "Fracture" Academic Press York 1971.
- [43] D. FRANCOIS & L. JOLY "La rupture des Métaux" Masson 1972.
- [44] ASTM Special Technical Publication 381 - 1970.
- [45] H. TADA, P.C. PARIS, G.R. IRWIN "The Stress Analysis of Cracks Handbook" DEL Res. Corp. Hellertown, Pennsylvania 1973.
- [46] ASTM "Fracture Toughness Testing" ASTM SP, 1964.
- [47] P.J. WORTHINGTON & P.T. HEALD "The Application of Fracture Mechanics to Boiler Drum/ Nozzle Joint" The Int. Jour. of Pressure Vessels and Piping - Janvier 1973.
- [48] G.T. HAHN, M. SARRATE & A.R. ROSENFELD "Criteria for Crack Extension in Cylindrical Pressure Vessels" Int. Jour. of Fract. Mech. 1969.
- [49] W.S. PELLINI "Advances in Fracture Toughness Characterisation Procedures and in Quantitative Interpretation to Fracture safe Design of Structural Steels". WRC bulletin 130 Mais 1968.

