Contraintes structurales et dimensionnement en fatigue de jonctions tubulaires soudées

DAVID THÉVENET^{1,a}, MOHAMAD FATHI GHANAMEH² ET ABDERRAHIM ZEGHLOUL³

¹ LBMS, ENSTA Bretagne, 2 rue François Verny, 29860 Brest Cedex 09, France

² Faculty of Mechanical & Electrical Engineering, Damascus University, PO Box 14300, Damascus, Syria

³ LEM3, Ile du Saulcy, 57045 Metz Cedex 01, France

Reçu le 20 juillet 2011, accepté le 5 février 2013

Résumé – Les jonctions tubulaires, fréquemment employées dans l'industrie offshore, sont soumises en service à des contraintes résultant de chargements élémentaires de traction-compression, flexion dans le plan et flexion hors plan. Ce travail porte sur l'analyse des recommandations classiquement utilisées pour le dimensionnement en fatigue des jonctions soudées lors de l'application de sollicitations combinées. Plus particulièrement, il a porté sur l'étude du comportement en fatigue d'une jonction soudée en *T* soumise à un chargement de type flexion déviée. Tout d'abord, sur le plan numérique, par la réalisation d'un modèle éléments-finis et la mise en œuvre de méthodes telles que celle proposée par l'IIS, puis, sur le plan expérimental, à travers la réalisation d'essais de fatigue sur ce type de jonctions. Les comparaisons essais/calculs ont montré que l'application de ce type de recommandations ne s'avérait pas systématiquement sécuritaire. Aussi, une démarche visant à prendre en compte le caractère multiaxial des contraintes en pied de cordon de soudure a été mise en œuvre afin de compléter les recommandations visant au dimensionnement des jonctions tubulaires soudées.

Mots clés : Fatigue / dimensionnement / jonction soudée / contrainte structurale / durée de vie

Abstract – **Structural stress analysis and fatigue assessment of tubular welded joints.** The tubular joints, frequently employed in offshore industry, are submitted to stresses resulting from elementary loadings: tension/compression, in plane bending and out-of-plane bending. This work concerns the analysis of the recommendations, commonly used for fatigue design of welded joints submitted to combined loadings. Particularly, it deals with the fatigue behavior of *T*-joints submitted to deviated-bending. Firstly, a finite element analysis was developed and a post-treatment based on the structural stress approach, as proposed by the International Institute of Welding (IIW), was applied. Then, fatigue tests were conducted on *T*-joints. Comparisons between experimental and numerical results showed that this kind of recommendations is not systematically conservative. So, an approach taking into account the multi-axial state of stresses in the weld toe was developed in order to complete the recommendations for fatigue design of tubular welded joints.

Key words: Fatigue / fatigue assessment / tubular welded joint / structural stress / fatigue life

1 Introduction

Les plates-formes offshore de type « jacket » sont constituées d'éléments tubulaires soudés entre eux formant ainsi à leur intersection des nœuds. Ces intersections complexes représentent des discontinuités géométriques où sont localisées des zones de concentration de contrainte. La localisation de ces sites privilégiés

d'amorçage de fissures de fatigue, aussi appelés « hot spot » en raison des fortes concentrations de contrainte rencontrées, demeure une étape importante afin d'estimer la durée de vie de telles structures.

Ces jonctions tubulaires sont soumises en service à des contraintes résultant de chargements élémentaires de traction-compression, flexion dans le plan et flexion hors plan. Si des formulations analytiques, issues de l'industrie parapétrolière, existent pour préciser le lieu et l'intensité de la concentration de contrainte dans le cas de chargements élémentaires, ils ne permettent pas de déterminer la

^a Auteur pour correspondance :
david.thevenet@ensta-bretagne.fr

Fig. 1. Courbes de résistance à la fatigue (FAT) [1].

position du point critique dans le cas d'une combinaison de ces chargements. Toutefois, les codes réglementaires et recommandations restent applicables à ce type de sollicitations mais peu d'études ont porté sur leur validité. Ce point est important car la combinaison de ces chargements élémentaires demeure représentative des sollicitations subies en service par de telles structures. Classiquement, la conception d'un composant soudé vis-à-vis de la fatigue est basée sur l'utilisation de courbes de résistance à la fatigue, notées FAT (Fig. 1). Ces courbes $S-N$ sont notamment rassemblées dans les recommandations pour la conception en fatigue des composants soudés développées par l'Institut International de la Soudure (IIS) [1] mais figurent également dans les règlements des sociétés de classification [2, 3]. L'objectif de ce travail est d'analyser les prévisions issues de ce type de recommandations en s'appuyant sur des résultats expérimentaux obtenus à partir d'essais menés sur des jonctions tubulaires soumises à des chargements combinés.

2 Étude d'une jonction tubulaire soudée

2.1 Jonction en T

Les jonctions tubulaires utilisées dans la construction de plates-formes offshore sont habituellement assemblées par soudage de l'extrémité d'une ou plusieurs entretoises sur un manchon. Le présent travail porte sur l'étude d'une jonction plane de type T (Fig. 2). Ces jonctions tubulaires possèdent toutefois des dimensions importantes qu'il est difficile de solliciter en laboratoire. Ayant pour objectif de comparer des résultats numériques et expérimentaux en termes de durées de vie issues d'essais de fatigue, des jonctions de dimensions réduites ont été utilisées. Les dimensions de la jonction T sont reportées dans la figure 2.

L'ensemble des jonctions fournies a été élaboré par soudage MAG (Metal Active Gas) semi-automatique. Il s'agit d'un procédé de soudage classiquement utilisé pour

Fig. 2. Dimensions de la jonction T (mm).

confectionner ce type d'assemblage. Dans le cadre de ce procédé, la fusion des métaux est obtenue par l'énergie calorifique dégagée par un arc électrique qui se forme dans une atmosphère de protection entre un fil-électrode fusible (CastoMag 45251) et les tubes à assembler. Ce procédé utilise un mélange d'argon, de dioxyde de carbone et d'oxygène (Ferromaxx 7). Le gaz est injecté en continu sur l'arc notamment afin d'isoler complètement le métal en fusion de l'air ambiant.

Une préparation de la bordure inférieure de l'entretoise a été réalisée par usinage afin que celle-ci s'adapte avec précision à la surface cylindrique du manchon. Le manchon est quant à lui bridé à ses deux extrémités pendant l'opération de soudage. Enfin, l'entretoise est pointée sur le manchon afin d'assurer la perpendicularité entre les deux tubes. Compte tenu du faible diamètre de l'entretoise, l'envers des joints soudés n'a pas fait l'objet d'une reprise.

En l'absence d'information sur les niveaux de contraintes résiduelles, les jonctions T ont systématiquement été détentionnées. Le traitement thermique employé pour le détentionnement a consisté en un chauffage suivi d'un maintien à 600 °C pendant 30 min. complété par un refroidissement très lent, conformément aux recommandations issues du code ASME [4].

2.2 Matériau

Le manchon et l'entretoise sont constitués d'un acier de construction faiblement allié à grains fins de type S235JRH dont la composition chimique est précisée dans le tableau 1. Compte tenu de la méthodologie employée, seul le comportement élastique est pris en compte, aussi le comportement élastoplastique du matériau ne sera pas précisé. Les caractéristiques mécaniques de cet acier sont rassemblées dans le tableau 2.

2.3 Contrainte structurale

Si, dans le cadre de la conception en fatigue de composants soudés, les recommandations laissent le choix

(a)

(b)

Fig. 3. Procédure d'extrapolation destinée à calculer la contrainte structurale; (a) [1] et maillage de la jonction T avec des éléments coques (b).

Tableau 1. Composition chimique de l'acier S235JRH (pourcentage massique).

S235	C	Mn	P	S	Si	N
JRH	0,068	0,425	0,013	0,012	0,013	0,045

Tableau 2. Caractéristiques mécaniques de l'acier S235JRH.

S235	E (MPa)	ν	σ_y (MPa)	σ_u (MPa)	A (%)
JRH	205 000	0,3	265	365	20

du type de contrainte à utiliser, la méthode basée sur la contrainte structurale rencontre un intérêt particulier puisqu'elle limite le nombre de courbes $S-N$ à employer [1–3, 5]. Celle-ci peut être calculée, par extrapolation linéaire en pied de cordon, à partir de la

Tableau 3. Paramètres du critère de Dang Van.

A_{DV}	B_{DV} (MPa)
-0,38	45

valeur de la contrainte principale maximale calculée en deux points de référence situés respectivement à 0,5t et 1,5t (Fig. 3a). Les contraintes en ces deux points sont déterminées numériquement à partir d'un calcul élastique par éléments finis. La contrainte structurale σ_{s1} peut alors être calculée à l'aide de la relation (1) [1] :

$$\sigma_{s1} = 1,5\sigma_{1(0,5t)} - 0,5\sigma_{1(1,5t)} \quad (1)$$

Il s'agit là d'une contrainte de dimensionnement qui ne possède pas de sens physique et ne contient pas d'informations sur la géométrie locale du cordon de soudure. Elle

Tableau 4. Position relative de l'entretoise (bleue) par rapport à sa position d'origine (rouge) pour différentes directions angulaires du chargement COM (demi-cycle).

$\theta = 0^\circ$	$\theta = 60^\circ$	$\theta = 90^\circ$	$\theta = 120^\circ$	$\theta = 150^\circ$	$\theta = 180^\circ$

est déterminée au droit du pied de cordon et se veut avant tout représentative des contraintes au niveau de l'intersection.

2.4 Modèle numérique

Dans l'application de cette méthode, deux modèles par éléments finis sont fréquemment utilisés. Le premier fait abstraction de la présence du cordon de soudure et s'appuie sur l'utilisation d'éléments coques; c'est le cas des études menées par Chang et al. [6,7]. Le second, largement employé par Wardenier [8] ou encore Chiew et al. [9], s'appuie quant à lui sur l'utilisation d'éléments volumiques et modélise le cordon de soudure de manière simplifiée.

Des simulations numériques ont été réalisées à l'aide du code de calcul par éléments finis Abaqus® en privilégiant l'utilisation d'éléments coques. En effet, Ghanameh [10] a démontré que l'utilisation d'éléments volumiques conduisait à une surestimation de l'état des contraintes pour ce type d'application. Les recommandations [11, 12] ont été respectées pour réaliser le maillage de la jonction T (Fig. 3b) : une zone d'éléments très fins a été déployée autour de l'intersection (zone de concentration de contrainte) alors que des éléments de taille plus importante ont été employés aux extrémités du manchon et de l'entretoise. Des éléments coques quadrangulaires à intégration réduite ont été utilisés (S4R). Le comportement du matériau est purement élastique. L'étude de convergence a permis d'aboutir à une taille de l'ordre de $350 \mu\text{m}$ en ce qui concerne les éléments adjacents à la ligne d'intersection. Enfin, le nombre de degrés de liberté est de l'ordre de 180 000. Les conditions aux limites appliquées au modèle numérique sont : un encastrement aux deux extrémités du manchon et un déplacement u_{nom} appliqué à l'extrémité de l'entretoise dont la direction dépend de la nature du chargement (cf. Sect. 2.5).

Pour valider ce modèle numérique, une comparaison des valeurs de la contrainte structurale issues de ce modèle a été effectuée avec celles calculées à partir des relations analytiques d'Eftymiou [13] qui donnent accès au facteur de concentration de contrainte pour des chargements élémentaires (traction, flexion dans le plan et flexion hors plan). Des études précédentes [14, 15] ont montré une

bonne adéquation entre les résultats du modèle numérique et ceux des relations analytiques d'Eftymiou. Ce point sera confirmé par les mesures expérimentales réalisées lors des essais (cf. Sect. 3.1).

2.5 Chargement de fatigue

Le chargement de fatigue appliqué à la jonction T est un chargement Combiné (COM) constitué d'une séquence de flexions déviées obtenue en déplaçant le centre de l'entretoise, excentré de sa position d'origine, suivant un trajet circulaire de diamètre Δu_{nom} . La position de l'entretoise par rapport à sa position d'origine lors d'un demi-cycle de chargement COM est représentée dans le tableau 4. La direction angulaire du chargement vis-à-vis de la structure est repérée par l'angle θ . La position angulaire d'un point sur la structure est quant à elle repérée par l'angle φ (Fig. 3b). La figure 4a indique l'évolution de la contrainte principale maximale pour un cycle complet de chargement en fonction de la direction angulaire θ du chargement pour une amplitude $\Delta u_{\text{nom}} = 2 \text{ mm}$. Les résultats présentés dans cette figure sont relevés à la position $\varphi = 45^\circ$ et à la distance de $0,5t$ et $1,5t$ du pied de cordon. À partir de ces résultats, la valeur de la contrainte structurale σ_{s1} peut alors être aisément calculée à partir de la relation (1).

Par ailleurs, ces deux courbes présentent un déphasage de l'ordre de 15° . Ce résultat est la conséquence de la géométrie de la structure mais également du chargement appliqué. En effet, en se plaçant à une position φ donnée sur le manchon, l'ensemble des points situés sur cette « ligne » ne subit pas le maximum de contrainte pour la même direction angulaire θ du chargement. De ce fait, les directions et les valeurs des contraintes principales varient avec la direction angulaire θ du chargement.

Le tableau 5 représente la contrainte structurale autour de l'intersection manchon/entretoise pour deux étapes du chargement COM ($\theta = 180^\circ$ et $\theta = 270^\circ$). Afin de faciliter la visualisation de l'état de contrainte, une représentation polaire a été choisie. Dans ce tableau, la valeur de chaque graduation est égale à 100 MPa et le cercle en trait pointillé correspond à une contrainte structurale nulle ($\sigma_{s1} = 0$).

Tableau 5. Répartition de la contrainte structurale (rouge) autour de l'intersection manchon/entretoise pour une jonction T soumise au chargement COM pour deux positions angulaires ($\theta = 180^\circ$; $\theta = 270^\circ$).

L'évolution de la contrainte structurale autour de l'intersection manchon/entretoise de la jonction T soumise à un cycle de chargement COM est indiquée sur la figure 4b. Ce chargement a été appliqué numériquement en 36 étapes avec un pas de 10° ; ainsi, chaque courbe représentée sur la figure 4b correspond à l'une de ces étapes de calcul. Comme attendu, cette répartition montre que la localisation du point le plus sollicité varie avec la direction angulaire θ du chargement. À partir de ces résultats, il est désormais possible de déterminer respectivement l'amplitude de la contrainte structurale $\Delta\sigma_{s1}$ (Fig. 5a) et le rapport de charge R (Fig. 5b) autour de l'intersection manchon/entretoise de la jonction. On notera que l'amplitude de la contrainte structurale $\Delta\sigma_{s1}$ est maximale pour une valeur voisine de $\varphi = 45^\circ$ et un rapport de charge correspondant de $-0,55$. Le rapport de charge est quant à lui maximal à la position $\varphi = 90^\circ$ où il atteint une valeur égale à $-0,45$; pour cette valeur de R , l'amplitude $\Delta\sigma_s$ est cette fois minimale.

3 Comparaison essais et calculs

Afin d'effectuer une comparaison entre les prévisions issues de ce type d'approche et des résultats expérimentaux, une campagne d'essais de fatigue a été réalisée sur des jonctions soudées.

3.1 Essais de fatigue

Cette campagne d'essais a porté sur l'étude du comportement en fatigue de la jonction T soumise au chargement COM. Ce chargement consiste à déplacer le centre de la section supérieure de l'entretoise suivant un trajet circulaire de diamètre Δu_{nom} (Tab. 4).

Pour des raisons de simplicité, l'utilisation d'une machine tournante a été préférée à celle d'une machine de fatigue conventionnelle. La conception d'un montage destiné à appliquer ce chargement à l'entretoise a donc été nécessaire. Ce montage s'appuie sur l'utilisation d'un porte-doigt fixé à une broche tournante (Fig. 6a). La rotation de la broche assure ainsi l'entraînement du

Fig. 4. Évolution de la contrainte principale maximale à la distance de $0,5t$ et $1,5t$ du pied de cordon en $\varphi = 45^\circ$; (a) et contrainte structurale autour de l'intersection manchon/entretoise d'une jonction T soumise à un cycle de chargement COM ($\Delta u_{nom} = 2 \text{ mm}$) (b).

Fig. 5. Amplitude de la contrainte structurale; (a) et rapport de charge (b) autour de l'intersection manchon/entretoise d'une jonction T soumise à un cycle de chargement COM ($\Delta u_{nom} = 2$ mm).

doigt, introduit dans l'extrémité de l'entretoise, suivant le trajet circulaire escompté. Compte tenu du processus expérimental utilisé, un asservissement en déplacement a été appliqué.

Dans le cadre de cette campagne d'essais, une amplitude Δu_{nom} comprise entre 1,9 et 3,7 mm a été appliquée au centre de l'entretoise. Les deux extrémités du manchon de la jonction T sont pour leur part bridées sur une table rainurée par l'intermédiaire de collerettes. Afin d'éviter un amorçage de fissure de fatigue dû à l'application des conditions aux limites, un dispositif « anti-écrasement » a été introduit à chaque extrémité du manchon (Fig. 6b). L'ensemble des essais a été effectué à l'air, à température ambiante et à une fréquence de 20 Hz.

La méthode employée pour détecter l'apparition de fissures de fatigue repose sur la technique de ressuage : celle-ci a permis de révéler la présence de fissures en surface

Fig. 6. Dispositif de flexion introduit dans l'entretoise destiné à appliquer le chargement COM; (a) et dispositif « anti-écrasement » introduit à chaque extrémité du manchon (b).

de la structure soudée de l'ordre de 1 mm de longueur. Cette valeur a été alors choisie pour définir le critère de ruine de la jonction soudée, entraînant par conséquent l'arrêt de l'essai. Ce contrôle par ressuage a été mis en œuvre systématiquement lors des essais de fatigue après des périodes comprises entre 5000 et 10 000 cycles en fonction de l'amplitude de chargement appliquée.

Fig. 7. Sites d'amorçage de fissures de fatigue numériques; (a) et faciès de rupture observé au MEB à $\varphi = 45^\circ$ pour $\Delta u_{\text{nom}} = 3,1$ mm (b) ($N_R = 165\,000$ cycles).

Un essai, réalisé sur une jonction T instrumentée de rosettes de jauges de déformations, a été mené dans le but d'établir une comparaison essai/calcul et valider le modèle numérique (Fig. 8b). Pour cela, un cycle du chargement COM d'amplitude $\Delta u_{\text{nom}} = 2$ mm, a été appliqué à la structure. La comparaison effectuée entre les mesures expérimentales et les valeurs numériques a révélé

(a)

(b)

Fig. 8. Jonction T instrumentée par jauges de déformations; (a) évolution de la contrainte principale maximale en $\varphi = 160^\circ$ pour un cycle de chargement COM ($\Delta u_{\text{nom}} = 2$ mm) (b).

une bonne corrélation avec les résultats issus du modèle coque (Fig. 8a).

Enfin, des jauges de déformations ainsi que des comparateurs mécaniques, placés quant à eux loin des zones de concentration de contrainte, ont également permis de valider l'application des conditions aux limites sur l'entretoise.

3.2 Amorçage de fissures de fatigue

L'utilisation de règles de dimensionnement telles que celles proposées par l'IIS permet d'estimer la durée de vie en fatigue de la jonction T mais également de localiser

le site d'amorçage d'une fissure de fatigue. Ce type de règles fournit une courbe $S-N$ de résistance à la fatigue sous la forme d'une loi de Basquin munie d'un exposant $m = 3$ (pour une sollicitation normale) ou d'un exposant $m = 5$ (pour une contrainte de cisaillement). Les recommandations de l'IIS [1], comme par ailleurs celles du DNV [2], préconisent dans le cas d'une jonction T , l'utilisation d'une courbe $S-N$ de type FAT90.

Une relation complémentaire est également mise à disposition du concepteur par l'IIS pour prendre en compte l'influence du rapport de charge R par le biais d'un facteur correctif f_m applicable à la courbe de résistance à la fatigue pour les composants soudés présentant de faibles niveaux de contraintes résiduelles (détentionnement). Dans le cas des rapports de charge rencontrés dans cette étude, cette relation se présente sous la forme suivante :

$$f_m = -0,4R + 1,2 \quad (2)$$

Un post-traitement, basé sur l'utilisation de la courbe FAT90 et de la relation (2), a été appliqué à l'ensemble des éléments constitutifs de la jonction : la durée de vie la plus faible indique alors la position du site d'amorçage. À l'issue de cette démarche, le modèle numérique prévoit un amorçage de fissure en $\varphi = 45^\circ$ où $R = -0,55$. Compte tenu de ce rapport de charge, la courbe de résistance à la fatigue à considérer est alors FAT125, une recommandation qui demeure sensiblement équivalente à celle issue par exemple de la relation analytique formulée par le DNV [2].

Conformément à ces prévisions, les fissures de fatigue se sont amorcées de manière systématique au voisinage de cette position, ce qui constitue néanmoins quatre sites possibles compte tenu de la symétrie (Fig. 7a). Un exemple de fissure amorcée à l'intersection cordon/manchon à partir d'une inclusion localisée près de la surface est indiqué dans la figure 7b. Après amorçage, la fissure se propage le long du cordon de soudure vers les points d'argon et de quartier.

3.3 Analyse de la durée de vie en fatigue

Une comparaison entre les durées de vie expérimentales provenant d'essais sur des jonctions soudées T et les durées de vie numériques provenant des recommandations de l'IIS [1] a également été réalisée. La méthode basée sur la contrainte structurale a été employée pour estimer la durée de vie en fatigue de ces jonctions : celle-ci est appliquée à l'ensemble des essais réalisés et permet donc de disposer des couples $(\Delta\sigma_{s1}, N_R)$ correspondants. L'ensemble des résultats expérimentaux ainsi que la courbe de résistance à la fatigue préconisée par l'IIS sont représentés dans la figure 9. La courbe FAT125 employée dans cette figure tient compte de l'influence du rapport de charge (2).

Ces résultats font apparaître des durées de vie expérimentales inférieures à celles issues de la courbe de résistance à la fatigue. Si l'objet de ce travail n'est pas de se focaliser sur les différences qui peuvent exister entre

Fig. 9. Durées de vies expérimentales et numériques calculées à partir des recommandations de l'IIS ($R = -0,55$).

les valeurs expérimentales et celles issues de ces recommandations, il est néanmoins important de noter que ce type de prévisions peut se révéler non sécuritaire. De plus, la pente issue de la tendance dégagée par les résultats expérimentaux ne semble pas correspondre pas à celle décrite par la courbe FAT125 ($m = 3$).

Le chargement local rencontré par la structure demeure multiaxial mais la méthode utilisée jusqu'à présent, qui s'appuie exclusivement sur la contrainte principale maximale, ne prend pas en compte ce dernier point, ce qui peut expliquer les différences observées en termes de durée de vie avec les résultats expérimentaux.

3.4 Application d'un critère de fatigue multiaxiale

Compte tenu de la nature multiaxiale de l'état de contrainte rencontré dans cette étude, l'utilisation d'un critère de fatigue multiaxiale semble légitime. L'utilisation du critère de Dang Van, déjà employé pour de telles applications industrielles, a été privilégiée [16, 17].

3.4.1 Critère de Dang Van

Dans le domaine de la fatigue à grand nombre de cycles, un critère de fatigue tel que celui de Dang Van [18, 19] permet de distinguer parmi tous les trajets de chargement ceux qui sont endommageants de ceux qui ne le sont pas. Ce critère, qui trouve ses origines à l'échelle microscopique, s'écrit de la manière suivante :

$$\tau_a(t) + B_{dv}p_h(t) \leq A_{dv} \quad (3)$$

où A_{dv} et B_{dv} sont deux paramètres « matériau ».

Ce critère fait intervenir des contraintes macroscopiques qui sont la pression hydrostatique p_h et le cisaillement alterné τ_a sur un plan critique calculé suivant l'approche de Tresca. Ces deux grandeurs sont déterminées à partir des expressions suivantes :

$$p_h(t) = \frac{1}{3} I_1[\underline{\underline{\sigma}}(t)] \quad (4)$$

$$\tau_a(t) = \frac{1}{2} \text{Tresca}[\underline{\underline{\sigma}}_a(t)] \quad (5)$$

où $\underline{\underline{\sigma}}(t)$ et I_1 sont respectivement le tenseur des contraintes et le premier invariant du tenseur des contraintes. $\underline{\underline{\sigma}}_a(t)$ désigne quant à lui le tenseur des contraintes alternées et peut être calculé de la manière suivante :

$$\underline{\underline{\sigma}}_a(t) = \underline{\underline{\sigma}}(t) - \underline{\underline{\sigma}}_m \quad (6)$$

où $\underline{\underline{\sigma}}_m(t)$ est le tenseur des contraintes moyennes déterminé de la façon suivante :

$$\underline{\underline{\sigma}}_m = \min_{\underline{\underline{X}}} \max_t J_2[\underline{\underline{\sigma}}(t) - \underline{\underline{X}}] \quad (7)$$

où J_2 représente le second invariant du tenseur des contraintes.

Dans le cadre de cette étude, les paramètres A_{dv} et B_{dv} du critère de Dang Van ont été déterminés à partir de l'exploitation des courbes de résistance à la fatigue issues des recommandations de l'IIS :

- une limite d'endurance σ_{d1} de 45 MPa à 2×10^6 cycles, pour une contrainte normale ondulée, établie pour un rapport de charge $R = 0,5$ à partir de la courbe FAT 90 ;
- une limite d'endurance σ_{d2} de 72 MPa à 2×10^6 cycles, pour une contrainte normale alternée, établie pour un rapport de charge $R = -1$ à partir de (2).

Les valeurs obtenues pour les paramètres du critère de Dang Van sont indiquées dans le tableau 3. Il est également intéressant de noter que l'utilisation de la limite d'endurance σ_{d3} préconisée dans les recommandations de l'IIS pour une contrainte de cisaillement alternée (45 MPa à 2×10^6 cycles) en lieu et place d'une des deux précédentes, conduit à des valeurs de paramètres du critère de Dang Van strictement identiques.

3.4.2 État de contrainte

L'analyse des différentes composantes du tenseur des contraintes, issues d'un calcul par éléments finis pour un cycle de chargement COM, a montré que l'état de contrainte pouvait être assimilé à un cas de traction biaxiale (en raison de contraintes de cisaillement négligeables). Les valeurs atteintes par la seconde contrainte principale demeurent du même ordre de grandeur que la contrainte principale maximale et laissent apparaître un déphasage de l'ordre de 10° (Fig. 10a) : le chargement considéré demeure donc faiblement non proportionnel.

Fig. 10. Évolution des contraintes structurales en $\varphi = 45^\circ$ pour un cycle de chargement COM ($\Delta u_{nom} = 2$ mm) ; (a) et trajets de chargement dans le plan (τ_a, p_h) pour l'amplitude maximale ($\Delta u_{max} = 3,7$ mm) et l'amplitude minimale ($\Delta u_{min} = 1,9$ mm) du chargement COM (b).

Par analogie à la méthode basée sur la contrainte structurale, extrapolée à partir des valeurs de la contrainte principale maximale à 0,5t et 1,5t du pied de cordon, nous proposons d'étendre ce concept à la seconde contrainte principale σ_2 en introduisant une deuxième contrainte structurale σ_{s2} calculée de la même manière que σ_{s1} . Cette seconde contrainte structurale σ_{s2} peut donc être déterminée à l'aide de la relation (8) :

$$\sigma_{s2} = 1,5\sigma_{s2(0,5t)} - 0,5\sigma_{s2(1,5t)} \quad (8)$$

La droite d'endurance relative au critère de Dang Van est représentée dans le plan (τ_a, p_h) dans la figure 10b. Les trajets de chargement correspondant aux déplacements minimal ($\Delta u_{min} = 1,9$ mm) et maximal

($\Delta u_{\max} = 3,7$ mm) appliqués à la jonction sont également représentés.

Compte tenu de la nature non proportionnelle du chargement, la détermination du trajet de chargement ne peut être réalisée de manière analytique. La pression hydrostatique p_h et plus particulièrement l'amplitude de cisaillement alterné τ_a ont alors été calculées numériquement à l'aide d'un post-traitement appliqué aux contraintes structurales σ_{s1} et σ_{s2} dont l'évolution est indiquée dans la figure 10a.

Au vu de ces résultats, le critère de Dang Van prévoit donc systématiquement un amorçage de fissure de fatigue pour l'ensemble des amplitudes considérées. Son application conduit à des prévisions sécuritaires puisque seules les sollicitations d'amplitude Δu_{nom} égale à 1,9 mm et 2,1 mm n'ont pas entraîné expérimentalement la rupture de la jonction T . Ce constat est intéressant puisqu'il permet s'affranchir du caractère non sécuritaire observé lors de l'application de recommandations.

3.4.3 Estimation de la durée de vie en fatigue

Le travail a été poursuivi dans une démarche d'ingénierie afin de disposer d'un outil prédictif de la durée de vie en fatigue. Ainsi, le critère de Dang Van a été utilisé pour couvrir le domaine de l'endurance limitée. Le passage au domaine de l'endurance limitée nécessite le calcul des coefficients $A_{dv}(N_R)$ et $B_{dv}(N_R)$ associés au nombre de cycles à rupture N_R . Pour cela, les courbes de résistance à la fatigue en contrainte normale ($m = 3$) et contrainte de cisaillement ($m = 5$), préconisées pour ce type d'assemblage, ont été utilisées. La figure 11a indique les droites d'iso-durée de vie relatives au critère de Dang Van établies pour une amplitude $\Delta u_{\text{nom}} = 2,6$ mm.

La figure 11b regroupe quant à elle les durées de vie expérimentales ainsi que les prévisions issues du modèle de Dang Van et de la courbe $S-N$ préconisée (FAT125). Celles-ci sont représentées en fonction de l'amplitude de la contrainte structurale $\Delta\sigma_{s1}$ calculée à partir de la contrainte principale maximale. Si les durées de vie expérimentales, obtenues pour des chargements de faible amplitude, demeurent éloignées des prévisions du critère de Dang Van puisqu'aucune rupture n'a été observée, les prévisions établies pour des amplitudes plus importantes conduisent quant à elles à des durées de vie assez proches des résultats expérimentaux tout en restant sécuritaires. La figure 11b permet ainsi d'évaluer l'amélioration apportée par l'utilisation du critère de Dang Van par rapport à une courbe de résistance à la fatigue. En effet, la pente de la courbe $\Delta\sigma_{s1}-N_R$ liée à l'application du critère de Dang Van ($m = 3,8$) semble indiscutablement se rapprocher de la tendance décrite par les résultats expérimentaux.

Comme l'ont montré des études antérieures pour ce type d'applications [17,20], l'utilisation d'un critère de fatigue multiaxiale, tel que celui développé par Dang Van, pour le dimensionnement d'assemblages soudés paraît tout à fait appropriée. La prise en compte de la nature du chargement permet en effet d'améliorer considérablement

Fig. 11. Droites d'iso-durée de vie dans le plan (τ_a, p_h) pour $\Delta u_{\text{nom}} = 2,6$ mm; (a) et comparaison des durées de vie expérimentales et numériques pour différentes amplitudes de chargement (b).

les prévisions en termes de durée de vie. Enfin, l'utilisation de ce type de critère s'effectue sans véritablement alourdir les calculs, ce qui tendrait à favoriser son intégration au niveau de recommandations en conception.

4 Conclusions

Ce travail a porté sur l'étude du comportement en fatigue de jonctions tubulaires soudées soumises à un chargement de type flexion déviée (COM). En s'appuyant sur des essais menés sur des jonctions T , une comparaison avec les prévisions issues de recommandations pour la conception en fatigue de composants soudés a été menée.

L'application d'une démarche de dimensionnement telle que celle proposée par l'IIS [1] ou encore le DNV [2] repose classiquement sur le calcul de la contrainte structurale. Pour accéder à la distribution de cette contrainte de dimensionnement, un modèle numérique basé sur des éléments coques a été réalisé. Après une validation du modèle, celui-ci a permis d'accéder aux caractéristiques locales du chargement de fatigue (amplitude de contrainte structurale, rapport de charge). Puis, en s'appuyant sur l'utilisation de courbes de résistance à la fatigue, des durées de vie numériques ont été calculées pour différentes amplitudes de chargement.

Une comparaison des durées de vie expérimentales avec celles issues du modèle numérique a montré que l'application de ce type de recommandations ne s'avérerait pas systématiquement sécuritaire.

Une des raisons demeure très certainement l'absence de prise en compte du caractère multiaxial des contraintes en pied de cordon de soudure. Aussi, une démarche pragmatique basée sur l'utilisation du critère de fatigue de Dang Van a été mise en œuvre. La démarche proposée, qui repose sur le calcul de deux contraintes structurales établies à partir d'un calcul de structure, semble constituer une alternative intéressante et peut être aisément mise en œuvre dans le cadre du dimensionnement à la fatigue de jonctions tubulaires soudées. En effet, les comparaisons essais/calculs, relatives à leurs durées de vie, se sont révélées tout à fait pertinentes.

Références

- [1] A. Hobbacher, Recommendations for fatigue design of welded joints and components, International Institute of Welding, IIW-1823-07 (ex XIII-2151-07/XV-1254-07), 2008
- [2] Det Norske Veritas, Fatigue Design of Offshore Steel Structures, DNV-RP-C203, 2010
- [3] American Bureau of Shipping, Guide for the fatigue assessment of offshore structure, ABS, 2003
- [4] ASME, Code de construction des appareils à pression, Section VIII (div. 1 et div. 2) : matériaux, 2001
- [5] Eurocode 9: Design of aluminum structures, Part 2: Structures susceptible to fatigue, ENV 1999-2, Brussels, CEN, 2000
- [6] E. Chang, W.D. Dover, Parametric equations to predict stress distribution along the intersection of tubular X and DT joints, *Int. J. Fatigue* 21 (1999) 619–635
- [7] E. Chang, W.D. Dover, Stress concentration factor parametric equations for tubular X and DT joints, *Int. J. Fatigue* 18 (1996) 363–387
- [8] S.A. Karamanos, A. Romeijn, J. Wardenier, SCF equations in multi-planar welded tubular DT-joints including bending effects, *Marine Structures* 15 (2002) 157–173
- [9] S.P. Chiew, C.K. Soh, N.W. Wu, General SCF design equations for steel multi-planar tubular XX-joints, *Int. J. Fatigue* 22 (2000) 283–293
- [10] M.F. Ghanameh, Étude numérique et expérimentale des jonctions tubulaires soudées de plates-formes offshore soumises à des sollicitations complexes, Thèse de doctorat, Université Paul Verlaine, Metz, 2007
- [11] A. Hobbacher, The new IIW recommendations for fatigue assessment of welded joints and components – A comprehensive code recently updated, *Int. J. Fatigue* 31 (2009) 50–58
- [12] ARSEM, Welded tubular joints, Paris Technip, 1987
- [13] M. Efthymiou, Development of SCF formulae and generalized functions for use in fatigue analysis, OTJ'88, Surrey, UK, 1988
- [14] M.F. Ghanameh, D. Thévenet, A. Zeghloul, Stress concentration in offshore welded tubular joints subjected to combined loading, *J. Mater. Sci. Technol.* 20 (2004) 35–37
- [15] M.F. Ghanameh, D. Thévenet, A. Zeghloul, Evaluation of stress concentration for planar tubular joints, *Trans. Nonferrous Metals Soc. China* 16 (2006) 1–10
- [16] J.J. Janosch, S. Debiez, M. Clergé, K. Dang Van, Integration of weld residual stresses into the local mechanical approach for optimizing the fatigue strength of fillet welded assemblies, *Compte rendu de la conférence internationale sur la fatigue des structures et composants soudés*, Senlis, Les Éditions de Physique, 1996, pp. 103–112
- [17] J.L. Fayard, K. Dang Van, A. Bignonnet, Fatigue design criterion for welded structures, *Fatigue and Fract. Eng. Mater. Struct.* 19 (1996) 723–729
- [18] K. Dang Van, Sur la résistance à la fatigue des métaux, *Sciences et techniques de l'Armement*, No. 47, 3^e fascicule, 1973, pp. 641–722
- [19] K. Dang Van, B. Griveau, O. Message, On a new multiaxial fatigue criterion: theory and application, *Biaxial and multiaxial fatigue*, EGF 3, London, Mechanical Engineering Publications, 1989, pp. 479–496
- [20] F. Contia, L. Verney, A. Bignonnet, Fatigue assessment of tubular welded connections with the structural stress approach, *Fatigue Design*, Senlis, 2009