

**Conception en fatigue d'une liaison soudée tube-sur-plaque
sous chargement sismique.**
**Fatigue design of a tube-on-plate welded joint
under seismic loading.**

*G. Piron *, A. Carcan **, J.Y. Jullin *, H.P. Lieurade ***

** REEL SAS Chemin de la chaux –BP 39 - 69450 SAINT-CYR au MONT D'OR.*

*** CETIM - 52 Avenue Félix Louat - BP 80067- 60304 SENLIS CEDEX*

RESUME : La compétitivité des entreprises est un sujet fortement multi-paramétré dont un paramètre essentiel concerne l'optimisation des produits mis sur le marché. Cette dimension qui se définit en termes de risque acceptable est critique, car maîtriser en conception la durée de vie d'un élément sans le sur-dimensionner, demande une connaissance avancée des méthodes de calcul.

A partir de l'étude d'un cas concret inspiré d'un cas réel, l'article présente comment des résultats de calcul par éléments finis, traités dans une approche d'analyse probabiliste par la méthode élasto-plastique de Neuber ou par la méthode de la contrainte géométrique, permettent d'approcher rationnellement le juste nécessaire recherché.

Rédigé pour les praticiens du Bureau d'études, il illustre les efforts d'une profession, celle du levage-manutention et de son centre technique, le Cetim, pour progresser dans la connaissance des moyens permettant d'allier réduction des coûts et maîtrise des risques.

ABSTRACT : The competitiveness of the companies is a subject with multiple parameters, whose essential parameter relates to the optimization of the products put on the market. This dimension, which is defined in terms of acceptable risk, is critical. Indeed, in design to control the lifespan of an element without over sizing it, requests a thorough knowledge of the calculation methods.

From the study of a concrete case drawn from a real case, the paper presents how computation results by finite elements, treated in a probabilistic approach of the method of Neuber or of the structural stress method, make it possible to approach the optimization sought.

Written for the design office, this paper shows the efforts of the profession of hoisting appliances and its technical center, Cetim, to progress in the knowledge of the means making it possible to combine cost reduction and risk control.

1 - Sur les difficultés d'optimisation des pièces fortement chargées, sur un petit nombre de cycles.

1- About the optimization difficulties of strongly loaded components, during a low number of loading cycles.

Un facteur important de la compétitivité d'une entreprise concerne sa capacité à optimiser les produits qu'elle propose au marché.

En mécanique, il s'agit d'ajuster la durée de vie d'un élément de mécanisme ou de structure en matériau élasto-plastique, au juste nécessaire d'un profil de mission, décrit par un fonctionnement prévu et par un risque accepté en cas de défaillance.

Optimiser une pièce nécessite une démarche et des outils de prévision de sa résistance précis et sûrs. L'utilisation généralisée du calcul par éléments finis constitue une étape décisive, puisqu'il fournit la connaissance précise des contraintes en tous points du composant calculé.

Lorsque l'on traite de sollicitations d'intensité suffisante pour entraîner des incursions en nombre limité dans le domaine plastique, se pose le problème du critère d'acceptation de la contrainte calculée par éléments finis.

La résistance de la pièce en ce point devient déterminée par son endurance vis à vis des déformations plastiques et non par référence à son comportement élastique linéaire.

En effet dans un matériau élasto-plastique, l'existence d'un état de contrainte local dépassant la limite élastique ne remet pas en cause le dimensionnement d'une pièce, s'il ne concerne qu'une zone plastifiée confinée, entourée par une zone élastique. L'écoulement plastique local existant, crée une redistribution des contraintes élastiques dans la zone concernée, sans nuire à la tenue de l'ensemble.

Le calcul par éléments finis, en rendant compte de l'effet des concentrateurs de contrainte dans les pièces calculées, fait que cette situation est en pratique, constamment rencontrée. Elle constitue une difficulté au regard des codes et standards de nombreuses professions, qui restent adossés au calcul classique en contrainte nominale de la théorie des matériaux et à la limite élastique du matériau en tant que critère de référence.

L'application du critère de non dépassement de la limite élastique à des valeurs de contraintes calculées par éléments finis dans un contexte de matériau élasto-plastique, comme le sont les aciers de construction, n'est donc pas appropriée.

Competitiveness of a company is determined by its capacity to optimize the products which are offered to the market.

In mechanics, the concern is to adjust the life time of an elasto-plastic mechanism or structure component, to the bare essential of the envisaged mission and accepted failure risk.

The optimization of a component requires a method and reliable and precise tools to define the forecasted resistance. The use of a finite elements method constitutes a decisive stage, because it provides precise knowledge of stress in all the points of the calculated part.

When we deal with sufficient loadings to generate incursion into the plastic range, with a low number of cycles, then the difficulty of the choice of a calculated FEM stress, arises.

Indeed, the resistance of the part in this respect becomes related to the plastics deformations, and not in reference to the yield stress.

In an elasto-plastic material a local stress exceeding the yield stress, does not impact the dimensioning of the part, if it is only related to a localised area surrounded by an elastic zone.

The existing local plastic flow creates a new distribution of the elastic stresses in the affected zone, without consequence on the global resistance of the component.

Calculation by finite elements, because it takes into account the stress concentration in the calculated part, means that this situation is constantly present. It constitutes a difficulty when taking into consideration codes and standards of many professions, which remain dependent on traditional calculations in nominal stress of strength of material and with the yield stress as a reference criterion.

To prohibit going beyond yield stress to stress calculated by finite elements is thus not suitable, if it concerns an elasto-plastic material such as structural steel.

Nous proposons dans cet article, destiné aux praticiens des bureaux d'études, de sortir de cette impasse par l'application de deux démarches différentes : 1) L'approche locale élastoplastique de Neuber , en ce qu'elle permet de préciser le moment de l'amorçage d'une fissure sous sollicitations de fatigue plastique oligo-cyclique. 2) La méthode de la contrainte géométrique, en ce qu'elle est particulièrement bien adaptée à l'exploitation de résultats de calculs par éléments finis et en ce qu'elle est qualifiée expérimentalement à partir de 1000 cycles. Ces deux démarches sont successivement mises en œuvre dans le cadre d'un dimensionnement probabiliste permettant d'optimiser les décisions de conception, en fonction d'une quantification du risque et de l'évaluation des incertitudes sur les sollicitations appliquées et sur la résistance de la pièce. Partant d'un cas théorique inspiré d'un cas réel, l'article décrit un piquage tubulaire soudé sur une platine, constituant le pied de portique d'un engin de levage. Cet engin est soumis à un séisme provoquant sur quelques dizaines de cycles des sollicitations de fortes intensités, générant des plastifications locales de la liaison.	In this article, intended for the design office, we propose to avoid this dead end by using two different methods: 1) Elastoplastic local approach of Neuber, where it makes it possible to specify the moment of the start of an oligocyclic plastic crack. 2) The structural stress method, where it is particularly well adapted to the exploitation of computation results by finite elements and where it is qualified in experiments starting from a thousand cycles. These two steps are successively implemented within the framework of a probabilistic dimensioning allowing the design decisions to be optimized, according to a quantification of the risk and evaluation of uncertainties on the requests applied and the resistance of the part. On the basis of a theoretical case drawn from a real case, the article describes a tube-on-plate welded joint. This connection constitutes the base of a gantry of a lifting appliance. This machine is subjected to a seismic action causing, during roughly ten cycles, strong intensity loadings, with local plasticizations of the connection.
--	---

2 – Cas typique d'un chargement sismique de forte intensité sur 14 secondes.

2- Typical case of high seismic loading, during 14 seconds.

La morphologie de l'engin de levage est présentée figure 1-a à 1-c. L'ossature principale est constituée par un portique fabriqué en tubes de section rectangulaire. Chaque pied du portique est soudé encastré sur une platine épaisse. Dans le cadre d'une opération de réévaluation sismique, l'engin est vérifié à partir d'analyses dynamiques transitoires non-linéaires. Les contacts frottants entre galets et rails sont modélisés. L'excitation est introduite sous forme d'accélérogrammes appliqués à la voie de roulement. La figure 2 décrit le modèle. La figure 3 décrit un des accélérogrammes XYZ utilisés. Cette approche est préférée à un calcul modal-spectral classique en ce qu'elle permet de diminuer fortement les sollicitations appliquées à l'engin et à la voie de roulement est ainsi de se rapprocher de la réalité.	The morphology of the hoisting appliance is presented in figures 1-a and 1-b. The main frame of the machine is manufactured from rectangular hollow sections. Each leg of the gantry is welded at its base onto a thick plate. Within the framework of the new seismic evaluation of an existing machine, the machine is checked using non-linear transitory dynamic analyses. Friction between wheels and rails is modelled. The loading is introduced as a distribution of accelerations applied to the tracks. Figure 2 describes the model. Figure 3 describes one of the XYZ acceleration distributions used. This approach is preferred with a spectral modal calculation, where it makes it possible to strongly decrease the applied loadings to the machine and to the track and therefore to approximate to the reality.
---	---

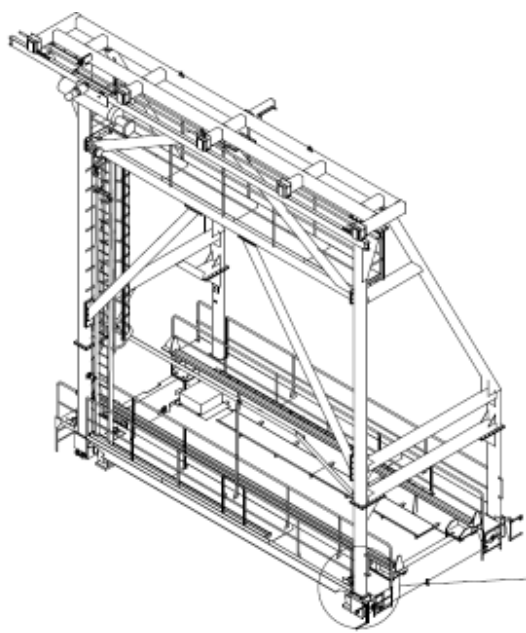


Figure 1-a

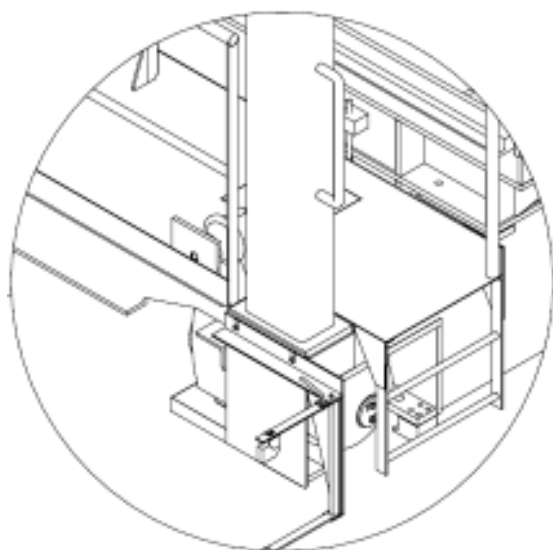


Figure 1-b

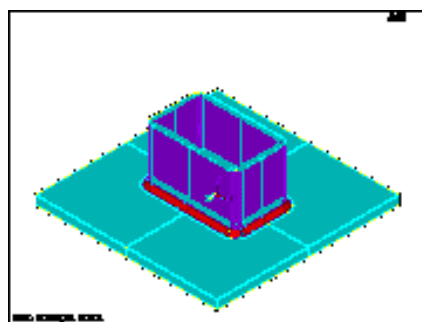


Figure 1-c

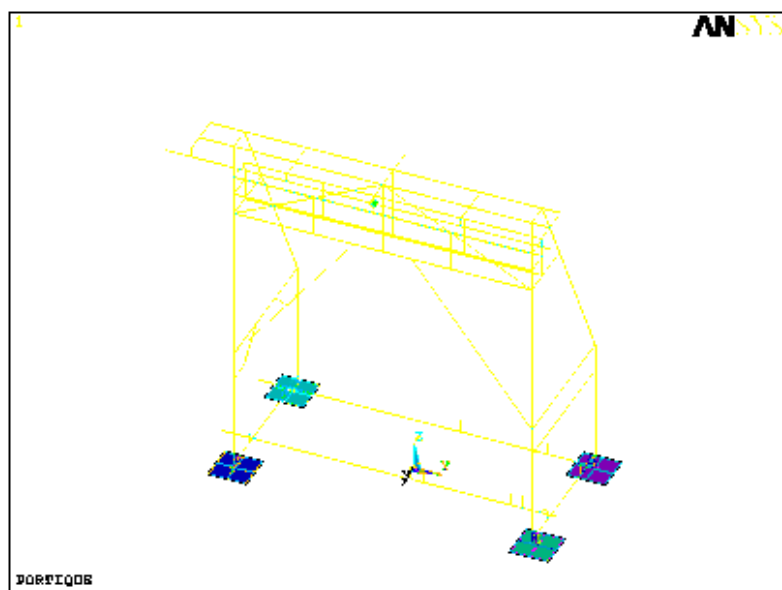


Figure 2

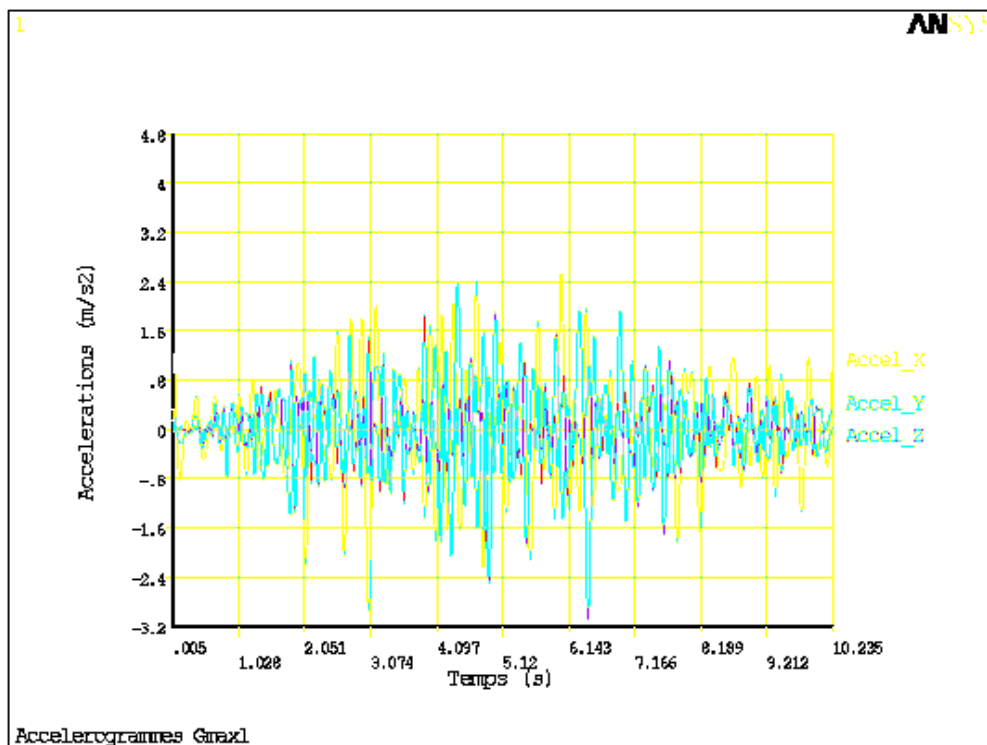


Figure 3

Les analyses sont effectuées à partir de neuf accélérogrammes $G_{\max 1,2,3}$; $G_{\text{moy} 1,2,3}$; $G_{\min 1,2,3}$ caractérisant trois types de sol différents, de module de cisaillement $G_{\max}$, G_{moy} , $G_{\min}$. Ils sont fournis en données d'entrée sous la forme de fichiers Excel.

Chaque accélérogramme est exprimé sur chacune des trois directions XYZ par 2048 points distants d'un intervalle de temps de 0.007 seconde, ce qui représente une durée totale de 14,33 secondes.

Pour déterminer les sollicitations appliquées à la liaison étudiée, l'engin repose par quatre patins glisseurs sur la voie de roulement excitée par le séisme.

Les coefficients de frottement et de roulement retenus valent respectivement 0.2 pour les galets freinés et 0.007 pour les galets fous.

L'ossature de l'appareil est représentée dans le modèle général à partir d'éléments finis de type poutre.

La réponse du système soumis aux familles d'accélérogrammes est obtenue par intégration numérique directe de l'équation du mouvement par le logiciel ANSYS V10.

Un taux d'amortissement critique de la structure de 5% est introduit dans le calcul.

The analyses are carried out starting from nine acceleration distributions $G_{\max 1,2,3}$; $G_{\text{moy} 1,2,3}$; $G_{\min 1,2,3}$. These distributions characterize three different types of ground, with shear moduli $G_{\max}$, G_{moy} , $G_{\min}$. They are provided as input data in the form of Excel files.

Each acceleration distribution is expressed on each of three directions XYZ by 2048 points. The points being distant 0.007 second, the total duration of the signal is 14.33 seconds.

To determine the loading applied to the studied connection, the machine is based on four shoes slide blocks on the track pulled by the seism.

The selected friction coefficients are respectively 0.2 for the driven wheels and 0.007 for the free wheels.

The main frame of the machine is represented in the general model starting from finite elements of beam type.

The response of the system submitted to the families of acceleration distributions, is obtained by direct numerical integration of the equation of the movement by the ANSYS V10 software.

A 5% critical damping rate is introduced, into the calculation for the frame.

The duration of integration is limited to 14 seconds

La durée d'intégration est limitée aux 14 secondes significatives des accélérographes. Pour chacun des trois sols, une permutation circulaire des trois accélérographes sur les directions XYZ est réalisée. Pour une grandeur donnée, les résultats obtenus à partir de cette permutation, sont moyennés. Le maximum des moyennes ainsi obtenues pour chaque sol, est retenu comme résultat final. Une image temporelle de la distribution des amplitudes du torseur appliqué au point critique étudié de la structure, est éditée, figure 4 ; elle correspond à la simulation de 14 secondes. Elle permet de caractériser la sollicitation de la liaison à partir : - de la valeur maximum du torseur appliqué, - du nombre des cycles appliqués, soit une centaine de cycles dans le cas le plus défavorable. - du fait que la sollicitation n'est pas toujours maximum. On retiendra dans la suite l'hypothèse simple et défavorable que la sollicitation est maximum pendant 50% des cycles et moitié pendant les autres cycles. La phase du mouvement étant perdue dans la recherche du maximum des moyennes on considère que la sollicitation réelle est alternée et que son étendue vaut donc deux fois l'amplitude. La valeur du torseur maximum au point critique de la liaison tube-plaque est la suivante : [$F_x = 15434 \text{ N}$ $F_y = 17699 \text{ N}$ $F_z = 29889 \text{ N}$ $M_x = 32945400 \text{ mmN}$ $M_y = 21958800 \text{ mmN}$ $M_z = 2502600 \text{ mmN}$] L'analyse détaillée de la liaison est établie à partir d'un modèle local, décrit en éléments solides, présenté figures 6-a à 6-d.	significant loading. For each of the three grounds, a circular shift of the three acceleration distributions on directions XYZ is carried out. For a characteristic value, results of the circular shift are combined on average. The maximum of the averages thus obtained for each ground, is taken as the final result. A temporal image of the distribution of the amplitudes of the load set applied to the studied critical point, is published in figure 4; this corresponds to the 14 seconds simulation. This makes it possible to characterize the loading of the connection, starting from: - the maximum value of the applied load set - number of applied cycles, that is to say one hundred cycles in the most unfavourable case. - due to the fact that the loading is not always maximum. In the series the simple and unfavourable assumption that the loading is maximum during 50% of the cycles and half during the other cycles will be retained. The phase of the movement being lost in the research of the maximum of the averages, we consider that the real loading is alternate and that its stress range corresponds thus to twice its amplitude. The value of the maximum load set, at the critical point of the tube-on-plate welding joint is as follow: [$F_x = 15434 \text{ N}$ $F_y = 17699 \text{ N}$ $F_z = 29889 \text{ N}$ $M_x = 32945400 \text{ mmN}$ $M_y = 21958800 \text{ mmN}$ $M_z = 2502600 \text{ mmN}$] The detailed analysis of the connection is established from a local model, which is presented figures 6-a to 6-d.
---	--

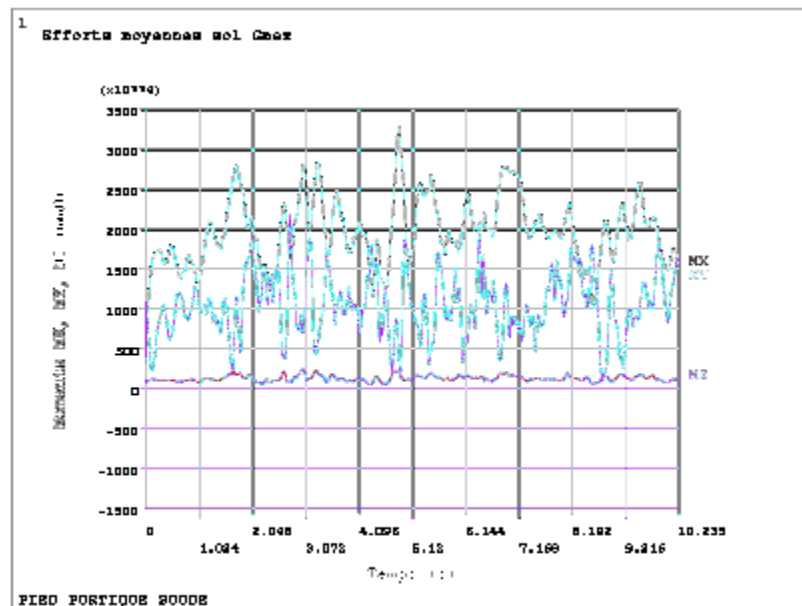


Figure 4

3 – Conception de la liaison

3- Design of the connection

3.1. Modes de ruine de la liaison

3.1. Failure modes of the connection

Les deux modes de ruine typiques d'un joint soudé sont la fissuration à la racine et la fissuration en pied de cordon.

D'une façon générale et particulièrement lorsqu'il s'agit de sollicitations dynamiques, le dessin des assemblages doit proscrire les dispositions susceptibles de fissurer à la racine vu les impossibilités d'inspection et de réparation qu'elles induisent et le faible niveau d'endurance qui en découle.

Le passage du mode de fissuration à la racine au mode de fissuration en pied de cordon s'effectue avec l'accroissement de pénétration [1] - Figure 5-a.

Le détail du joint soudé est donc conçu pour que la pénétration de soudage soit au moins de 80% de l'épaisseur du tube - figure 5-b.

Pour ce mode de ruine la forme du pied de cordon influence la durée de vie de la liaison. Plus précisément un rayon visible à l'œil c'est-à-dire dont le rayon d'arrondi est supérieur à 1.2 mm, détermine une qualité améliorée. Les autres conditions de réalisation correspondent à la qualité B « exigence élevée » de l'ISO 5817.

The two typical failure modes of a welded joint are weld root crack and weld toe crack.

Generally and particularly when they are dynamic stresses, the drawing of the assemblies must proscribe the provisions likely to create weld root cracks, considering the inspection and repair impossibilities which they induce and the low level of fatigue resistance which results from this.

The transition from the weld root crack mode to the weld toe crack mode is carried out with the increase in penetration. [1] – figure 5-a.

The detail of the welded joint is thus designed so that the welding penetration is at least 80% of the thickness of the tube.

For this failure mode, the shape of the toe influences the fatigue life of the connection. More precisely, a radius visible to the eye that is to say a radius value greater than 1.2 mm, determines an improved quality. The others realization conditions correspond to quality B “ high requirement” of the ISO 5817 standard.

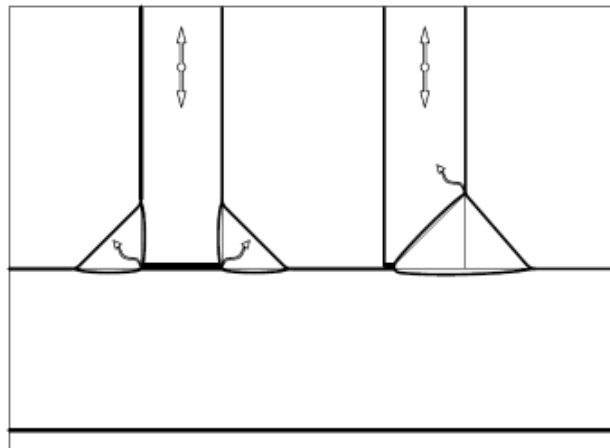


Figure 5-a

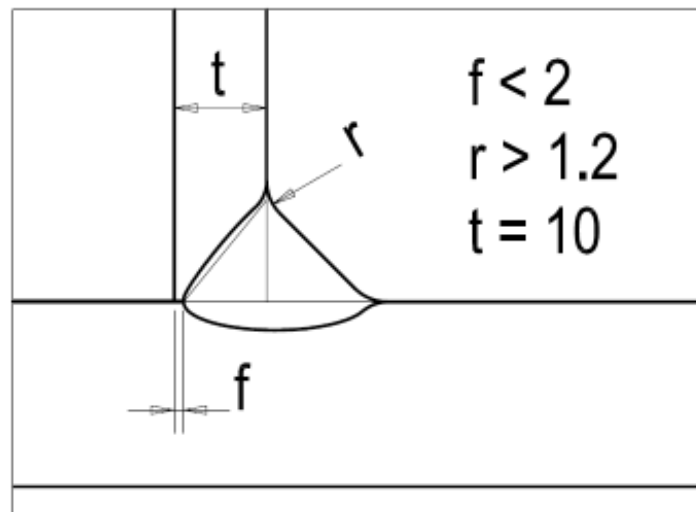


Figure 5-b

3.2. Détail de la modélisation.

4 – Detailed modeling of the connection

La platine support de dimensions 500x500x25 est modélisée en éléments solides. Le contour est prolongé par une jupe en éléments plaques sur une hauteur de 20 mm correspondant à la position du torseur d'efforts situé au centre et relié à la jupe par des éléments poutres rigides.

Le poteau est constitué d'un tube rectangulaire 250x150x10 soudé sur la platine d'épaisseur 25 mm. La base du tube est modélisée en éléments solides sur une hauteur de 150 mm, le reste est modélisé en éléments plaques. Le rayon intérieur des congés du

The thick plate dimensions 500x500x25 is modelled with solid elements. The contour is prolonged by a 20mm high zone of plate elements corresponding to the load set located at the center and connected to the plates by rigid beams elements.

The leg consists of a rectangular tube welded onto the 25mm thick plates.

The base of the tube is modelled in solid elements at a height of 150mm, the remainder is modelled in plates elements. The internal value of the radius of the

tube est de 10 mm.

Les trois degrés de liberté en translation des nœuds de l'extrémité supérieure du tube sont bloqués.

Le cordon de soudure d'apothème 8 mm est modélisé en éléments solides avec un rayon de pied de cordon de 1.2 mm.

Un volume indépendant est défini pour le rayon, celui-ci venant interpénétrer le rayon du tube sur 1 mm.

Deux éléments solides quadratiques sont définis dans le rayon, huit sur les trois côtés de la section du cordon.

Les figures 6-a à 6-d illustrent le modèle détaillé.

rectangular hollow section is 10mm.

The three degrees of freedom in translation of the nodes of the higher end of the tube are blocked.

The value of the apothem weld is 8 mm. It is modeled in solid elements with a toe radius of 1.2 mm.

An independant volume is defined for the radius, This interpenetrates the tube on 1mm.

Two quadratic solid elements are defined in the radius, eight on the three sides of the section of the weld.

Figures 6-a to 6-d illustrate the detailed model.

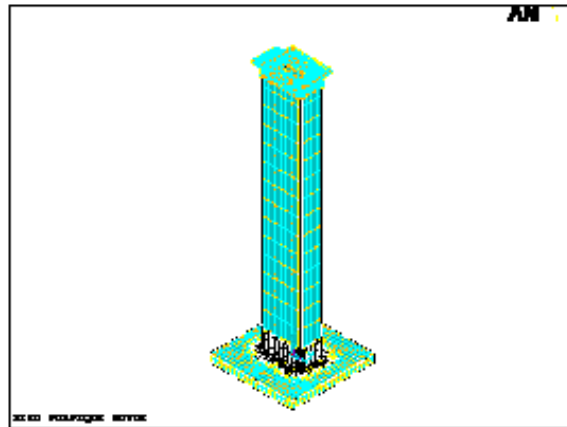


Figure 6 – a

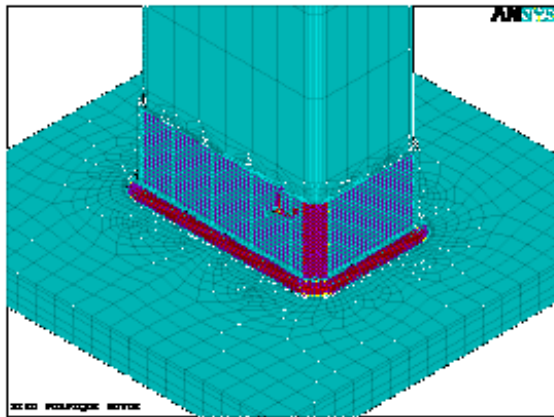


Figure 6-b

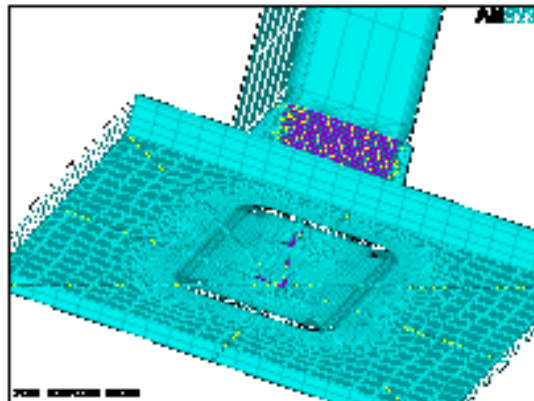


Figure 6-c

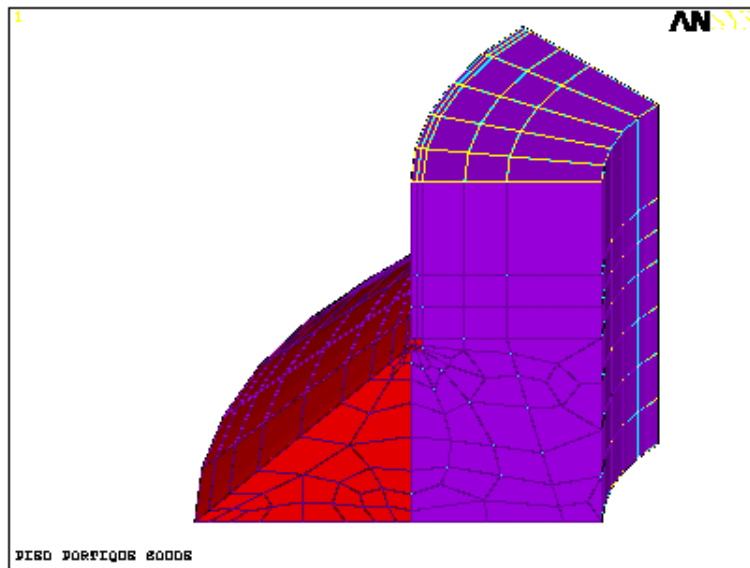


Figure 6- d

4 – Approche de Neuber.

4 – Approach of Neuber.

4.1. Principe de la méthode

4.1. Principle of the method.

La durée de vie en fatigue d'un joint soudé comprend deux parties : une phase d'amorçage, au cours de laquelle apparaissent une ou plusieurs fissures microscopiques et une phase de propagation, qui conduit à des fissures visibles, provoquant la ruine lorsqu'elles deviennent critiques.

L'approche locale élastoplastique de Neuber permet de déterminer la part de durée de vie correspondant à la phase d'amorçage.

Elle part du constat que l'amorçage d'une fissure de fatigue est liée, dans un matériau élastoplastique, à l'existence en ce point d'une contrainte supérieure à la limite élastique du matériau, générant une déformation plastique cyclique, qui provoque cet amorçage.

Tant que l'on peut considérer que l'état de contrainte en zone d'amorçage est uniaxial, ce qui est le plus souvent vrai pour les structures dont une des dimensions est faible devant les deux autres, la méthode de Neuber suppose que le produit de la déformation et de la contrainte locale est indépendant de l'écoulement plastique [2], ce qui se traduit par l'expression :

$$\sigma_a \epsilon_a = \sigma_e \epsilon_e = \sigma_e \sigma_e / E = \sigma_e^2 / E$$

Avec :

ϵ_a , amplitude de la déformation réelle élasto-plastique appliquée en zone d'amorçage valant

The fatigue life of a welded joint includes two parts : starting phase, during which one or more microscopic cracks appear and a propagation phase which leads to visible cracks, causing ruin when they become critical.

The elastoplastic approach of Neuber makes it possible to determine the part of fatigue life corresponding to the starting phase.

It is observed that the start of a fatigue crack is dependent, in an elastoplastic material, on the existence in this respect of a stress greater than the yield stress, generating a cyclic plastic deformation, which causes the start of a fatigue crack.

As long as one can consider that the state of stress in the starting area is uniaxial, which is generally true for structures of which one of the dimensions is weak compared to the two others, the Neuber method supposes that the product of the strain and the local stress are independent of the local plastic flow[2].

This results in the expression:

$$\sigma_a \epsilon_a = \sigma_e \epsilon_e = \sigma_e \sigma_e / E = \sigma_e^2 / E$$

with:

ϵ_a amplitude of the elastoplastic real strain applied in start area, with value ($\epsilon_{max} - \epsilon_{min} / 2$)

$$(\epsilon_{\max} - \epsilon_{\min})/2,$$

σ_a , amplitude de contrainte réelle au point soumis à la déformation ϵ_a

σ_e et ϵ_e , amplitudes de contrainte et de déformation locales en milieu infiniment élastique, régies par la loi de Hooke.

E, module de Young.

Le phénomène peut être simplement décrit à partir d'une construction graphique incluant les courbes d'écrouissage cyclique et de Manson-coffin du matériau et l'hyperbole de Neuber [2] [3] :

$$\epsilon_a = \sigma_e^2 / E \sigma_a.$$

La figure 7-a donne pour l'acier St 37 la courbe d'écrouissage cyclique.

La figure 7-b donne pour l'acier St 37 la courbe de Manson-Coffin à 50% de survie.

Ces courbes sont des données matériau. Elles sont obtenues à partir d'essais effectués à déformation plastique imposée et caractérisent le comportement du matériau en fatigue plastique [4].

La figure 8 illustre la construction géométrique donnant les valeurs des contraintes et déformations élastoplastiques en zone critique, par simple lecture à l'intersection de l'hyperbole de Neuber et de la courbe d'écrouissage cyclique du matériau.

σ_a amplitude of the real stress at the point subjected to the strain ϵ_a .

σ_a and ϵ_e amplitudes of local stress and strain defined, in elastic medium, governed by the law of Hooke.

E, Young modulus.

The phenomenon can be simply described using a graphic construction including the cyclic stress-strain curve and the Manson-Coffin curve of material, as well as the Neuber hyperbole.

$$\epsilon_a = \sigma_e^2 / E \sigma_a$$

Figure 7-a gives for steel St 37 the cyclic stress-strain curve.

Figure 7-b gives for steel St 37 the Manson-Coffin curve, which is expressed for 50% of survival.

These curves are data material. They are obtained from tests carried out with imposed plastic strain. They characterize the behavior of material in plastic fatigue [4].

Figure 8 illustrates geometrical construction giving the values of the elastoplastic stress and strain, in the critical zone. They are obtained by simple reading with the intersection of the hyperbole of Neuber and the cyclic stress-strain curve of material.

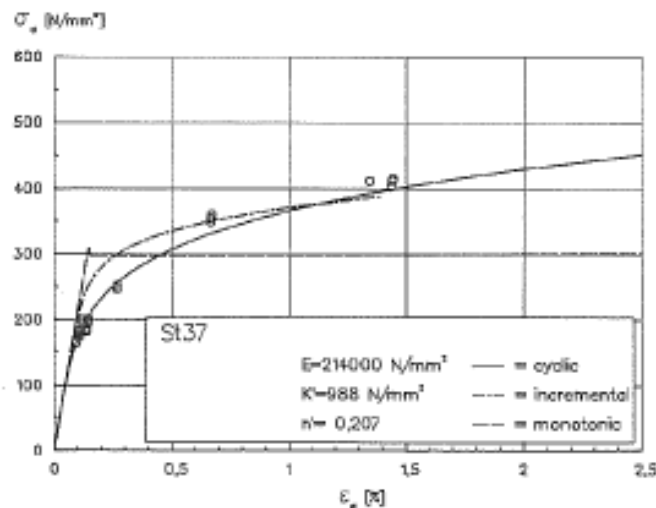


Figure 7-a Courbe d'écrouissage cyclique de l'acier St 37

Cyclic stress-strain curve of St 37 steel

$$\epsilon_a = \sigma_a / E + (\sigma_a / K')^{1/n'}$$

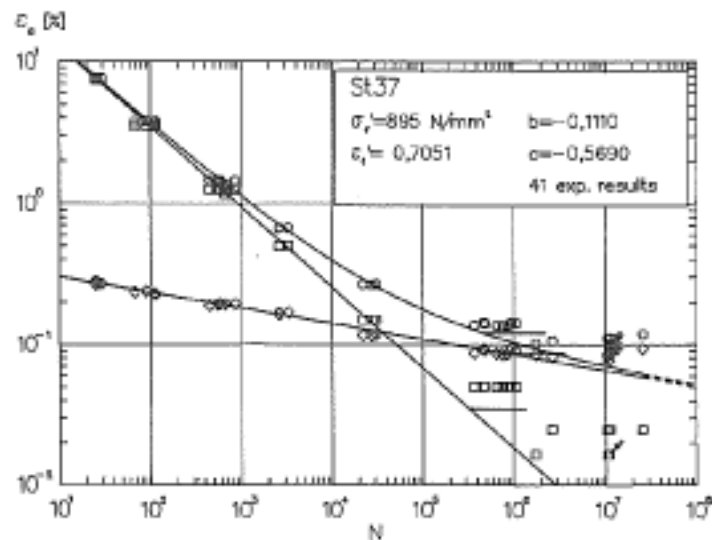


Figure 7-b Courbe de Manson-Coffin de l'acier St-37

Manson-Coffin curve of St 37 steel

$$\varepsilon_a = (\sigma'_f / E) (2N)^b + \varepsilon'_f (2N)^c$$

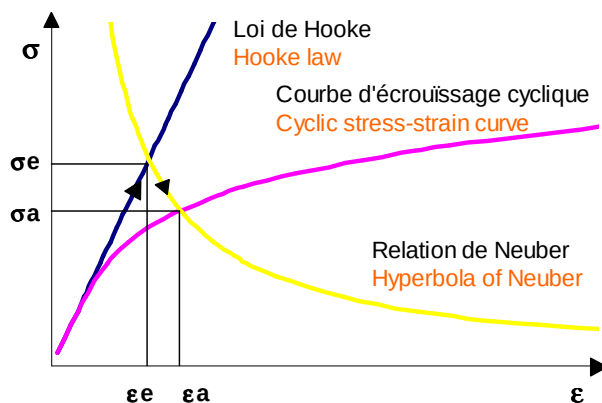


Figure 8 : solution graphique de σ_a et ε_a

Graphic solution for σ_a et ε_a

4.2 – Application numérique.

4.2 – Numerical application.

De façon pessimiste, on considère que le point critique vérifié subit cent cycles de sollicitation, dont 50% résultent de l'effet du torseur maximum et 50% du torseur moitié.

Les résultats des calculs effectués sur le torseur maximum sont rassemblés sur les figures suivantes :

Conservatively, it is considered that the critical point undergoes one hundred load cycles. 50% of this loading results from the maximum load set effect and the others 50% from the half load set.

The results of the calculations carried out on the maximum load set are gathered in the following

- figure 9-a : amplitude de contrainte élastique de traction, calculée au point critique égale à 1030 MPa
- figure 9-b : visualisation du confinement local de la zone plastifiée.
- figure 9-c : résolution graphique des contrainte et déformation élastoplastiques dans la zone d'amorçage : $\sigma_a = 400$ MPa et $\epsilon_a = 1.26\%$.

Les résultats des calculs effectués sur le torseur moitié sont précisés sur les figures suivantes :

- figure 9-d : amplitude de contrainte élastique de traction, calculée au point critique, égale à 490 MPa.
- en figure 9-e : résolution graphique des contrainte et déformation élastoplastiques dans la zone d'amorçage : $\sigma_a = 300$ Mpa et $\epsilon_a = 0.38\%$.

Par lecture directe de la courbe de Manson-Coffin : $\epsilon_a = 1.26\%$ correspond un nombre de cycles à l'amorçage de 780 et $\epsilon_a = 0.38\%$ correspond un nombre de cycles à l'amorçage de 11000.

L'endommagement cumulé de Miner pour les deux plages de sollicitation s'exprime par :

$$\alpha = \sum n_i / \sum N_i = (50/780) + (50/11000) = 0.0686$$

Il correspond à un nombre de cycles moyen équivalent de $100 \text{ cycles} / 0.0686 = 1456$ cycles et à un allongement moyen équivalent lu sur la courbe de Manson-Coffin de $\epsilon_a = 0.0093 = 0.93\%$

figures:

- figure 9-a: amplitude of traction stress, calculated at the critical point, equal to 1030 MPa.
- figure 9-b: visualization of the local containment of the plasticized zone
- figure 9-c: graphic resolution of the elastoplastic stress and strain in start area: $\sigma_a = 400$ MPa et $\epsilon_a = 1.26\%$.

The results of the calculations carried out on the load set half, are described in the following figures:

- figure 9-d: amplitude of traction stress, calculated at the critical point, equal to 490 MPa.
- Figure 9-e: graphic resolution of the elastoplastic stress and strain in start area: $\sigma_a = 300$ MPa et $\epsilon_a = 0.38\%$.

By direct reading of the Manson-Coffin curve: $\epsilon_a = 1.26\%$ corresponds to a number of start cycles at 780 and $\epsilon_a = 0.38\%$ corresponds to a number of start cycles at 11000.

The cumulated damage of Miner, for the two loading states is expressed by :

$$\alpha = \sum n_i / \sum N_i = (50/780) + (50/11000) = 0.0686$$

It corresponds to an equivalent cycle number range of $100 \text{ cycles} / 0.0686 = 1456$ cycles and to an equivalent strain range, read on the curve of Manson-Coffin, of $\epsilon_a = 0.93\%$

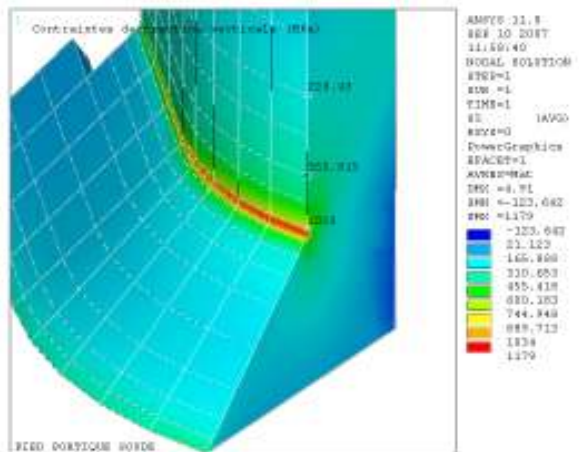


Figure 9-a

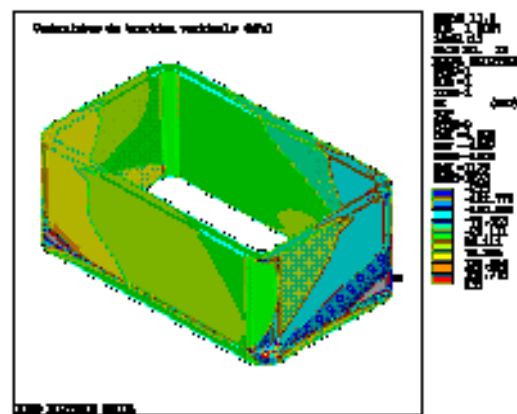


Figure 9-b

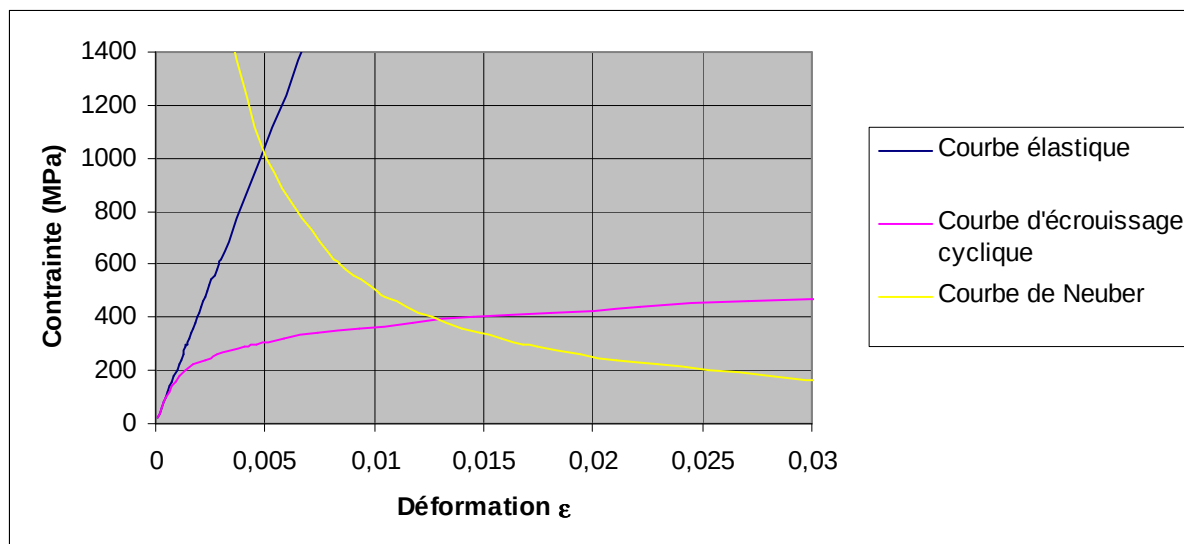


Figure 9-c

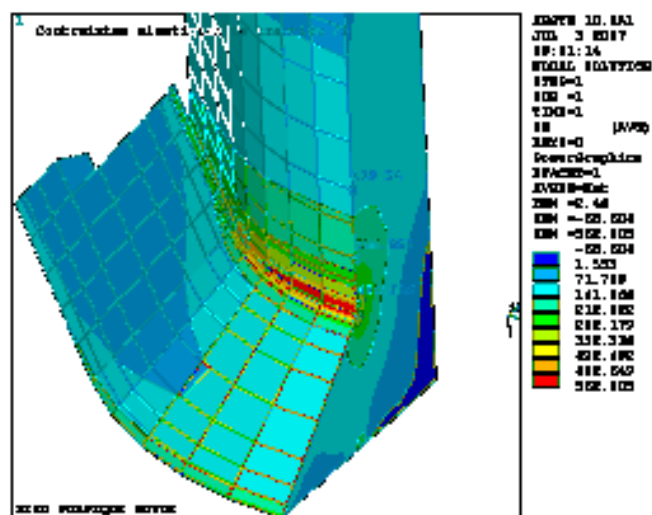


Figure 9-d

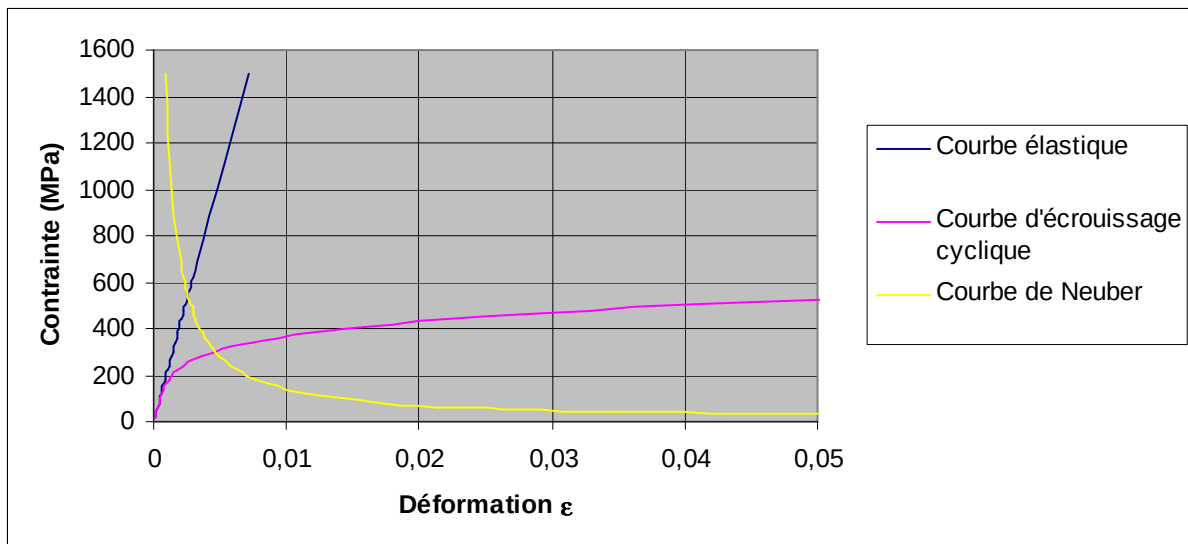


Figure 9-e

5 – Méthode de la contrainte géométrique.

5 – Structural stress method.

5.1- Principe de la méthode.

5.1- Principle of the method

En résistance des matériaux, les contraintes nominales sont définies « au loin », de façon trop approximatives pour permettre de prendre en compte les accidents de forme des pièces calculées.

Par opposition, la détermination des contraintes locales est toujours difficile. Elles sont obtenues par calcul par éléments finis, à partir d'un maillage fin de la géométrie de la pièce et du profil de raccordement du cordon sur la tôle de base, ce qui nécessite des ressources importantes et une maîtrise avancée des techniques de calcul.

La méthode de la contrainte géométrique constitue une voie médiane pratique, qui ne dépend que de la géométrie de l'assemblage et de son chargement.

Elle s'exprime en étendue de contrainte :

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}.$$

Elle permet d'associer la puissance du calcul par éléments finis sans la complexité de la recherche de la contrainte locale et une courbe SN unique couvrant tous les assemblages d'un même type, ici les soudures d'angle.

Cette courbe unique doit être établie en fonction de la qualité de la soudure en particulier de la géométrie locale du cordon.

Elle a été obtenue expérimentalement pour :

- un chargement parfaitement connu,
- un mode de ruine par le pied de cordon de soudure,
- une qualité de soudage fixée,
- un critère de ruine correspondant à une fissure

In strength of materials , the nominal stresses are defined “from a distance”, and are too approximate to take into account the accidents of form of the calculated parts.

By opposition, the determination of the local stresses is always difficult. They are obtained by finite element method, starting from a fine mesh of the geometry of the part and of the blending radius of the weld on basic sheet. This requires important resources and an advanced control of the calculation techniques.

The structural stress method constitutes a practical centre gate, which depends on the geometry of the assembly and its loading.

It is expressed by the stress range:

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$$

This makes it possible to associate the power of calculation by finite element, without the complexity of the research of the local stress and a single SN curve covering all the assemblies of the same type, here the fillet welds.

This single curve must be established according to the quality of the welding, in particular of the local geometry of the weld toe.

It was obtained in experiments for:

- a perfectly known loading,
- a failure mode by the toe of the weld
- a fixed weld quality
- a failure criterion corresponding to a crack of 75% thickness of the sheet.

de 75% de l'épaisseur de tôle,

Pour les soudures d'angle, un travail original [5] réalisé par le Cetim dans le cadre de sa commission Manutention Levage Stockage a permis de caractériser la qualité réalisée par la profession des constructeurs Français d'engins de levage. Les éprouvettes d'essais ont été réalisées dans les ateliers de plusieurs constructeurs différents, qui ont utilisé leurs modes opératoires de soudage ordinaires, correspondant à la classe B ISO 5817 et ont cherché à obtenir un rayon de raccordement de bonne qualité c'est-à-dire visible à l'œil.

La courbe SN en contrainte géométrique obtenue pour ces assemblages bruts de soudage, est donnée tableau 10-b.

Pour ce qui concerne la partie calculs par éléments finis, la valeur de la contrainte géométrique en pied de cordon de soudure s'obtient en effectuant une extrapolation, à partir de deux points caractéristiques respectivement situés à 0.4 fois et une fois l'épaisseur de la plaque, depuis le pied de cordon (figure 10-a).

For the fillet welds, an original work [5] completed by CETIM within the framework of its Handling Hoisting Storage commission, made it possible to characterize the quality carried out by the profession of French manufacturers of hoisting appliances. The test pieces were produced in the workshops of several different manufacturers, who used their ordinary welding procedures, corresponding to the class B ISO 5817. Moreover, they sought to obtain a good quality blending radius, i.e. visible to the eye.

The SN curve, in structural stress method, obtained for these rough welded joints is given in table 10-b.

Concerning the subject of calculations by finite elements, the structural stress in weld toe is obtained by carrying out an extrapolation, starting from two characteristic points, respectively located at 0.4 times and once the thickness of the plate, starting from the weld toe (figure 10-a).

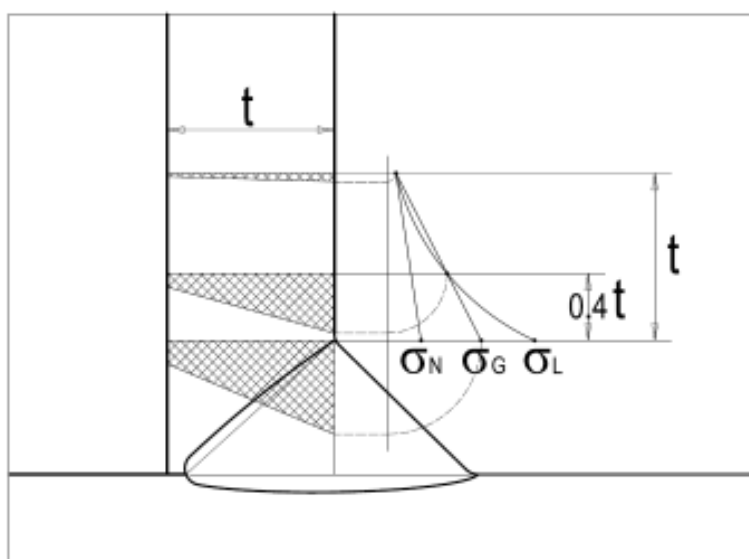


figure 10-a

Courbe SN en contrainte géométrique pour assemblages bruts de soudage

SN curve in structural stress for rough welded joints

$$\log N = \log C - m \log \Delta \sigma_G \quad \text{ou} \quad \log \Delta \sigma_G = (\log C - \log N) / m$$

Courbe à 50% de survie 50% survival curve				Courbe à 97.7% de survie 97.7% survival curve	
m = 3.6		m = 3		m = 3	
Log C	S _{logC}	Log C	S _{logC}	Log C	
13.997	0.143	12.608	0.150	12.308	

tableau 10-b

5.2 – Application de la méthode de la contrainte géométrique.

5.2 – Application of the structural stress method.

En se plaçant du côté de la sécurité, on considère que le point critique vérifié subit cent cycles de sollicitation, dont 50% résultent de l'effet du torseur maximum et 50% du torseur moitié. Les résultats des calculs effectués sur le torseur maximum sont présentés dans la figure 9-a. Les amplitudes de contrainte aux points caractéristiques situés à 0.4t et t valent respectivement 228.4 et 355.8 MPa. Les étendues de contrainte $\Delta\sigma$ valent donc 457 et 712 MPa. La contrainte géométrique extrapolée en pied de cordon de soudure vaut 882 MPa. Les résultats des calculs effectués sur le torseur moitié sont présentés dans la figure 9-b. Les valeurs d'amplitude aux points caractéristiques situés à 0.4t et t valent respectivement 119.3 et 188.8 MPa. Les étendues de contrainte $\Delta\sigma$ valent donc 239 et 378 MPa. La valeur de la contrainte géométrique extrapolée en pied de cordon de soudure vaut 471 MPa. La contrainte géométrique moyenne équivalente s'écrit : $\Delta\sigma_G = (882^{3.6} \cdot 0.5 + 471^{3.6} \cdot 0.5)^{1/3.6} = 748 \text{ MPa}$ Suivant le tableau 10-b et pour un taux de survie de 50% il vient : $\begin{aligned} \log N &= \log C - m \log \Delta\sigma_G \\ \log N &= 13.997 - 3.6 \log 748 = 3.65 \\ N &= 10^{3.65} = 4477 \text{ cycles} \end{aligned}$	Conservatively, it is considered that the checked critical point undergoes one hundred loading cycles, of which 50% result from the maximum load set effect and 50% from the load set half. The results of the calculations carried out on the maximum load set are presented in the figure 9-a. The amplitudes of characteristic stresses at the points located at 0.4t and t are worth respectively 228.4 and 355.8 MPa. Each stress range $\Delta\sigma$ is thus worth 457 and 712 MPa. The structural stress in weld toe, obtained by extrapolation, is worth 882 MPa. The results of the calculations carried out on the load set half are presented in the figure 9-b. The amplitudes of characteristic stresses at the points located at 0.4t and t are worth respectively 119.3 and 188.8 MPa. Each stress range $\Delta\sigma$ is thus worth 239 and 378 MPa. The structural stress in weld toe, obtained by extrapolation, is worth 471 MPa. The equivalent structural stress is written as follows: $\Delta\sigma_G = (882^{3.6} \cdot 0.5 + 471^{3.6} \cdot 0.5)^{1/3.6} = 748 \text{ MPa}$ According to table 10-b and for a survival rate of 50% the results are: $\begin{aligned} \log N &= \log C - m \log \Delta\sigma_G \\ \log N &= 13.997 - 3.6 \log 748 = 3.65 \\ N &= 10^{3.65} = 4477 \text{ cycles} \end{aligned}$
---	---

6– Dimensionnement probabiliste comme outil d'optimisation.

6- Probabilistic calculation as an optimization tool.

Le dimensionnement d'une fonction ou d'une pièce à partir d'un objectif de fiabilité permet d'ajuster des choix techniques à un juste nécessaire technico-économique. Il détermine une optimisation vis-à-vis du risque correspondant à un événement redouté. Il favorise une démarche de progrès en obligeant le concepteur à : - se prononcer clairement sur la nature et la limite du risque qu'il accepte de prendre, - évaluer l'incertitude des chargements appliqués à la pièce, - évaluer l'incertitude sur la valeur de résistance du couple « matériau-process » de fabrication.	The design of a function or a part starting from a reliability objective makes it possible to adjust technical choices to bare essential technico-economics. It determines an optimization with respect to the risk corresponding to a dreaded event. It promotes an improvement process by obliging the designer: - to come to a clear conclusion about the nature and the limit of the risk which he agrees to take, - to assess the uncertainty of the loadings applied to the component, - to assess the uncertainty of the resistance of the manufacture "material-process" couple.
--	--

Ces incertitudes sont prises en compte par l'indice de fiabilité β calculé, qui doit respecter une valeur choisie en fonction :

- des conséquences du risque,
- des possibilités d'inspection et de diagnostic,
- des possibilités de réparations.

$$\beta = \frac{\mu_{\log R} - \mu_{\log S}}{\sqrt{S_{\log R}^2 + S_{\log S}^2}}$$

$\beta = 4.3$ correspond, sur la durée de vie prévue, aux craintes d'une ruine complète et catastrophique d'un système avec des « conséquences élevées en termes de vie humaine ou de conséquences économiques, sociales ou d'environnement très importantes » [6][7].

Les cas d'états limites ultimes moins critiques peuvent être associés à des valeurs inférieures, par exemple $\beta = 3.3$ pour des « conséquences faibles en termes de vie humaine et conséquences économiques, sociales ou d'environnement faibles ou négligeables »[7].

Si l'on traite de risques relatifs à des états limites de service et à des pertes de disponibilité simple, l'indice β peut être diminué. Par exemple, il peut être fixé entre 2.3 et 3.7, suivant qu'il s'agit d'un élément facilement réparable ou remplaçable ou inversement générateur d'un préjudice d'exploitation important.

L'indice de fiabilité β donne accès à l'estimation du niveau de fiabilité prévisionnelle P_f du composant suivant la table 1.

Par exemple, $\beta=3.09$ détermine une probabilité d'amorçage de 10^{-3} (sur mille installations identiques qui subiraient la même sollicitation, une seule fissurerait).

These uncertainties are taken into account by the calculated reliability index β , which must respect a target value chosen according :

- to the consequences of the risk
- to the inspection and diagnostic possibilities,
- to the repair possibilities.

$$\beta = \frac{\mu_{\log R} - \mu_{\log S}}{\sqrt{S_{\log R}^2 + S_{\log S}^2}}$$

$\beta = 4.3$ corresponds, for the lifetime envisaged, to fears of a complete and catastrophic ruin of a system with “ substantial consequences in terms of human life or very important economic, social or environmental consequences” [6][7].

The less critical cases of ultimate limit states can be associated with lower values, for example $\beta = 3.3$ for “low consequences in terms of human life and low or negligible economic, social or environmental effects”[7].

If one treats risks relating to serviceability limit states and loss of simple availability, the β index can be decreased. For example, it can be fixed between 2.3 and 3.7 according to whether it is an easily reparable or replaceable element or on the contrary generates a significant exploitation prejudice.

The reliability index β gives access to the estimated reliability P_f of the component according to table 1.

For example, $\beta=3.09$ determines a probability of a crack start of 10^{-3} (out of a thousand identical installations which would undergo the same loading, only one would fissure).

Table 1- niveau de fiabilité prévisionnelle en fonction de l'indice de fiabilité

Table 1- probability of failure as a function of the reliability index.

β	1.28	2.32	3.09	3.72	4.27	4.75	5.2	5.61	6
P_f	10^{-1}	10^{-2}	10^{-3}	10^{-4}	10^{-5}	10^{-6}	10^{-7}	10^{-8}	10^{-9}

Pour la vérification, les variables aléatoires de charges et de résistance sont considérées statistiquement indépendantes et chacune représentée correctement par une loi de distribution de type log-normale [8] [9].

When checking, the random loading and resistance variables are considered to be statistically independent and each one is correctly represented by a log-normal distribution [8] [9].

7 – Application numérique.

7- Numerical application.

7.1 Approche de Neuber

7.1 Neuber approach.

$\mu_{\log R} = \log (\epsilon_R)$ est la valeur moyenne de la résistance au point vérifié. Pour 100 cycles appliqués, la résistance (ϵ_R) lue directement sur la courbe de Manson-Coffin à 50% de survie vaut $\epsilon_R = 0.037 = 3.7\%$. Il vient $\mu_{\log R} = \log (\epsilon_R) = \log (3.7)$.

$\mu_{\log S} = \log (\epsilon_S)$ est la valeur moyenne équivalente de la sollicitation au point vérifié telle qu'établie plus haut soit $\epsilon_S = 0.93 \%$. Il vient $\mu_{\log R} = \log (\epsilon_R) = \log (0.93)$.

$S_{\log S}$ est l'écart type sur la sollicitation appliquée, qu'il convient de discuter en fonction de la nature de la sollicitation.

S'il s'agit d'une charge dont on est absolument sûr, par exemple parce qu'elle fait l'objet d'un contrôle continu, $S_{\log S} = 0$.

Dans l'exemple traité, il s'agit d'une sollicitation qui bien que majorée en donnée d'entrée garde une part d'incertitude sur le coefficient de frottement réel des patins.

On restera prudent en estimant le coefficient de variation de la charge V_S à 25% ce qui, en adoptant une loi normale pour la définition de l'écart type sur la sollicitation donnera pour valeur d'écart-type [8]:

$$S_{\log S} = 0.43 [\log_e (V_S^2 + 1)]^{0.5} = 0.1$$

$S_{\log R}$ est l'écart type sur la résistance ϵ_R . Par référence à [8] on adoptera en valeur standard $S_{\log R} = 0.06$.

Tous calculs faits $\beta = 5.14$, ce qui correspond à une probabilité d'amorçage de l'ordre de $1 E-7$.

Dans le cas étudié une fissuration éventuelle serait forcément de longueur limitée vu le faible nombre de cycles. De plus elle ne concernerait que le pied de portique le plus sollicité. Les conséquences seraient donc réduites ou nulles, alors que les possibilités d'inspection et de réparation sont grandes. $\beta = 5.14$ est donc surdimensionné par rapport à l'objectif raisonnable qui aurait pu être retenu, par exemple $\beta = 2.3$ pour une probabilité de défaillance de $1 E-2$.

$\mu_{\log R} = \log (\epsilon_R)$ is the average value of resistance at the checked point. For 100 cycles applied, the resistance (ϵ_R) directly read on the Manson-Coffin curve with 50% survival is worth $\epsilon_R = 0.037 = 3.7\%$. The result is $\mu_{\log R} = \log (\epsilon_R) = \log (3.7)$.

$\mu_{\log S} = \log (\epsilon_S)$ is the equivalent average value of the loading at the checked point, as established above that is to say : $\epsilon_S = 0.93 \%$. The result is $\mu_{\log R} = \log (\epsilon_R) = \log (0.93)$.

$S_{\log S}$ is the standard deviation on the loading applied, which must be discussed according to the nature of the loading.

If it is a loading for which one is absolutely sure, for example because it is the subject of a continuous in service checking, $S_{\log S} = 0$.

In the example treated, it is a loading which, although overestimated in input data retains a share of uncertainty on the real friction coefficient of the shoes.

We will be cautious by estimating the loading variation coefficient V_S at 25%. When adopting a normal distribution of the standard loading distribution, the standard deviation value is [8]:

$$S_{\log S} = 0.43 [\log_e (V_S^2 + 1)]^{0.5} = 0.1$$

$S_{\log R}$ is the standard deviation on resistance ϵ_R . By reference to [8] we will adopt $S_{\log R} = 0.06$ as standard value.

When all calculations are carried out $\beta = 5.14$, which corresponds to a probability of a crack starting of about $1 E-7$.

In the case studied, a possible cracking would inevitably be a limited length considering the low number of cycles. Moreover it would only relate to the most loading gantry leg. The consequences would be thus reduced even null, whereas there are many inspection and repair possibilities. $\beta = 5.14$ is thus oversize compared to the reasonable objective which could have been retained, for example $\beta = 2.3$ for a failure probability of $1 E-2$.

7.2 - méthode de la contrainte géométrique.

7.2- structural stress method .

$\mu_{\log R} = \log (\sigma_R)$ est la valeur moyenne de la résistance au point vérifié.
La courbe SN en contrainte géométrique n'est

$\mu_{\log R} = \log (\sigma_R)$ is the average resistance value at the point checked.
For the structural stress method, the SN curve is

qualifiée expérimentalement que pour un minimum de 1000 cycles [10]. Cette valeur est donc adoptée comme valeur de résistance. Il vient pour une survie de 50% à 1000 cycles, $\mu_{\log R} = \log(\sigma_R) = (13.997 - \log 1000) / 3.6 = 3.05$. $\mu_{\log S} = \log(\sigma_S)$ est la valeur moyenne équivalente de la sollicitation au point vérifié telle qu'établie plus haut soit $\sigma_S = 748$ Mpa. Il vient $\mu_{\log R} = \log(\sigma_R) = 2.87$. $S_{\log S}$ est l'écart type sur la sollicitation appliquée σ_S, soit $S_{\log S} = 0.1$ en suivant les mêmes hypothèses que précédemment. $S_{\log R}$ est l'écart type sur la résistance σ_R, qui se lit à partir du tableau 10-b par $S_{\log R} = S_{\log C} / m$ soit $0.143 / 3.6 = 0.04$. Tous calculs faits $\beta = 1.67$, ce qui correspond à une probabilité de fissuration de l'ordre de $5 \text{ E-}2$ (sur cent pièces supportant la même sollicitation 5 vont fissurer). Il n'est pas étonnant qu'ayant considéré 1000 cycles et non 100 cycles pour la définition de la résistance, l'indice de fiabilité β obtenu soit réduit à 1.67, ce qui correspond toutefois à une survie de 95%.	qualified in experiments only for the minimum of 1000 cycles [10]. This value is thus adopted as the reference value. For a survival from 50% to 1000 cycles, the result is $\mu_{\log R} = \log(\sigma_R) = (13.997 - \log 1000) / 3.6 = 3.05$. $\mu_{\log S} = \log(\sigma_S)$ is the equivalent average value of the loading at the point checked. This value established above is $\sigma_S = 748$ Mpa. The result is : $\mu_{\log R} = \log(\sigma_R) = 2.87$. $S_{\log S}$ is the standard deviation on the loading applied, i.e. $S_{\log S} = 0.1$ while following the same assumptions as previously. $S_{\log R}$ is the standard deviation on resistance σ_R which is read using table 10-b by $S_{\log R} = S_{\log C} / m$ or $0.143 / 3.6 = 0.04$. When all calculations are carried out $\beta = 1.67$, which corresponds to a probability of a crack starting of about $5 \text{ E-}2$ (on one hundred parts supporting same loading, 5 will fissure). It is not surprising that having considered 1000 cycles and not 100 cycles for the resistance definition, the reliability index β obtained is reduced to 1.67, which corresponds however to a survival of 95%.
---	--

8 - Discussion des résultats

8 - Discussion of the results.

Si nous effectuons l'application numérique du § 7.1, relative à l'approche de Neuber, pour 1000 cycles au lieu de 100 cycles, $\mu_{\log R} = \log(\epsilon_R) = \log(1.1)$ et l'indice de fiabilité $\beta = 0.62$. Cette valeur doit être mise en relation avec la valeur $\beta = 1.67$ obtenue par la méthode de la contrainte géométrique. Les valeurs $\beta = 0.62$ et $\beta = 1.67$ correspondent respectivement à 73% et 95% de survie, écart qui n'est pas choquant vu le caractère radicalement différent des deux méthodes. La méthode de la contrainte géométrique est associée à un critère de rupture. Ses avantages principaux sont : - sa facilité d'utilisation à partir de l'étendue de contrainte $\Delta\sigma$ et en conséquence l'élimination du niveau de complexité liée à la contrainte moyenne. - la simplification du calcul par éléments finis par la définition fixe de positions caractéristiques des points de calcul, facilement intégrés aux modèles. - sa qualification expérimentale sur la pratique d'une profession.	If we carry out the numerical application of the § 7.1, relating to the Neuber approach, for 1000 cycles instead of 100 cycles, $\mu_{\log R} = \log(\epsilon_R) = \log(1.1)$ and the reliability index $\beta = 0.62$. This value must be compared with the value $\beta = 1.67$ obtained by the structural stress method. The values $\beta = 0.62$ and $\beta = 1.67$ respectively correspond to 73% and 95% survival, variation which is not shocking considering the radically different character of the two methods. The structural stress method is associated with a rupture criterion. Its principal advantages are: - its facility of use, starting from the stress range $\Delta\sigma$ and consequently the elimination of the level of complexity related to the average stress. - The simplification of calculation by FEM, the fixed definition of characteristic positions of the calculation points, easily integrated into the models. - Its experimental qualification based on the use of the profession Its principal weaknesses are:
---	--

Ses faiblesses principales sont : - son unique applicabilité aux joints soudés fissurant par le pied de cordon, - sa qualification expérimentale limitée à $N > 1000$ cycles la méthode de Neuber est associée à un critère d'amorçage. Ses avantages principaux sont : - son applicabilité aux éléments de mécanismes comme de charpentes, soudés ou non, - son utilisation possible lorsque le nombre de cycles de chargement est très faible, par exemple quelques dizaines de cycles ses difficultés relèvent de : - la nécessité de connaître la courbe d'érouissage cyclique et la courbe de Manson-Coffin du matériau, - l'introduction de la contrainte moyenne dans le calcul, lorsqu'elle existe. Ce point non trivial n'a pas été développé dans l'article. Il nécessite une correction de la courbe de Manson-Coffin, par exemple à partir de la correction de Morrow, avec nécessité de tracer la boucle contrainte-allongement caractéristique du chargement (voir la référence [2] ainsi que le site spécialisé www.fatiguecalculator.com)	- Its single applicability to welded joints with weld toe crack - Its experimental qualification limited to $N > 1000$ cycles. The Neuber approach is associated with a start criterion. Its principal advantages are: - Its applicability with the mechanism and frame elements, welded or not - Its possible use when the number of loading cycles is very low, for example during roughly ten cycles. Its difficulties concern: - the need to know the cyclic stress-strain curve and Manson-Coffin curve of the material, - the introduction of the average stress in the calculation when it exists. This non-obvious point was not developed in this paper. It requires a correction of the Manson-Coffin curve, for example from Morrow correction, and requires the stress-strain loop characteristic of the loading to be traced. (see reference [2] and specialised website: www.fatiguecalculator.com)
---	---

9 - Conclusion et remarques finales

9 - Conclusion and final remarks.

L'ingénieur simule par le calcul les comportements futurs des machines qu'il construit, à partir de modèles plus ou moins riches et pertinents, en fonction des moyens dont il dispose et de sa connaissance des phénomènes physiques. La méthode des éléments finis lui offre une connaissance précise des contraintes locales en chaque point de la pièce étudiée. Il est inapproprié de comparer ces contraintes locales à la limite élasticité du matériau : - dans la mesure où elles peuvent lui être nettement supérieures, tout en diminuant rapidement par un phénomène local d'adaptation ou d'accommodation et à mesure que l'on s'éloigne du concentrateur qui les a provoquées, - alors que cette concentration de contrainte n'a pas d'influence sur la résistance globale de la pièce lorsqu'elle est soumise à un chargement monotone. Lorsque le point vérifié est soumis à un chargement cyclique, deux méthodes différentes, présentées et appliquées dans l'article, permettent de prévoir la ruine par fatigue : - l'approche locale élastoplastique de Neuber, - la méthode de la contrainte géométrique.	The engineer simulates by calculation of the future behaviors of the machines which he builds, starting from more or less relevant models, according to the means he has and of his knowledge of the physical phenomena. The finite element method gives him a precise knowledge of the local stresses at each point of the component studied. It is inappropriate to compare these stresses with the yield stress of material, - insofar as they can be definitely higher, while decreasing quickly by elastic or plastic shakedown and when one moves away from the concentrator which caused them, - whereas this stress concentration does not have an influence on the total resistance of the part, when it is subjected to a static loading. When the point checked is subjected to a cyclic loading, two different methods, presented and applied in the paper, make it possible to envisage the fatigue failure: - the elastoplastic local Neuber approach, - the structural stress method.
---	--

Leur exploitation, dans le cadre de la méthode contrainte-résistance et du dimensionnement probabiliste, détermine pour les entreprises un pas significatif vers l'optimisation, dès que l'ingénieur est capable de répondre aux questions suivantes : - quel degré de certitude doit-on associer aux sollicitations appliquées et donc quels dispositifs de limitations des chargements doit-on prévoir sur la machine ? - quel degré de certitude doit-on associer à la résistance de la pièce produite et donc quelles dispositions particulières de qualité doit-on lui appliquer ? - quel risque objectif doit-on accepter dans le contexte de conception, au regard du référentiel défini par l'ISO 2394 [6] ? De telles démarches sont de nature à mettre concrètement l'entreprise en position objective d'arbitrer entre des choix techniques, un risque accepté et le juste nécessaire économique. Elles devraient constituer une voie de réflexion pour l'établissement des normes de conception.	Their exploitation, within the framework of the stress-resistance method and probabilistic design, determines for the companies a significant step towards optimization, as soon as the engineer is able to answer these questions: - which degree of certainty is to be associated to the loading applied and thus which loading limitation devices are to be provided on the machine? - which degree of certainty is to be associated to the manufactured part and thus which particular quality provisions should be applied to it? - Which risk objective should be accepted in the design context, considering ISO 2394[6]? Such steps are likely clearly put the company in an objective position of referee between technical choices, an accepted risk and economic optimization. They should constitute a line of thought for the establishment of design standards.
---	--

12- Bibliographie.

12- References

- [1] Cetim- Rapport d'étude n° 172520- Décembre 1990. Evaluation de la tenue à la fatigue des assemblages en angles en fonction de la pénétration des soudures dans le cas d'une sollicitation en traction et flexion. Auteur : J.J. Janosch.
- [2] Mécanique des matériaux solides. J Lemaitre – JL Chaboche. Deuxième édition , Dunod 2001.
- [3] Technique de l'Ingénieur BM 7 850. Concentration de contrainte, prévision de durée de vie en fatigue – auteur : J.F.Flavenot
- [4] Technique de l'Ingénieur M4 171-1 . Essais de Fatigue / Partie 2. Auteurs : P. Rabbe, H.P. Lieurade, A. Galtier.
- [5] Commission Manutention Levage Stockage du Cetim. Essais de fatigue sur assemblage soudés en condition industrielle dans les ateliers de quatre constructeurs d'engins de levage différents – Recueil de résultats. Auteur : Isabel Huther.
- [6] ISO 2394 – 1998/ General principles of reliability for structures. ANNEX E.
- [7] NF EN 1990 – 2003 / Base de calcul des structures. ANNEXE B3.
- [8] Commission Européenne de la Construction Métallique. Recommandation pour la vérification à la fatigue des structures en acier, 1987 – ANNEXE C. Editeur CTICM
- [9] Commission Manutention Levage Stockage du Cetim - Groupe de travail « approche fiabiliste de la Norme EN13001 »/ compte rendu N° 012/05/PCB-CR1. Auteur : Pierre Bonnet.
- [10] CIDECT tome 8.