



HAL
open science

Estimation du dommage en fatigue par un contrôle non destructif

Sylvain Frecon

► **To cite this version:**

Sylvain Frecon. Estimation du dommage en fatigue par un contrôle non destructif. Matériaux. 2013. dumas-01245351

HAL Id: dumas-01245351

<https://dumas.ccsd.cnrs.fr/dumas-01245351>

Submitted on 17 Dec 2015

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

CONSERVATOIRE NATIONAL DES ARTS ET METIERS

CENTRE REGIONAL RHONE-ALPES

CENTRE D'ENSEIGNEMENT DE SAINT ETIENNE

MEMOIRE

Présenté en vue d'obtenir

LE DIPLÔME D'INGENIEUR en MECANIQUE

OPTION : PRODUCTION AUTOMATISEE

Par

Sylvain FRECON

***ESTIMATION DU DOMMAGE EN FATIGUE
PAR UN CONTRÔLE NON DESTRUCTIF***

Soutenu le 24/01/2013

JURY :

Président : Mr VENIZELOS Georges (Maître de Conférences, CNAM de PARIS)

Membres : Tuteur : Mr HAMDI Hédi (Maître de Conférences, Mécanique, ENISE de St-ETIENNE)

Examinateur : Mr LYONNET Patrick (Professeur des universités, Mécanique, ENISE de St-ETIENNE)

Examinateur : Mr TOSCANO Rosario (Professeur des universités, Automatique, ENISE de St-ETIENNE)

Personnalité extérieure : Mr VAN ROBAEYS Alexis, Ingénieur de recherche Eurocopter

Personnalité extérieure : Mr SALVATORE Ferdinando, Ingénieur, MKU Chimie France

RESUME

La maintenance préventive est un axe de réduction des coûts très important et est par conséquent un enjeu déterminant dans l'industrie.

Nous nous sommes intéressés ici à étudier le comportement d'un matériau afin de déterminer, par un contrôle non destructif, son état d'endommagement.

Cette étude a cherché à mettre en évidence une corrélation entre la dégradation par fatigue de l'alliage austénitique 316L engendrée par une contrainte de flexion alternée et l'évolution de la résistivité de ce dernier, dans le domaine oligocyclique.

Mots clefs :

Maintenance préventive, dommage par fatigue, contrôle non destructif, alliage d'acier austénitique 316L.

SUMMARY

The preventive maintenance is a strong way to reduce costs and consequently a key issue in the industry.

We focused our study on the behavior of a material in order to determine, by a non-destructive testing, the state of damage.

This study searched to highlight a link between the fatigue damage of the austenitic stainless steel 316L generated by alternating bending stress and the evolution of the resistivity of this material, in 10^3 cycles.

Key words :

Preventive maintenance, fatigue damage, non-destructive testing, austenitic alloy steel 316L

AVANT PROPOS

Cette étude m'a été proposée afin de collaborer à la réalisation d'une thèse dans le but de développer des modèles de maintenance préventive.

L'axe de travail envisagé repose sur la recherche d'un ou plusieurs paramètres caractéristiques et identifiables sans destruction, ceci afin de permettre de réaliser des contrôles pour estimer l'endommagement d'un élément soumis à des contraintes de fatigue.

L'objectif de mon travail est de mettre en évidence l'évolution d'un ou plusieurs paramètres pouvant servir de moyen d'estimation d'endommagement suite à une contrainte de fatigue.

Pour cela, trois étapes successives ont été mises en œuvre.

La première partie concerne la conception et la réalisation d'un banc d'essai permettant de réaliser des séries de mesures sur des éprouvettes soumises à une contrainte de fatigue. Celui-ci devra permettre d'assurer des mesures répétables et devra être évolutif en fonction des besoins de l'étude (nature des mouvements, amplitude des mouvements, vitesse des mouvements, environnement...).

Par ailleurs, ce dernier sera également conçu et réalisé afin de servir de support de cours.

Suite à la réalisation de ce dernier, des campagnes de mesures seront réalisées afin d'observer le comportement du matériau. Celles-ci permettront de

Enfin, l'objectif final est de trouver une corrélation entre l'évolution de la dégradation du matériau avec la modification du ou des paramètres sélectionnés.

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier toutes les personnes qui m'ont aidé et soutenu tout au long de l'avancement de ce travail.

Je pense tout particulièrement à mes deux encadrants, Monsieur Patrick Lyonnet et Rosario Toscano, professeurs des universités à l'Ecole Nationale d'Ingénieur de Saint Etienne. Leurs supervisions m'ont permis d'orienter mes démarches afin de ne pas me disperser tout en conservant l'ouverture d'esprit nécessaire à un travail de recherche.

Je pense également à Monsieur Hedi Hamdi, responsable de la filière Mécanique option Production Automatisée au sein du CNAM de Saint Etienne, pour son accompagnement pendant la période relative à cette étude et d'une manière plus générale pour l'accomplissement de ma formation d'Ingénieur CNAM.

Je remercie également l'ensemble du personnel du Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes pour leurs conseils et leur aide, et plus particulièrement Isabelle Pletto, secrétaire du laboratoire pour son soutien.

La réussite de ce mémoire doit également à Darcy Bounbou, doctorant au Laboratoire d'Analyse des Signaux et Processus Industriels, notre coopération fût bénéfique à l'avancement de nos études respectives. Je souhaite également remercier le LASPI pour la mise à disposition de son matériel et de ses compétences.

Enfin, je remercie l'ensemble de mes proches pour leurs encouragements permanents. Ces soutiens furent essentiels pour mener à terme ce mémoire.

Merci à tous.

TABLE DES MATIERES

RESUME	2
SUMMARY	2
AVANT PROPOS.....	3
REMERCIEMENTS.....	4
PARTIE I : PRÉSENTATION	9
CHAPITRE I : PRESENTATION DE L'ETUDE	10
1 CONTEXTE DE L'ETUDE	10
2 PRESENTATION DU LTDS	11
3 PRESENTATION DE L'ENISE	11
4 INTRODUCTION A LA THESE LIEE A L'ETUDE	12
CHAPITRE II : NOTION DE FATIGUE	13
1 INTRODUCTION	13
2 DOMMAGE PAR FATIGUE.....	14
3 CARACTERISATION.....	15
3.1 Courbe de Wöhler	15
3.2 Aspect statistique	17
3.3 Lois de distribution de la résistance à la fatigue	18
3.4 Relation entre la limite d'endurance et les propriétés statistiques des matériaux.....	19
3.5 Représentation analytique de la courbe de Wöhler.....	22
3.5.1 Relation de Wöhler.....	22
3.5.2 Relation de Basquin.....	22
3.6 Facteurs d'influence.....	23
3.6.1 Généralités.....	23
3.6.2 Echelle	24
3.6.3 Surcharges	25
3.6.4 Fréquence des sollicitations.....	27
3.6.5 Nature des sollicitations	28
3.6.6 Contrainte moyenne non nulle.....	28
CHAPITRE III : INTRODUCTION A LA FIABILITE	31
1 LA SURETE DE FONCTIONNEMENT	31
2 LE RETOUR D'EXPERIENCE	33

3	DISTRIBUTION DE SURVIE	34
3.1	Définition.....	34
3.1.1	Fonction de répartition	34
3.1.2	Fonction de fiabilité.....	35
3.1.3	Densité de probabilité de défaillance	35
3.1.4	Taux de défaillance	35
3.2	Les lois de distribution.....	37
3.2.1	Lois de distributions discrètes	37
3.2.2	Lois de distribution continues	40
3.3	Choix du modèle de distribution.....	46
4	LES DIFFERENTES ESTIMATIONS	47
4.1	Estimation par la méthode du maximum de vraisemblances.....	47
4.1.1	Méthode du maximum de vraisemblance, avec échantillon complet.....	47
4.1.2	Modèle du maximum de vraisemblance, avec échantillons incomplets.....	49
4.2	Estimation par intervalle de confiance.....	52
4.2.1	Principe de l'estimation par intervalle de confiance	52
4.2.2	Nature des intervalles	53
4.2.3	Intervalle de confiance d'une moyenne d'une population normale de variance σ_0^2	53
4.2.4	Intervalle de confiance d'une moyenne d'une population normale de variance σ_0^2 inconnue	53
4.2.5	Intervalle de confiance du taux de défaillance constant λ	54
4.2.6	Intervalle de confiance sur les paramètres de la loi de Weibull	55
4.2.7	Intervalles de confiance obtenus par répliques d'échantillon.....	56
5	LES TESTS D'ADEQUATION	56
5.1	Test de Khi-deux (χ^2).....	56
6	FIABILITE EXPERIMENTALE	58
6.1	Courbe d'efficacité	58
6.1.1	Courbe d'efficacité du taux de défaillances	58
6.2	Essais accélérés.....	59
7	MODELISATION DES MODELES DE DUREE DE VIE ACCELEREE	59
7.1	Introduction.....	59
7.1.1	Les modèles statistiques	61
PARTIE II : EXPERIMENTATION		65
CHAPITRE IV : CONCEPTION DU MOYEN D'ESSAI		67
1	ANALYSE FONCTIONNELLE	67
1.1	Analyser le besoin.....	67
1.2	Etudier la faisabilité.....	69

1.2.1	Identifier les fonctions de service.....	69
1.2.2	Cahier des charges fonctionnel (CdCF)	72
1.3	Schéma cinématique	73
1.3.1	Schéma cinématique de la version flexion	73
1.3.2	Schéma cinématique de la version torsion	76
2	CHOIX DE CONCEPTION EN VERSION FLEXION.....	78
2.1	FS1 : Appliquer la contrainte de flexion.....	78
2.1.1	Liaison complète entre le bâti et l'éprouvette	78
2.1.2	Liaison de l'éprouvette avec les systèmes d'appui.....	83
2.1.3	Liaison le support des systèmes d'appui et les systèmes d'appui	85
2.2	FS2 : Compter le nombre de cycles avant la rupture de l'éprouvette	86
2.2.1	Solution n°1 : Présence de l'effort résistant	87
2.2.2	Solution n°2 : Présence d'une tension.....	87
2.2.3	Solution retenue.....	88
2.3	FS3 : Réguler la température de l'essai	88
2.4	FS4 : Assurer la répétabilité des essais.....	89
3	CHOIX DE CONCEPTION EN VERSION TORSION.....	90
3.1	FS1 : Appliquer la contrainte de torsion.....	90
3.1.1	Liaison complète entre le bâti et l'éprouvette	90
3.1.2	Liaison complète entre l'éprouvette et le système d'application de la contrainte.....	90
3.1.3	Liaison pivot entre l'éprouvette et le bâti.....	90
3.2	FS2 : Compter le nombre de cycles avant la rupture de l'éprouvette	97
3.3	FS3 : Réguler la température de l'essai	97
3.4	FS4 : Assurer la répétabilité des essais.....	97
	CHAPITRE V : ESSAIS	98
1	NATURES DES ESSAIS	98
1.1	Matière utilisée	98
1.1.1	Composition métallurgique	98
1.1.2	Propriétés mécaniques	99
1.2	Paramétrage des essais de flexion.....	100
2	FIABILITE STATISTIQUE	100
2.1	Essais sans présence de courant.....	100
2.1.1	Nombre de cycle à la rupture N_f	101
2.1.2	Loi de répartition	102
2.2	Essais avec présence de courant	103
2.2.1	Nombre de cycle à la rupture N_f	104
2.2.2	Loi de répartition	105
3	FIABILITE EXPERIMENTALE PAR MESURE DE LA RESISTANCE	107

3.1	Présentation de l'essai de mesure de la résistance	107
3.2	Résistivité des matériaux métalliques	108
3.3	Résultats	110
3.3.1	Première partie de la courbe	111
3.3.2	Deuxième partie de la courbe	112
3.3.3	Troisième partie de la courbe	113
3.4	Analyses	114
3.4.1	Analyse statistique	114
3.4.2	Analyse expérimentale	116
3.5	Conclusions sur l'essai de mesure de la résistance	117
CONCLUSION ET PERSPECTIVES		118
BIBLIOGRAPHIE		119
LISTE DES FIGURES.....		124
LISTE DES TABLEAUX.....		126

PARTIE I : PRESENTATION

Les coûts de maintenance sont dans certains cas extrêmement importants dans la vie d'un produit. Cela pour plusieurs raisons, tout d'abord le coût de remise en état peut être très élevé, par le fait d'un matériau onéreux, d'un traitement thermique coûteux (le prix est identique pour un composant unique ou pour une charge complète de production), ... Mais d'autres conséquences se révèlent encore plus importantes, notamment l'indisponibilité de l'ensemble auquel appartient le composant.

Mon expérience professionnelle, dans le domaine aéronautique, m'a permis de me rendre compte de l'importance de la maîtrise des temps de bon fonctionnement des équipements. En effet le coût d'exploitation d'un avion nécessite une maîtrise des temps de remise en état très importante, et part conséquent des nombreux coûts engendrés (stocks de sécurité, transport à travers le monde, ...).

La maintenance préventive évite le problème d'indisponibilité non prévue du composant ou de l'équipement en question, mais le défaut majeur de cette dernière est son exactitude et les coûts inutiles que peuvent provoquer une estimation pessimiste de cette dernière.

Le but de cette étude est d'élaborer des modèles de fiabilité pour l'évaluation de la durée de vie en fatigue des matériaux. L'idée est de pouvoir estimer le taux d'endommagement d'un matériau en temps réel, et par conséquent le temps de vie restante du composant réalisé dans ce matériau.

CHAPITRE I : PRESENTATION DE L'ETUDE

1 Contexte de l'étude

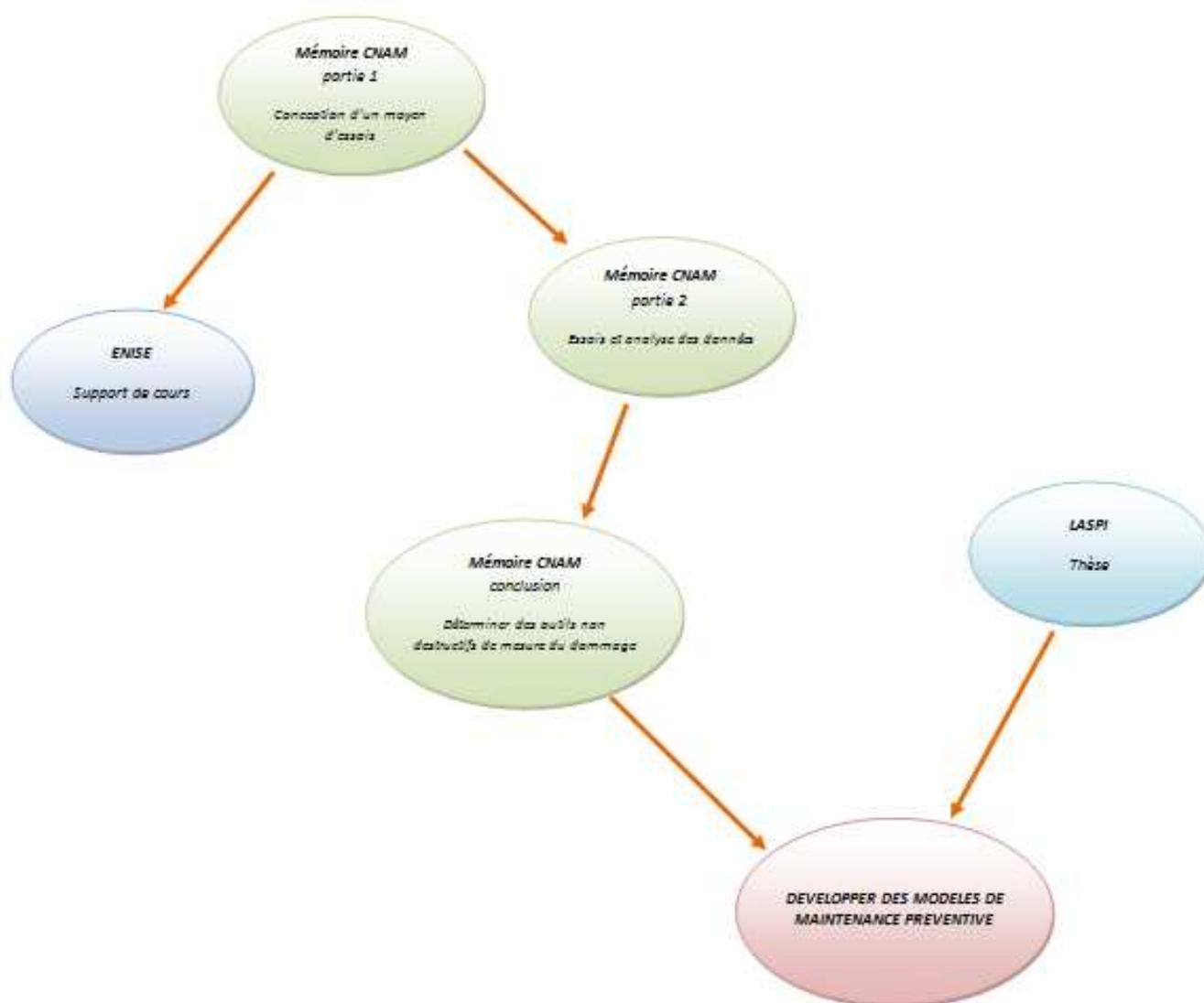


Figure 1: Contexte de l'étude

La figure ci-dessus permet de visualiser les acteurs concernés, leurs rôles et leurs interactions.

Le Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes (LTDS), se trouve au centre de l'étude. Le sujet m'a été proposé par M. LYONNET et M. TOSCANO, chercheurs au LTDS. Ma participation dans cette étude est tout d'abord de développer un moyen d'essai efficace pour ensuite réaliser dans un second temps, une partie expérimentale.

Par ailleurs, M. LYONNET et M. TOSCANO, enseignants à l'Ecole Nationale d'Ingénieur de Saint Etienne (ENISE), ont suggéré d'utiliser le moyen d'essai comme support de cours après l'étude. Cela n'engendre pas de difficulté majeure, si ce n'est de prévoir une mobilité aisée de ce dernier. Cette demande a été prise en compte dans la première partie du mémoire.

2 Présentation du LTDS

Le laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes, anciennement unité de recherche associée au CNRS (URA 855) créée en 1992, est devenu en janvier 1995 une unité mixte de recherche CNRS-MESR (ECL-ENISE). Il est installé sur deux sites : l'Ecole Centrale de Lyon (site principal) et l'Ecole Nationale d'Ingénieurs de Saint-Etienne.

Son champ scientifique est large et couvre le domaine allant de la Tribologie (étude du frottement, de l'usure, de la lubrification, de l'adhérence), à la Dynamique des Systèmes (contrôle des vibrations et de la stabilité des systèmes et des organes mécaniques) en passant par la Mécanique des Solides (calcul des structures, ouvrages) et les procédés de transformation (coupe, assemblage...).

3 Présentation de l'ENISE

L'ENISE forme des ingénieurs généralistes dotés de connaissances scientifiques solides, ayant la maîtrise des technologies, et formés aux pratiques du management, de l'organisation industrielle et de la gestion de projet. Cette formation requiert l'apprentissage et la maîtrise

d'un nombre important de disciplines tant dans le domaine des sciences fondamentales que dans celui des technologies.

4 Introduction à la thèse liée à l'étude

Le travail de ce mémoire servira également de support à des travaux menés dans le cadre d'une thèse dirigée par mes encadrants.

Le sujet de cette thèse consiste à développer une maintenance prédictive. Les résultats issus de mon étude bénéficieront à augmenter la partie expérimentale notamment.

CHAPITRE II : NOTION DE FATIGUE

1 Introduction

La fatigue avec déformation et croissance de fissures dans les pièces mécaniques soumises à des charges répétées en dessous de la résistance à la rupture fût découverte durant le XIX^e siècle avec l'arrivée des machines et véhicules de transport fonctionnant sous des charges dynamiques plus grandes que celles rencontrées antérieurement [NEL 78].

Selon H.F. Moore et JB Kommers [MOO 27], les premiers travaux publiés sur la rupture par fatigue furent conduits par W. Albert, ingénieur des mines Allemand, qui fit en 1829 des essais de charges répétés sur des chaînes de treuils de mine soudées. S.P. Poncelet a peut être été le premier à utiliser le terme de « fatigue » en 1839 [TIM 53].

Les problèmes de rupture par fatigue les plus importants furent trouvés vers 1850 lors du développement de l'industrie du chemin de fer européen (axes des roues de voiture). Une première explication fût que le métal « cristallise » sous l'action des charges répétées, jusqu'à rupture. Cette idée a pour source l'apparence grossièrement cristalline de beaucoup de surfaces de pièces cassées par fatigue. Cette théorie fut battue en brèche par W.J. Rankine [RAN 43] en 1843. Les premiers essais furent effectués par Wöhler entre 1852 et 1869 [WOE 60].

Le dimensionnement d'une structure à la fatigue est plus difficile que pour les charges statiques [LAV 69], car les ruptures par fatigue dépendent des contraintes localisées. Puisque les contraintes de fatigue sont en général trop faibles pour produire une déformation plastique locale et une redistribution associée des contraintes, il est nécessaire d'effectuer une analyse détaillée qui prenne en compte à la fois le modèle global des contraintes et les fortes contraintes localisée dûes aux concentrations.

2 Domage par fatigue

On appelle dommage par fatigue la modification des caractéristiques d'un matériau, tenant essentiellement à la formation de fissures et résultant de l'application répétée de cycle de contraintes, en dessous de la limite élastique du matériau et pouvant être d'intensité relativement faible. La fatigue engendrée par les chocs et les vibrations ne sera pas abordée dans cette étude.

Le phénomène de fatigue débute par une déformation plastique ε_p en premier lieu au niveau des défauts macroscopiques (inclusion, microfissures). Lors de sollicitations répétées, d'intensité plus ou moins importantes, ces défauts se transforment en fissures de plus en plus importantes jusqu'à la rupture de la pièce.

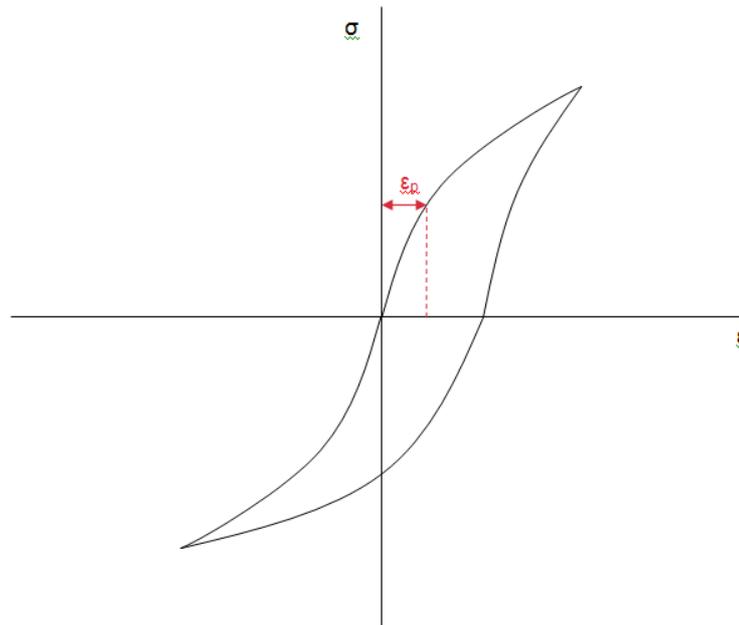


Figure 2 : Cycle contrainte-déformation du phénomène de fatigue

Si l'on trace le cycle contrainte-déformation, la boucle d'hystérésis ainsi obtenue est une courbe non fermée dont la forme évolue en fonction du nombre de cycles appliqués. Chaque

cycle de contrainte produit un certain dommage et la succession des cycles se traduit par un effet cumulatif.

L'endommagement s'accompagne de modifications des propriétés mécaniques et en particulier d'une diminution de la résistance mécanique à la traction R_m .

Le dommage peut être caractérisé par :

- L'évolution d'une fissure et l'absorption d'énergie de déformation plastique
- La diminution de la résistance mécanique à la traction R_m
- La réduction de la limite de la résistance à la fatigue, jusqu'à la valeur critique correspondant à la rupture
- La variation de la déformation plastique, qui augmente avec le nombre de cycles

3 Caractérisation

3.1 Courbe de Wöhler

L'endurance des matériaux est étudiée en laboratoire en soumettant jusqu'à rupture des éprouvettes taillées dans le matériau à des contraintes d'amplitude σ (ou à des déformations) généralement sinusoïdales à moyenne nulle.

Depuis les travaux de Wöhler [WOE 60] [WOE 70] effectués sur des axes de wagons soumis à des contraintes de flexion rotative, on note, pour chaque éprouvette, en fonction de σ , le nombre N de cycles à la rupture (durée de vie). La courbe obtenue en traçant σ en fonction de N est nommée courbe de Wöhler ou courbe S-N (Stress Number of cycles) ou encore courbe d'endurance. L'endurance est donc l'aptitude d'une pièce mécanique à résister à la fatigue.

Compte tenu des grandes variations de N en fonction de σ , il est d'usage de porter en abscisse $\log N$ (logarithme décimal en général).

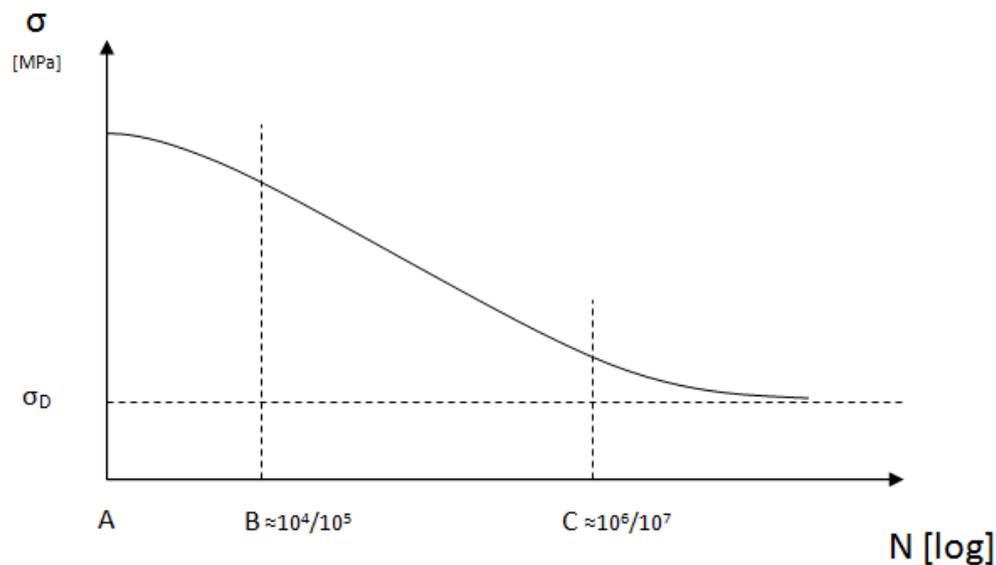


Figure 3 : principales zones de la courbe de Wöhler

Cette courbe peut être généralement décomposée en 3 parties [FAC 72] [RAB 80] :

- La zone AB, dite oligocyclique, qui correspond aux contraintes les plus grandes, supérieures à la limite d'élasticité du matériau, où N varie depuis un quart de cycle à environ 10^4 à 10^5 cycles (pour les aciers doux). Dans cette zone, on observe très rapidement une déformation plastique importante suivie d'une rupture de l'éprouvette. La déformation plastique ε_p peut ici être reliée au nombre de cycles à la rupture par une relation simple de la forme :

$$N^k \cdot \varepsilon_p = C$$

L'exposant k étant une constante fonction du matériau, proche de 0,5 pour les métaux courants (aciers, alliages léger), L.F. Coffin [COF 62].

- La zone BC, qui est souvent proche d'une droite en représentation log-lin, dans laquelle la rupture apparaît d'une manière certaine sous une contrainte plus faible que précédemment, sans apparition d'une déformation plastique mesurable. Il existe de très nombreuses relations liant σ et N pour représenter le phénomène dans ce domaine où N croît quand σ décroît. Cette zone, dite d'endurance limitée, est comprise entre environ 10^4 et 10^6 à 10^7 cycles.

- La zone CD, où D est un point qui, pour les métaux ferreux, est à l'infini. La courbe de Wöhler présente en général une variation de pente importante autour de 10^6 à 10^7 cycles, suivie d'une manière plus ou moins marquée et rapide d'une zone où la courbe tend vers une limite parallèle à l'axe des N. En deçà de cette valeur limite de σ , notée σ_D , il n'y a jamais de rupture par fatigue quel que soit le nombre de cycles appliqués. σ_D est nommée limite de fatigue.

3.2 Aspect statistique

La courbe de Wöhler est tracée en soumettant successivement une dizaine d'éprouvettes à des contraintes sinusoïdales de différentes amplitudes. L'expérience montre qu'il y a une dispersion considérable dans les résultats, en particulier pour les grandes durées de vie [NEL 78]. Pour un niveau de contrainte donné, le rapport entre la valeur maximale et la valeur minimale du nombre de cycles à la rupture peut dépasser 10 [LAV 69], [NEL 78].

La dispersion des résultats est liée à l'hétérogénéité des matériaux, aux défauts superficiels, aux tolérances d'usinage et surtout à des facteurs métallurgiques. Parmi ces facteurs, les inclusions sont les plus importantes. La dispersion est due en fait, à ce que l'action de la fatigue dans un métal est en général fortement localisée. Contrairement au cas des charges statiques, seul un petit volume de matériau est concerné. Le taux de fatigue dépend de la taille, de l'orientation et de la composition chimique de quelques grains de matériau qui sont situés dans une zone critique [BRA 80b], [LEV 55] et [WIR 76].

Il est par conséquent peu réaliste de vouloir caractériser la tenue en fatigue d'un matériau par une courbe de Wöhler tracée en effectuant un seul essai de fatigue à chaque niveau de contrainte. Il est plus juste de décrire cette tenue par une courbe à caractère statistique, l'axe des abscisses donnant la longévité N_p pour une survie de p pourcent des éprouvettes [BAS 75], [COS 69].

On donne en général la courbe de longévité (ou courbe d'équiprobabilité) médiane (N50, soit survie de 50% des éprouvettes) et parfois les courbes médianes ± 1 à 3 écarts type ou d'autres courbes à isoprobabilité [ING 27].

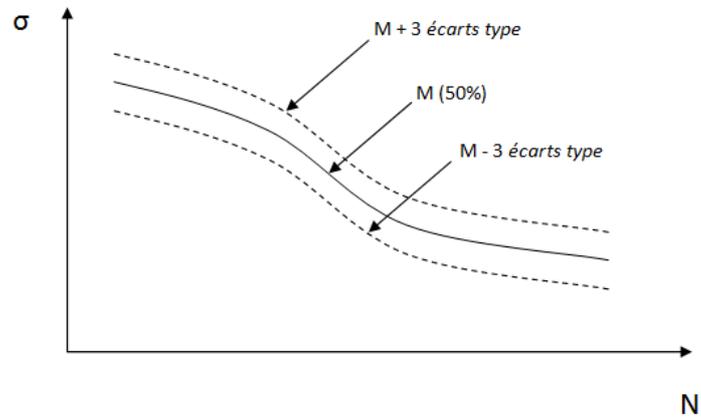


Figure 4 : courbes de Wöhler à isoprobabilité

Sans précision, la courbe de Wöhler est la courbe médiane.

3.3 Lois de distribution de la résistance à la fatigue

Une autre façon d'aborder le problème peut consister à étudier la résistance à la fatigue du matériau [SCH 74], soit la contrainte à laquelle le matériau peut résister pendant N cycles. Cette résistance a elle aussi un caractère statistique et on définit ici encore une résistance à p pourcent de survie et une résistance médiane.

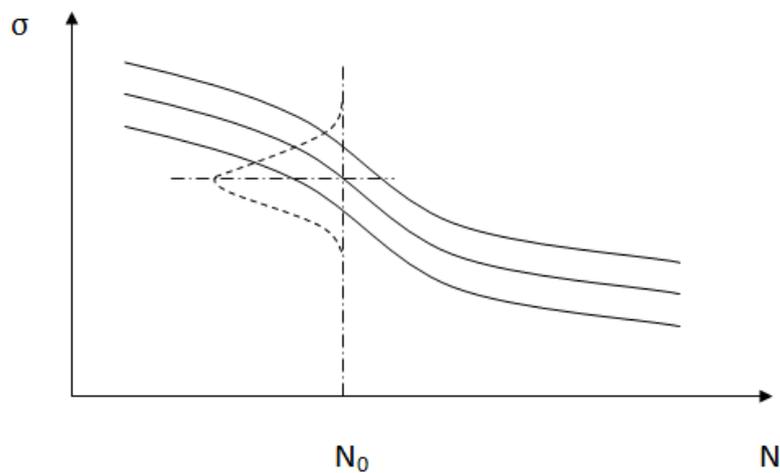


Figure 5 : distribution gaussienne de la résistance à la fatigue

La courbe représentant la probabilité de rupture au cours d'un essai dont la durée est limitée à N cycles en fonction de la contrainte σ est nommée courbe de réponse [CAZ 69][ING 27].

L'expérience montre que la résistance à la fatigue suit une loi approximativement normale quelque soit N et à peu près indépendante de N [BAR 77]. Cette constance est masquée sur les diagrammes de Wöhler par le choix des échelles log-lin ou log-log, la dispersion semblant augmenter quand N croît.

3.4 Relation entre la limite d'endurance et les propriétés statistiques des matériaux

Quelques auteurs ont tenté d'établir des formules empiriques liant la limite d'endurance σ_D et son écart type aux caractéristiques mécaniques du matériau (coefficient de Poisson, module de Young, ...). On trouve par exemple, pour les aciers, les relations suivantes [CAZ 69] [LIE 80] dans le tableau ci-après.

A. Brand et R. Sutterlin [BRA 80a] ont constaté après exploitation d'un grand nombre d'essais de fatigue (flexion rotative sur éprouvettes non entaillées), que la meilleure corrélation entre σ_D et un paramètre de résistance mécanique est celle obtenue avec la résistance à la rupture R_m (traction) :

$$\sigma_{D50\%} = R_m(0,57 - 1,2 \cdot 10^{-4} R_m) \text{ pour } 800 \leq R_m \leq 1300 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_D = R_m(0,56 - 1,4 \cdot 10^{-4} R_m) \text{ pour } R_m < 800 \text{ ou } R_m > 1300 \text{ N/mm}^2$$

Toutes ces relations ne représentent que les résultats des expériences qui ont permis de les établir et n'ont donc pas un caractère général. A. Brand et R. Sutterlin [BRA 80a] ont essayé toutefois de déterminer une relation plus générale, indépendante de la taille des éprouvettes et de la forme :

$$\sigma_{DM} = a \log \chi + b$$

où a et b sont des fonctions de R_m .

σ_{DM} est la limite d'endurance réelle liée à la limite d'endurance nominale σ_{Dnom} par :

$$\sigma_{DM} = K_t \sigma_{Dnom}$$

K_t = facteur de concentration de contrainte,

χ est le gradient de contrainte, défini comme la valeur de la pente de la tangente à fond d'entaille du champ de contrainte rapportée à la valeur maximale de la contrainte au même point :

$$\chi = \lim_{n \rightarrow 0} \left(\frac{1}{\sigma} \frac{d\sigma}{dx} \right)$$

Tableau 1 : Exemples de relations entre la limite d'endurance et les propriétés statiques des matériaux

Houdremont et Mailander	$\sigma_D = 0,25(Re + Rm) + 5$	Re = contrainte limite élastique Rm = contrainte à la rupture
Lequis, Buchholtz et Schultz	$\sigma_D = 0,175(Re + Rm - A\% + 100)$	A% = allongement [%]
Fry, Kesner et Öttel	$\sigma_D = \alpha Rm + \beta Re$	α proportionnel à Rm et β inversement proportionnel
Heywood	$\sigma_D = \frac{Rm}{2}$ $\sigma_D = 150 + 0,43 Re$	
Brand	$\sigma_D = 0,32 Rm + 121$	
Lieurade et Buthod [LIE 82]	$\sigma_D = 0,37 Rm + 77$ $\sigma_D = 0,38 Rm + 16$ $\sigma_D = 0,41 Rm + 2 A$ $\sigma_D = 0,39 Rm + S$	(à 15% près) S = striction [%]
Jüger	$\sigma_D = 0,2 (Re + Rm + S)$	
Rogers	$\sigma_D = 0,4 Re + 0,25 Rm$	
Mailander	$\sigma_D = (0,49 \pm 20\%) Rm$ $\sigma_D = (0,65 \pm 30\%) Re$	
Stribeck	$\sigma_D = (0,285 \pm 20\%)(Re + Rm)$	
Dans toutes les relations ci-dessus, σ_D , Rm et Re sont exprimées en N/mm ²		
Feodossiev [FEO]	aciers, flexion : $\sigma_D \approx 0,4$ à $0,5 \sigma_R$ aciers très résistants : $\sigma_D \approx 4000 + \frac{1}{6} \sigma_R$ [Kg/cm ²] Métaux non ferreux : $\sigma_D \approx 0,25$ à $0,5 \sigma_R$	

3.5 Représentation analytique de la courbe de Wöhler

Diverses expressions ont été proposées depuis le siècle dernier pour décrire la courbe de Wöhler représentative de la résistance à la fatigue d'un matériau, souvent dans la zone d'endurance limitée (la définition de cette courbe ayant d'ailleurs évolué au fil des ans pour passer d'une courbe déterministe à une courbe à caractère statistique).

Comme nous l'avons vu précédemment, la courbe de Wöhler est en général tracée dans des axes semi-logarithmiques $(\log N, \sigma)$ dans lesquels elle présente une partie (BC) approximativement linéaire (autour d'un point d'inflexion) variable suivant le matériau suivie d'une asymptote à la droite $\sigma = \sigma_D$.

Parmi les nombreuses représentations plus ou moins compliquées et dont aucune n'a un caractère vraiment général, on trouve les suivantes [BAS 75] [DEN 71] [LIE 80].

3.5.1 Relation de Wöhler

$$\sigma = \alpha - \beta \log N$$

Cette relation ne décrit pas la totalité de la courbe puisque σ ne tend pas vers une limite σ_D lorsque N tend vers l'infini [HAI 78]. Elle ne représente que la partie BC. Elle peut aussi s'écrire sous la forme :

$$N e^{a\sigma} = b$$

3.5.2 Relation de Basquin

La relation proposée par Basquin en 1910 est de la forme

$$\ln \sigma = \alpha - \beta \ln N$$

ou [BAS 10]

$$N \sigma^b = C$$

en posant :

$$\beta = \frac{1}{b} \quad \text{et} \quad \ln C = \frac{\alpha}{\beta} \quad (1)$$

b est quelquefois nommé index de la courbe de fatigue [BOL 84].

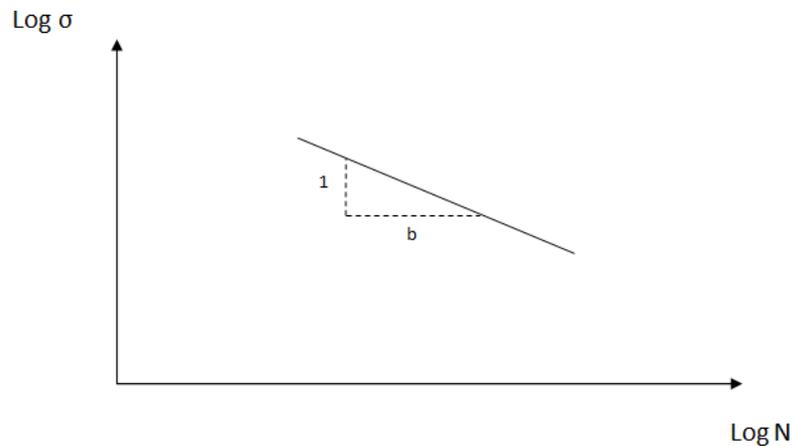


Figure 6 : Signification du paramètre b de la relation de Basquin

Dans ces axes, la courbe peut être entièrement linéarisée (vers le haut) en considérant les amplitudes des contraintes vraies (et non plus nominales). La relation 1 peut aussi s'écrire :

$$\sigma = \sigma_{RF} N^b$$

ou

$$N \sigma^b = \sigma_{RF}$$

σ_{RF} étant le coefficient de résistance à la fatigue. Cette expression est généralement valide pour des grandes valeurs de N ($> 10^4$) s'il y a une contrainte moyenne σ_0 non nulle, la constante C doit être remplacée par :

$$c \left(1 - \frac{\sigma_0}{R_m}\right)^m$$

3.6 Facteurs d'influence

3.6.1 Généralités

Il y a un grand nombre de paramètres susceptibles d'affecter la résistance à la fatigue et donc de modifier la courbe S-N. La limite de fatigue d'une éprouvette peut ainsi être exprimée sous la forme [SHI72] :

$$\sigma_D = K_e K_s K_\theta K_d K_g K_h \sigma'_D$$

Où σ'_D est la limite de fatigue d'une éprouvette lisse, et où les autres facteurs permettent de prendre en compte les principaux effets suivants :

K_e : effet d'échelle

K_s : effet de surface

K_θ : effet de la température

K_d : effet de forme (entailles, congés, ...)

K_g : effet de fiabilité

K_h : effets divers (vitesse de charge, type de charge, corrosion, contraintes résiduelles, fréquence de la sollicitation, ...)

Ces facteurs peuvent être classés comme suit [MIL82] :

- facteurs dépendants des conditions de sollicitation (nature des charges : traction/compression, flexion alternée, flexion rotative, torsion alternée, ...)
- facteurs géométriques (effet d'échelle, forme, ...)
- facteurs dépendant des conditions de surface
- facteurs d'ordre métallurgiques
- facteurs d'environnement (température, corrosion, ...)

Nous n'examinerons ci-dessous que quelques uns de ces paramètres.

3.6.2 Echelle

Pour des raisons assez évidentes de simplicité et de coûts, les essais de caractérisation de tenue en fatigue sont effectués sur des éprouvettes de petites dimensions. L'hypothèse tacite et fondamentale est que les processus de dommage sont les mêmes sur les éprouvettes et sur la structure complète. L'utilisation des constantes déterminées avec des éprouvettes pour le calcul de pièces de grandes dimensions suppose que le facteur (ou coefficient) d'échelle ait peu d'influence.

Un effet d'influence peut apparaître quand on augmente le diamètre de l'éprouvette, entraînant une augmentation du volume de métal sollicité et de la surface de la pièce, et donc une augmentation de la probabilité de fissuration. Cet effet d'échelle a des origines d'ordre :

- mécanique : existence d'un gradient de contrainte dans les couches superficielles de la pièce, variant avec ses dimensions, plus faible pour les grandes pièces (cas des charges non uniformes, telles que la torsion ou la flexion alternée).
- statistique : probabilité plus grande d'existence de défauts pouvant amorcer des microfissures dans les grandes pièces.
- technologiques : état de surface, hétérogénéité du matériau
-

On constate en pratique que la limite de fatigue est d'autant plus petite que l'éprouvette est grande. A contrainte nominale égale, plus les dimensions d'une pièce augmentent, plus sa résistance à la fatigue diminue [BRA80b], [BRA81] et [EPR52].

B.N. Leis [LEI 78], puis B.N. Leis et D. Broeck [LEI 81] ont montré que, à condition de prendre quelques précautions pour s'assurer que la similitude est bien respectée aux points critiques (tels que fond d'entaille, bords de fissure, ...), on peut effectuer des prédictions précises de durée de vie de structure à partir de résultats d'essai de laboratoire. Cependant, le respect de cette similitude est parfois difficile à obtenir, par manque de compréhension correcte des facteurs contrôlant le processus de vitesse d'endommagement.

3.6.3 Surcharges

Il a été constaté que l'ordre d'application de charges de différentes amplitudes est un paramètre important. On observe en pratique les phénomènes suivants :

3.6.3.1 Eprouvettes lisses

Pour une éprouvette lisse, l'effet d'une surcharge conduit à une diminution de la durée de vie. J. Kommers [KOM 45] montre qu'un matériau qui a été soumis à une sur-contrainte importante, puis à une sous-contrainte, peut casser même si la contrainte finale est au

dessous de la limite de fatigue initiale, parce que la sur-contrainte produit une diminution de la limite de fatigue initiale. Au contraire, une sous-charge initiale augmente la limite de fatigue [GOU 24].

J.R. Fuller [FUL 63] note que la courbe de Wöhler d'un matériau ayant subi une surcharge, tourne dans le sens des aiguilles d'une montre par rapport à la courbe de Wöhler initiale, autour d'un point situé sur la courbe ayant pour ordonnée l'amplitude σ_1 de la surcharge.

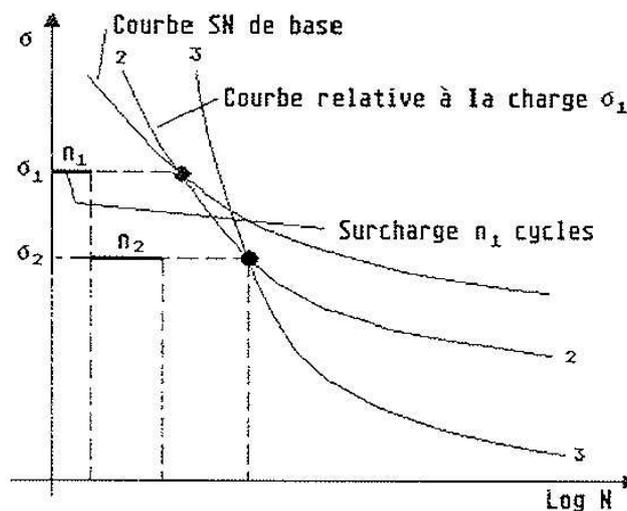


Figure 7 : Rotation de la courbe de Wöhler d'un matériau qui a subi une surcharge

(J.R. Fuller [Ful 63])

La limite de fatigue est réduite. Si après n_1 cycles au niveau σ_1 , on effectue n_2 cycles au niveau σ_2 , la nouvelle courbe de Wöhler prend la position numéro 3.

La rotation est quantitativement liée à la valeur du rapport $\frac{n_1}{N_1}$ au niveau de contrainte σ_1 de la surcharge. J. R. Fuller définit un *facteur de distribution* qui peut s'écrire, pour deux niveaux de charge selon l'expression suivante :

$$\beta = \frac{1}{q} \log_{10} \frac{10^q N_A}{N_A + N_a} = 1 + \frac{1}{q} \log_{10} \frac{N_A}{N_A + N_a}$$

où q est une constante, égale à 3 en général (*facteur de sensibilité* du matériau à la fatigue aux fortes charges)

N_A = nombre de cycles au plus haut niveau σ_A

N_a = nombre de cycles au plus bas niveau σ_a

Si $\beta=1$, tous les cycles de contrainte sont effectués au plus fort niveau ($N_A=0$). Ce facteur β permet de caractériser la distribution des pics entre les deux limites σ_A et σ_a et est utilisé pour corriger la durée de vie des éprouvettes calculées sous ce type de charge. Il peut être utilisé pour une charge aléatoire à bande étroite.

3.6.3.2 Eprouvette entaillée

Pour une éprouvette entaillée, dont la plus grande partie de la durée de vie est consacrée à la propagation des fissures par fatigue, ce même effet conduit à une augmentation de la durée de vie [MAT 71]. Inversement, une sous-charge initiale accélère la fissuration. Cette accélération est d'autant plus significative que les charges suivantes sont plus grandes. Dans le cas des vibrations aléatoires, elles sont statistiquement peu fréquentes, de courtes durée et l'effet de sous-charge peut être négligé [WEI 78].

3.6.4 Fréquence des sollicitations

La valeur de la fréquence, dans des limites raisonnables de variation, n'est pas importante [DOL 57]. On considère en général que ce paramètre a peu d'influence tant que la chaleur créée dans la pièce peut être évacuée et ne produit pas un échauffement qui modifierait ses caractéristiques mécaniques (on considère ici que les contraintes sont appliquées directement à la pièce avec une fréquence donnée). Il en est différemment lorsque les contraintes sont dues à la réponse globale d'une structure présentant plusieurs modes [GRE 81].

Un historique des travaux effectués sur l'influence à montrer que [HON 83] :

- ♦ les résultats publiés ne sont pas toujours cohérents, en particulier à cause des effets de corrosion ;
- ♦ pour certains matériaux, la fréquence peut être un facteur sensible quand elle varie beaucoup, agissant de manière très différente selon les matériaux et l'amplitude de la charge ;

- ♦ son effet est beaucoup plus prononcé à haute fréquence.

Pour la plupart des aciers et alliages, il est négligeable pour $f < 117$ Hz. Dans le domaine de fatigue à faible nombre N de cycles, il existe une relation linéaire entre la durée de vie et la fréquence dans des axes logarithmiques [ECK 51]. On observe en général :

- ♦ une augmentation monotone de la limite de fatigue quand la fréquence croît ;
- ♦ une valeur minimale de la limite de fatigue à une certaine fréquence.

Pour certains traitements de matériaux, on peut constater des effets inhabituels [BOO 70], [BRA 80b], [BRA 81], [ECK 51], [FOR 62], [FUL 63], [GUR 48], [HAR 61], [JEN 25], [KEN 82], [LOM 56], [MAS 66a], [MAT 69], [WAD 56], [WEB 66], [WHI 61]. I. Palfalvi [PAL 65] a démontré théoriquement l'existence d'une fréquence limite, au-delà de laquelle le dégagement thermique crée des contraintes additionnelles et des changements d'état.

L'effet de la fréquence semble plus marqué aux grands nombre de cycles et décroît quand on tend vers la limite d'endurance [HAR 61]. Il devient primordial en présence d'un environnement (par exemple, milieu corrosif, température) [LIE 91].

3.6.5 Nature des sollicitations

Le tracé des courbes de Wöhler est en général effectué en soumettant des éprouvettes à des efforts sinusoïdaux (tractions/compression, torsion, flexion alternée, ...) à moyenne nulle. Il est aussi envisageable de tracer ces courbes avec une sollicitation aléatoire ou même en appliquant des chocs répétés.

3.6.6 Contrainte moyenne non nulle

Sauf indication contraire, on supposera dans ce qui suit que la courbe de Wöhler est définie par la courbe médiane. La présence d'une contrainte moyenne non nulle modifie la durée de vis de l'éprouvette à l'essai, en particulier quand cette contrainte moyenne est relativement grande par rapport à la contrainte alternée. Une contrainte moyenne de traction diminue la durée de vie, une contrainte de compression l'augmente.

Puisque les amplitudes des contraintes alternées sont relativement petites dans les essais de fatigue à grand nombre de cycles, les effets de la contrainte moyenne sont plus importants que dans les essais à faible nombre de cycles [SHI 83].

Si les contraintes sont assez grandes pour produire des déformations plastiques répétées significatives, comme dans le cas de la fatigue à faible nombre de cycles, la contrainte moyenne est rapidement relaxée et son effet peut être faible [TOP 69], [YAN 72].

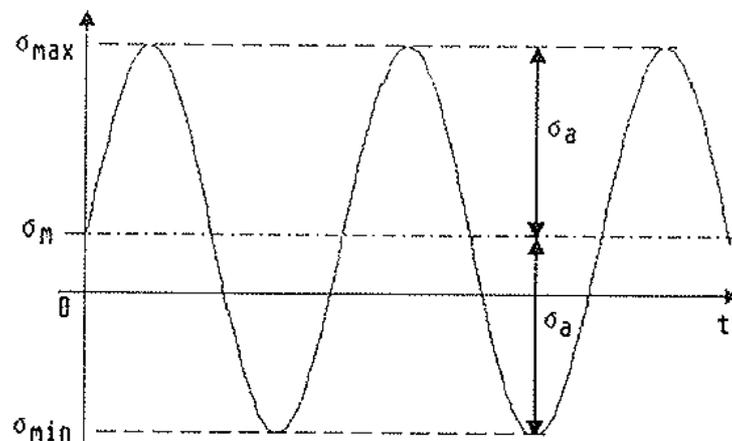


Figure 8 : Contrainte sinusoïdale à moyenne non nulle

Lorsque la contrainte moyenne σ_m est différente de zéro, on caractérise en général la sollicitation sinusoïdale par deux paramètres choisis parmi σ_a , σ_{\max} , σ_{\min} et

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$$

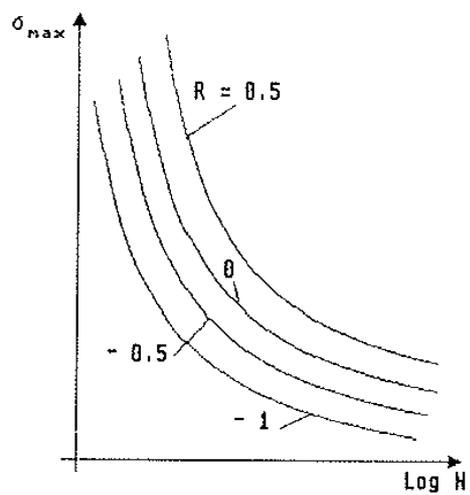


Figure 9: Représentation des courbes de Wöhler à moyenne non nulle, paramétrées par R

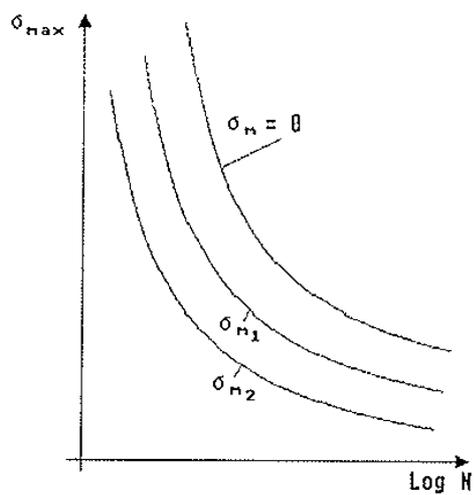


Figure 10: Représentation des courbes de Wöhler à moyenne non nulle, paramétrées par la contrainte moyenne

CHAPITRE III : INTRODUCTION A LA FIABILITE

Dans un premier temps, il semble utile de redéfinir quelques notions liées à la Sureté de Fonctionnement (SdF) ainsi qu'au Retour d'Expérience (REX).

1 La sureté de fonctionnement

La sureté de fonctionnement SdF peut être définie comme l'ensemble des aptitudes (fiabilité, maintenabilité, disponibilité, sécurité) d'un produit qui lui permettent de disposer des performances et fonctionnalités requises pendant sa phase d'utilisation. La définition des objectifs de sureté de fonctionnement est avant tout un compromis entre un coût et un risque acceptable. En fonction de ce compromis, des moyens existants, de la technique, de la normalisation et de la réglementation sont définies ces exigences de fiabilité, de disponibilité, de maintenabilité et de sécurité. [AUGE98].

La fiabilité est l'aptitude d'un bien à accomplir une fonction requise, dans des conditions données, durant un intervalle de temps donné [NFEN01]. On la définit également comme « la probabilité pour qu'un élément remplisse une fonction requise dans des conditions données définies et pendant une période définie ».

La maintenabilité est l'aptitude d'une entité à être maintenue ou rétablie, sur un intervalle de temps donné, dans un état dans lequel elle peut accomplir une fonction requise lorsque la maintenance est accomplie dans des conditions données, avec des procédures et des moyens prescrits [NFEN01].

La disponibilité est l'aptitude d'un bien, sous les aspects combinés de sa fiabilité, de sa maintenabilité et de l'organisation de maintenance, à être en état d'accomplir une fonction requise dans des conditions de temps déterminé [NFEN01].

Il existe deux « philosophies » en maîtrise des risques qui, pendant longtemps, se sont opposées (en France notamment) [PROC96] :

- L'approche déterministe qui consiste à choisir parmi l'ensemble des scénarios envisageables, un scénario de référence englobant l'ensemble des scénarios. Cette approche fait appel aux règles de l'art. Elle est par exemple utilisée dans le domaine de la sécurité des machines [NFEN97] et des études de dangers pour les installations classées pour l'environnement.
- L'approche probabiliste qui consiste à évaluer de façon prévisionnelle la SdF en attachant à chaque scénario une probabilité d'occurrence et une gravité afin d'évaluer un risque. L'utilisation de cette dernière augmente en France.

Quelle que soit l'approche choisie, l'objectif est de quantifier la fréquence d'apparition possible des dangers identifiés dans les analyses qualitatives. Ces deux approches sont peu à peu considérées comme complémentaires plutôt qu'opposées. Ainsi, dans la gestion des risques industriels, l'approche probabiliste peut être vue comme un complément d'étude :

- Aux Analyses Préliminaires de Dangers (APD) qui deviennent alors des Analyses Préliminaires de Risques (APR).
- Aux méthodes d'Analyses telles que l'Analyse des Modes de Défaillances, de leur Effet et de leur Criticité (AMDEC).

Pour évaluer une SdF, il est nécessaire de connaître :

- Le modèle de défaillance du système ou de ses composants (loi de distribution)
- L'architecture du système
- Les conditions d'utilisation du système
- L'environnement d'utilisation du système

Afin de pouvoir réaliser des études de sûreté de fonctionnement, il est donc nécessaire de récupérer des renseignements sur les matériels. Ces derniers peuvent être obtenus par une analyse de l'expérience.

2 Le retour d'expérience

Le REX est une méthodologie permettant d'utiliser les faits passés, en les capitalisant en connaissances. Pour cela, quatre étapes sont nécessaires :

- Collecter les données brutes
- Filtrer les données
- Traduire les données en informations exploitables
- Capitaliser la connaissance

Un REX bien conduit doit permettre d'intervenir dès la conception [VIGN90]. Un retour d'expérience est en effet une source de profit forte, malgré un investissement qui peut se révéler important.

On peut dire que le REX est le processus qui consiste à traiter les données accessibles par l'expérience pour obtenir les connaissances utiles et exploitables par les utilisateurs. Dans le cadre de la fiabilité, les objectifs sont essentiellement :

- L'évaluation des probabilités de bon fonctionnement le plus en amont possible dans le processus industriel, c'est la fiabilité prévisionnelle.
- L'amélioration des systèmes et produits en terme de durée, c'est la fiabilité opérationnelle.

Objectif fiabilité prévisionnelle : on cherche un modèle le plus représentatif possible du système conçu, afin de garantir au mieux les engagements.

Objectif fiabilité opérationnelle : on cherche à connaître les modes de défaillances et leurs causes le plus précisément possible, afin de corriger ces dysfonctionnements dans les meilleurs délais, pour aboutir à un système ou produit fiable. [LYON06].

3 Distribution de survie

3.1 Définition

3.1.1 Fonction de répartition

La fonction de répartition, notée $F(t)$ est la fonction qui représente la probabilité d'avoir au moins une défaillance avant le temps t .

En désignant par T la variable aléatoire caractérisant l'instant de défaillance, la fonction de répartition s'exprime par :

$$F(t) = \Pr(T \leq t)$$

Il est possible d'obtenir une estimation descriptive de la fonction de répartition cumulée (quelle que soit la répartition) en affectant tout d'abord des rangs aux observations, par trois méthodes différentes :

- Méthode des Rangs médians :

$$F(t) = \frac{(j - 0,3)}{(n + 0,4)}$$

- Méthode des Rangs moyens :

$$F(t) = \frac{j}{(n + 1)}$$

- Position du tracé de White :

$$F(t) = \frac{\left(j - \frac{3}{8}\right)}{\left(n + \frac{1}{4}\right)}$$

Où j représente le rang (pour des données multi-censurées, un ordre moyen pondéré de défaillance est calculé [DODS94], et n le nombre total d'observations.

3.1.2 Fonction de fiabilité

La fonction de fiabilité, notée $R(t)$, parfois aussi appelée fonction de survie ou survivance, représente la probabilité de fonctionnement sans défaillance pendant la période $[0, t]$. On peut également parler de probabilité de ne pas échouer ou de survivre jusqu'à la période t . Elle est le complément de la fonction de répartition cumulée [VILL88].

En désignant par T la variable aléatoire caractérisant l'instant de défaillance, la fiabilité s'exprime par :

$$R(t) = \Pr(T \geq t)$$

La fiabilité est également définie comme le complément de la fonction de répartition, soit :

$$R(t) = 1 - F(t)$$

3.1.3 Densité de probabilité de défaillance

Cette fonction, notée $f(t)$, correspond à la dérivée de la fonction $F(t)$. Elle représente la probabilité de défaillance d'un élément à l'instant t [CHEV91].

$$f(t) = \frac{dF(t)}{dt} = -\frac{dR(t)}{dt}$$

3.1.4 Taux de défaillance

Cette fonction, notée $\lambda(t)$ et également appelée fonction de risque, se définit comme la probabilité qu'un élément soit défaillant pendant un instant $\Delta(t)$ à condition de ne pas l'avoir été jusqu'à t . Ce taux de défaillance s'exprime par :

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{R(t)}$$

La représentation de cette fonction pendant le cycle de vie d'un composant ou d'un ensemble est une courbe en baignoire.

On distingue clairement trois périodes, la première est la période de jeunesse, ensuite on trouve la période de maturité, puis en dernier la période de vieillissement.

On peut par ailleurs observer, suivant la nature du type de matériel, une différence de comportement pendant la période de maturité. En effet, un élément électronique connaîtra un taux de défaillance quasi constant lors de cette phase, alors qu'en mécanique ce dernier aura une tendance haussière, résultant de l'usure des composants mécaniques. Les figures ci-dessous représentent bien ce phénomène :

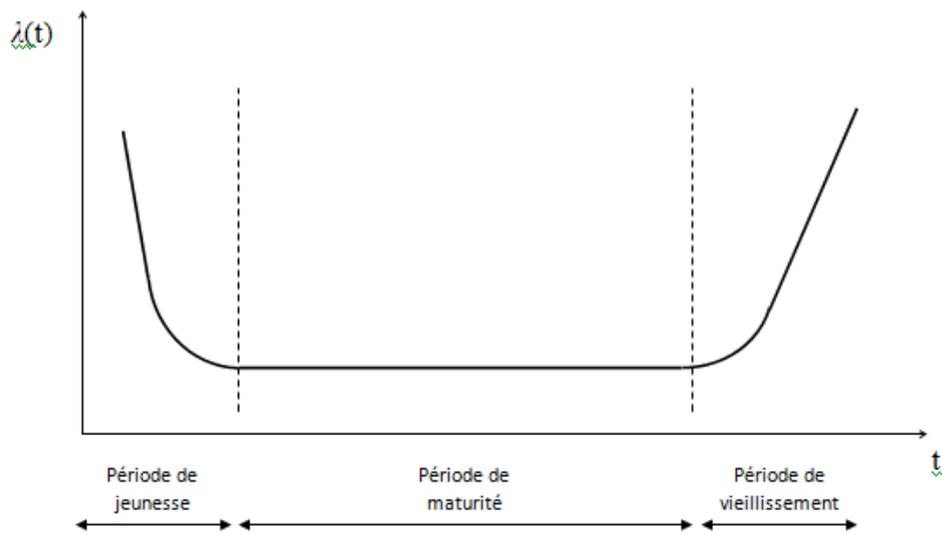


Figure 11 : Taux de défaillance d'un élément électronique

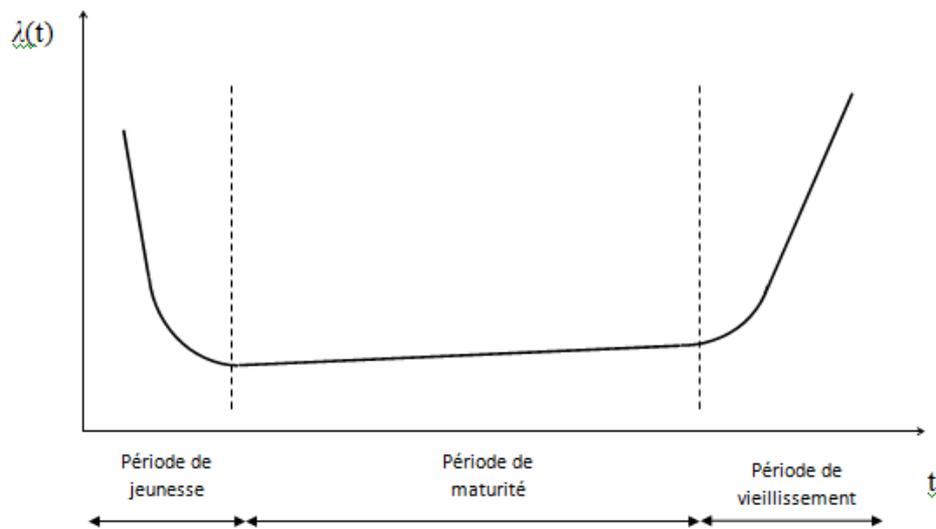


Figure 12: Taux de défaillance d'un élément mécanique

3.1.4.1 Période de jeunesse

Cette période est caractérisée par une forte baisse du taux de défaillance, cela s'explique par la détection des « maillons faibles » de l'élément étudié. Pour limiter cette période la technique de déverminage est souvent utilisée.

3.1.4.2 Période de maturité

Cette période, où le taux de défaillance est le plus faible, correspond finalement au fonctionnement « normal » de l'élément. Par ailleurs, cette période couvre généralement la majeure partie du cycle de vie du produit.

3.1.4.3 Période de vieillissement

Cette partie, avec un taux de défaillance croissant fortement, représente la fin de vie du produit, quelque soit sa nature et sa technologie.

3.2 Les lois de distribution

Il existe un nombre important de loi de distribution, pour plus de clarté, nous citerons ici que celles utilisées dans cette étude.

3.2.1 Lois de distributions discrètes

3.2.1.1 Loi de Bernoulli

Cette loi correspond à une expérience à deux issues, généralement appelée « succès » et « échec ». La probabilité d'un succès est notée p , celle d'un échec q , avec $q = 1 - p$.

Son espérance mathématique est :

$$E(x) = p$$

Sa variance est

$$V(x) = pq$$

3.2.1.2 Loi binomiale

On renouvelle n fois de manière indépendante une épreuve de Bernoulli. On compte alors le nombre de succès obtenus à l'issue des n épreuves et on appelle X la variable aléatoire correspondant à ce nombre de succès.

L'univers $X(\Omega)$ désigne l'ensemble des entiers naturels de 0 à n .

La variable aléatoire suit une loi définie par :

$$p(k) = P(X = k) = \binom{n}{k} p^k q^{n-k}$$

$\binom{n}{k}$ correspond à un nombre de combinaisons et se calcule à partir de la fonction factorielle :

$$\binom{n}{k} = \frac{n!}{k!(n-k)!}$$

Son espérance mathématique est :

$$E(x) = np$$

Sa variance est :

$$V(x) = np(1 - p)$$

3.2.1.3 Loi de Poisson

La taille du lot (N) est grande ou infinie, mais on connaît la proportion (P) d'éléments défectueux. Il est donc possible de définir le nombre moyen de défectueux (m) auquel on peut s'attendre dans l'échantillon de taille (n).

C'est une approximation de la loi binomiale pour n grand et P faible de paramètre ($m=np$). La probabilité d'avoir k défectueux dans un échantillon est :

$$P(x = k) = \frac{e^{-m} m^k}{k!}$$

Son espérance mathématique est :

$$E(x) = m$$

Sa variance est :

$$V(x) = m$$

3.2.1.4 Loi hypergéométrique

Dans le cas où la taille du lot n'est pas identique, la loi binomiale n'est pas applicable. En effet, il est alors nécessaire de prendre en compte les éléments ci-dessous :

- ♦ N : taille du lot
- ♦ n : taille de l'échantillon
- ♦ P : proportion de défectueux dans le lot initial
- ♦ K : nombre d'éléments défectueux dans le lot égal à $N.P$
- ♦ k : nombre d'éléments défectueux auxquels on s'attend dans l'échantillon

En utilisant la théorie du dénombrement, on déduit la probabilité d'avoir k défectueux de la façon suivante :

$$P(x = k) = \frac{C_{NP}^k C_{N(1-P)}^{n-k}}{C_n^N}$$

Son espérance mathématique est :

$$E(x) = np$$

Sa variance est :

$$V(x) = np \frac{N-n}{N-1}$$

3.2.2 Lois de distribution continues

3.2.2.1 Loi Normale

Cette loi, également souvent appelée loi de Gauss ou loi de Laplace Gauss, dépend de deux paramètres : l'espérance mathématique m et l'écart type σ .

Celle-ci est représentative des éléments ayant un phénomène de vieillissement important.

Par ailleurs, elle présente la caractéristique d'être symétrique par rapport à sa moyenne. De plus, elle offre l'avantage de connaître la population compris entre $\pm k\sigma$.

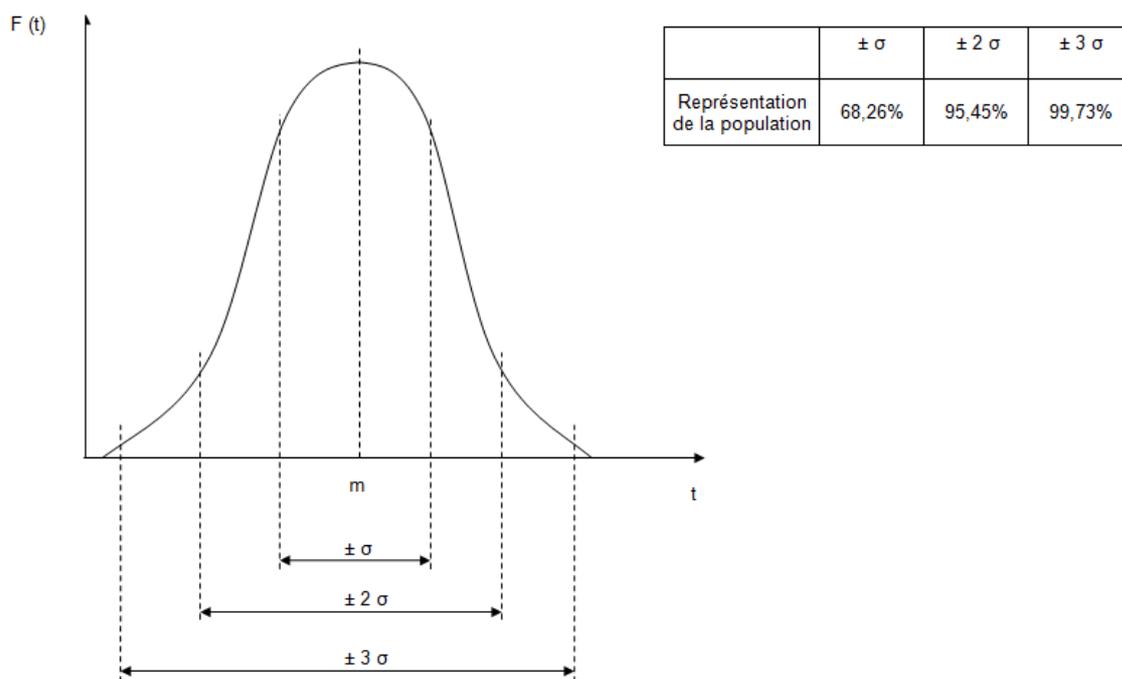


Figure 13: Fonction de répartition de la loi normale

Sa densité de probabilité est :

$$f(t) = \frac{1}{\sigma \times \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{t-m}{\sigma}\right)^2}$$

Son espérance mathématique :

$$E(t) = m$$

Sa variance :

$$V(t) = \sigma^2$$

3.2.2.2 Loi log Normale

Egalement nommée loi de Galton, elle représente bien les phénomènes d'usure et de fatigue mécanique.

Sa densité de probabilité est :

$$f(t) = \frac{1}{t\sigma \times \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{\ln t-m}{\sigma}\right)^2}$$

Son espérance mathématique :

$$E(t) = e^{\left(m+\frac{\sigma^2}{2}\right)}$$

Sa variance :

$$V(t) = e^{(m+\sigma^2)}(e^{\sigma^2} - 1)$$

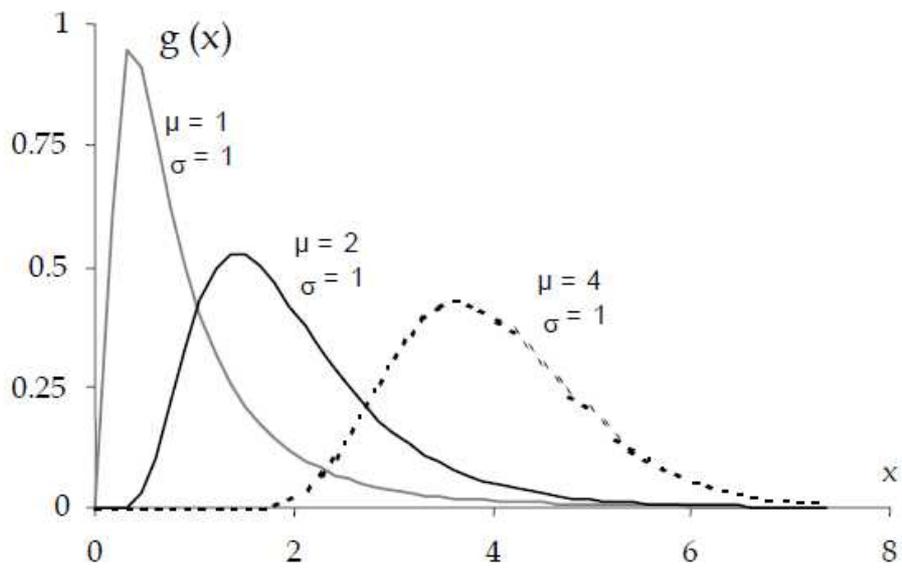


Figure 14: Densité de probabilité de la loi log normale

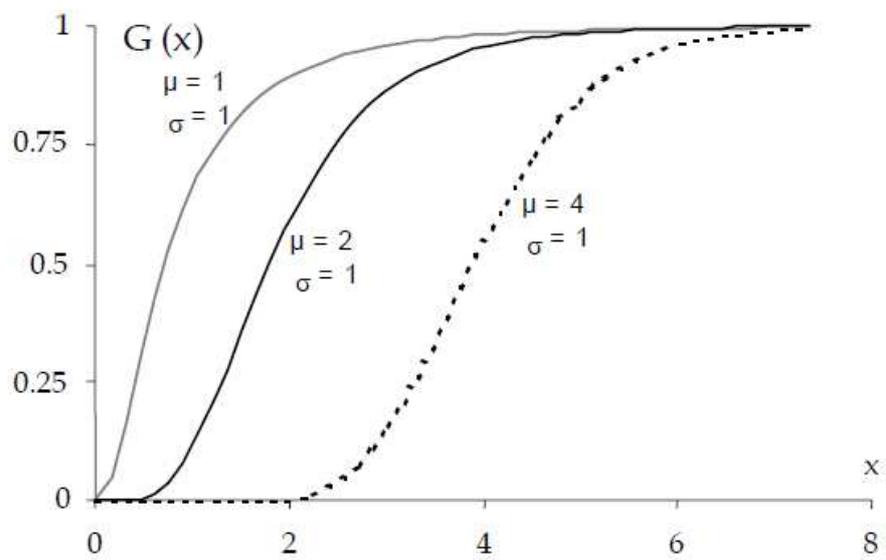


Figure 15 : Fonction de répartition de la loi log normale

3.2.2.3 Loi de Weibull

La loi de Weibull est une distribution générale permettant de décrire des temps d'échec [ABER96]. Cette dernière porte le nom du professeur Suédois Waloddi Weibull, qui a montré l'utilité de cette distribution dans le but de modéliser divers types de données.

Cette loi est très utilisée en fiabilité, surtout dans le domaine de la mécanique. Son avantage est une souplesse qui lui permet de s'ajuster aux résultats d'expérimentations.

Sa densité de probabilité est :

$$f(t) = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{t - \gamma}{\eta} \right)^{\beta-1} \cdot e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta}$$

avec : $(t - \gamma) > 0$

Sa fonction de répartition est :

$$F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta}$$

Son espérance mathématique est :

$$E(t) = \gamma + \eta \Gamma\left(1 + \frac{1}{\beta}\right)$$

Sa variance est :

$$V(t) = \eta^2 \left[\Gamma\left(1 + \frac{2}{\beta}\right) - \Gamma^2\left(1 + \frac{1}{\beta}\right) \right]$$

avec : $\Gamma(\theta) = \int_0^{+\infty} t^{\theta-1} \cdot e^{-t} dt$

soit : $\Gamma(\theta) = (\theta - 1)!$

Description des trois paramètres β , γ et η :

- ♦ β est le paramètre de forme (sans unité). Il est prépondérant, car c'est lui qui influe sur la variation du taux de défaillance et permet la modélisation des trois périodes de la courbe en baignoire.

- $\beta < 1$, correspond à la période de jeunesse, le taux de défaillance décroît fortement puis plus lentement lorsque β se rapproche de la valeur 1.
 - $\beta = 1$, correspond à la période de maturité.
 - $\beta > 1$, correspond à la période de vieillissement, le taux de défaillance croît lentement puis fortement plus β s'éloigne de la valeur 1.
- ◆ γ est le paramètre de position, représentant le décalage entre le début de l'observation et le début du processus examiné.
 - ◆ η est le paramètre d'échelle de temps

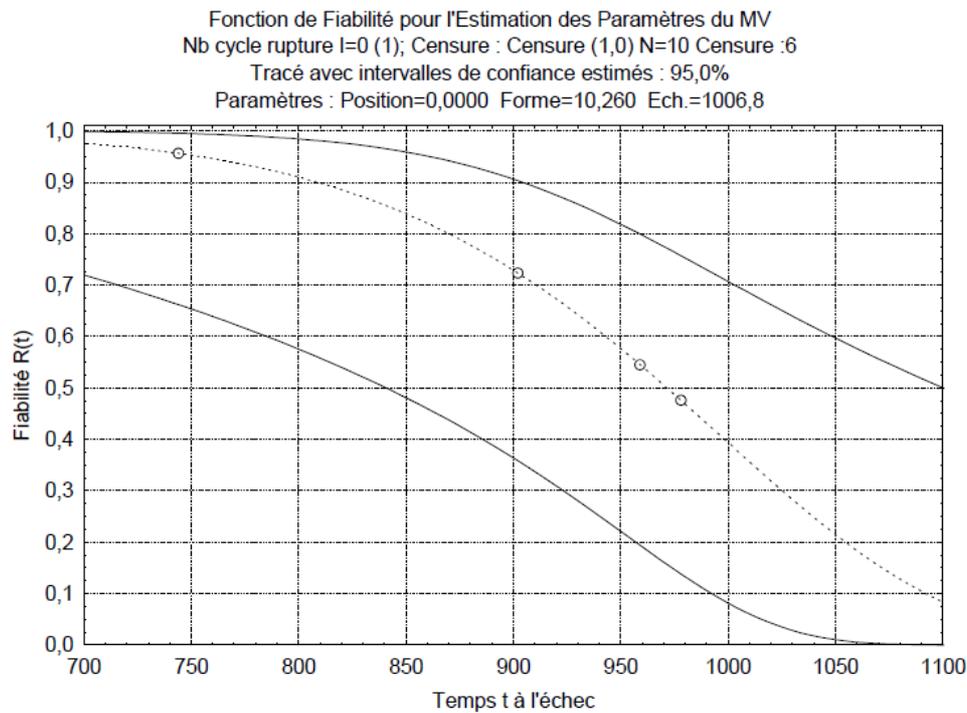


Figure 16 : Exemple de courbe de Weibull

Remarque :

- ◆ Lorsque $\beta = 1$ et $\gamma = 0$, on retrouve alors la loi exponentielle.

- ♦ Le paramètre β peut donner des indications sur le type de défaillance, par exemple lorsqu'il est de l'ordre de 2 à 3, l'élément est en phase d'usure

3.2.2.4 Loi de Birnbaum-Saunders

Pour caractériser des défaillances dues à la propagation de fissure par fatigue, Birnbaum-Saunders ont proposé en 1969 une distribution de vie basée sur deux paramètres [OWEN99]. Cette distribution, pour une variable aléatoire non négative T , est obtenue en tenant compte des caractéristiques de base du processus de fatigue. La variable aléatoire T représente les instants de défaillance [TEBB05].

La densité de probabilité d'une loi Birnbaum-Saunders de paramètres α et β est donnée par la formule :

$$f(t) = \frac{1}{2\sqrt{2\pi} \alpha^2 \beta t^2} \frac{t^2 - \beta^2}{\left(\frac{t}{\beta}\right)^{0,5} - \left(\frac{\beta}{t}\right)^{0,5}} \cdot e^{\left(-\frac{1}{2\alpha^2} \left(\frac{t}{\beta} + \frac{\beta}{t} - 2\right)\right)}$$

Avec $t > 0$; $\alpha > 0$ et $\beta > 0$

3.3 Choix du modèle de distribution

Lorsque l'on dispose de données de survie sur lesquelles on souhaite ajuster un modèle paramétrique, le problème du choix de la loi à utiliser intervient [PROC92].

La loi gamma correspond bien à un taux de défaillance monotone mais sa fonction de répartition n'est pas obtenue analytiquement. Elle permet cependant de modéliser toutes les phases de vie d'un composant, comme le permet la loi de Weibull. Elle a également l'avantage d'être une loi conjuguée pour l'approche Bayésienne, ce qui facilite grandement les calculs (itérations, inférences) tout comme la loi Bêta.

En mécanique, il est courant de définir la loi de fiabilité par une distribution de type Weibull, log-normale ou Birnbaum-Saunders qui caractérisent correctement les durées de vie des systèmes soumis à des dégradations mécaniques [HOAN03].

Le modèle de Weibull est souvent le plus adapté mais pas nécessairement le plus utilisé du fait de sa relative complexité [LYON00]. La loi de Weibull a l'avantage de décrire alternativement les trois phases de vie d'un dispositif en fonction de la valeur de son paramètre de forme β . Elle couvre également le cas de loi exponentielle et approche la loi normale pour β proche de 3,6. De plus, par sa souplesse, le modèle de Weibull permet de couvrir un grand nombre de distributions empiriques.

La loi log-normale présente, elle, l'important désavantage d'être associée à un taux de défaillance nul à l'origine puis croissant jusqu'à un maximum et enfin qui tend vers zéro pour les grandes valeurs de t , ce qui n'est pas vrai en pratique, ni en mécanique ni en électronique.

La loi de Birnbaum-Saunders est bien adaptée à un mode de défaillance provenant d'un phénomène de fatigue, ce qui la rend très spécifique, pour un domaine d'application réduit.

Une fois le modèle choisi, le problème d'estimation de ses paramètres se pose alors. Deux possibilités sont envisageables :

- La valeur ponctuelle du paramètre d'intérêt, qui offre l'avantage d'être facile à manipuler,
- L'intervalle de confiance qui contient le paramètre d'intérêt et qui reflète la confiance à accorder à l'estimation.

4 Les différentes estimations

Les deux méthodes les plus utilisées sont, la méthode du maximum de vraisemblance (optimisation de la vraisemblance) et la méthode des moindres carrés (minimisation de l'erreur quadratique).

4.1 Estimation par la méthode du maximum de vraisemblances

C'est la méthode la plus académique, elle conduit à un estimateur efficace au sens de la statistique, et est asymptotiquement sans biais, c'est-à-dire que l'espérance de l'estimateur est égale au paramètre estimé et c'est une estimation efficace (variance de l'estimateur faible) et de distribution d'échantillonnage normale. Il est donc aisé de donner un intervalle de confiance avec un paramètre estimé par cette méthode [VILL88].

4.1.1 Méthode du maximum de vraisemblance, avec échantillon complet

Si on dispose d'un échantillon de n variables aléatoires indépendantes des durées de vie T , la loi de probabilité de l'échantillon n est :

$$A_{(t_1, t_2, \dots, t_n/\theta)} = \prod_{i=1}^{i=n} f_{(t_i, \theta)} = V_{(T, \theta)}$$

Le procédé consiste à choisir l'estimateur $\hat{\theta}$ de θ qui rend maximale la densité de probabilité de n-uple (T_1, T_2, \dots, T_n) .

D'où :

$$\frac{\partial V(T, \theta)}{\partial \theta} = 0$$

Si on a plusieurs paramètres θ ($\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_i$) à estimer, alors ils sont solutions du système suivant :

$$\frac{\partial V(T, \theta_1)}{\partial \theta_1^2} = 0$$

$$\frac{\partial V(T, \theta_i)}{\partial \theta_i^2} = 0$$

En vérifiant que :

$$\frac{\partial V^2(T, \theta_i)}{\partial \theta_i^2} \neq 0$$

Ce qui correspondrait à un point d'inflexion et non à un maximum, et :

$$\frac{\partial V^2(T, \theta_i)}{\partial \theta_i^2} < 0$$

L'estimateur obtenu est :

- asymptotiquement non biaisé et efficace
- s'il existe un estimateur efficace, il est donné par la règle du maximum de vraisemblance.

On utilise souvent à la place de $V(t_1, t_2, \dots, t_n/\theta)$, son logarithme $L(t_1, t_2, \dots, t_n/\theta)$ ce qui simplifie les calculs.

$$L(t_1, t_2, \dots, t_n/\theta) = \ln (t_1, t_2, \dots, t_n/\theta)$$

$$\frac{\partial L(T, \theta_1)}{\partial \theta_1^2} = 0$$

$$\frac{\partial L(T, \theta_i)}{\partial \theta_i^2} = 0$$

4.1.2 Modèle du maximum de vraisemblance, avec échantillons incomplets

Dans le paragraphe précédent, un échantillon de n données où tous les éléments ont été défaillants a été pris en considération. Or cela ne représente pas le cas le plus courant dans les problèmes industriels. Il arrive fréquemment d'arrêter un essai au bout d'un temps t_c , sans que l'ensemble des composants soit totalement défaillants, nous avons donc un échantillon censuré. L'autre cas classique étant le traitement de données de « REX », où les éléments appartenant au champ d'observation, ont des histoires différentes, donc des instants de censures différents.

Ci-dessous les différents cas de type d'échantillon [LYON06]

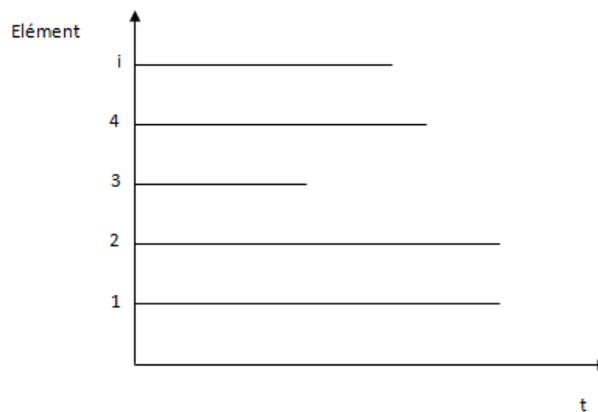


Figure 17 : Echantillon complet

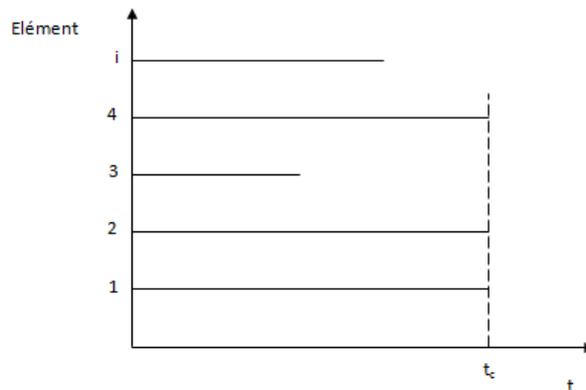


Figure 18 : Echantillon censuré à droite au temps t_c

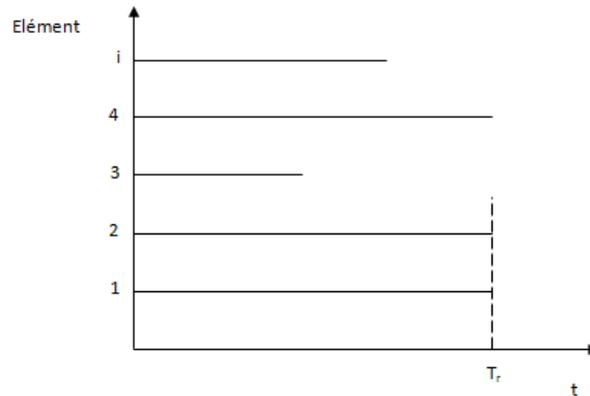


Figure 19 Echantillon censuré à droite à défaillance t_r

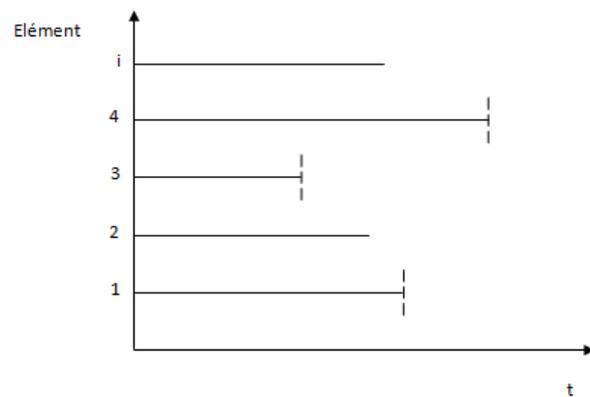


Figure 20 Echantillon censuré aléatoirement à droite

4.1.2.1 Echantillon censuré au temps T_c , censure de type I

Ce type de censure est défini comme un arrêt de l'observation des défaillances au bout d'un temps « t_c » précisé auparavant. Par conséquent, sur un échantillon n on observe un nombre de défaillances k , avec $k < n$.

Cela correspond à la pratique des essais de démonstration de fiabilité avec comme contrainte la nécessité de réaliser les essais pour une date fixée. Ainsi, on observe les essais pendant un temps défini t_{ci} , avec le couple de variable (T_i, C_i) , tels que :

- ♦ Si $T_i > C_i$, alors il y a une censure et $\Delta_i=0$ (avec Δ_i variable aléatoire de censure)
- ♦ Si $T_i \leq C_i$, alors il n'y a pas de censure et $\Delta_i=1$

On remplace souvent le couple (T_i, C_i) par (Y_i, Δ_i) avec Y_i variable aléatoire de la durée observée, qui est soit T_i (durée de vie de l'élément), soit C_i (temps correspondant à la censure) et Δ_i : variable aléatoire indicatrice de censure prenant la valeur « 0 » ou « 1 ».

La densité conjointe pour les couples indépendants (Y_i, Δ_i) s'écrit :

$$V_{CII[(y_1, \delta_1), (y_2, \delta_2), \dots, (y_n, \delta_n) | \theta]} = \prod_{i=1}^{i=n} R^{1-\delta_i}(y_i, \theta) f^{\delta_i}(y_i, \theta)$$

- ♦ $\delta_i=0$, si l'élément est censuré
- ♦ $\delta_i=1$, si l'élément est non censuré

4.1.2.2 Echantillon censuré à la $r^{\text{ème}}$ défaillance, censure de type II

Ce type de censure est défini comme un arrêt de l'observation des défaillances au bout de « r » défaillances, avec « r » précisé préalablement.

Cela correspond à la pratique des essais sur des matériels dont on connaît l'objectif à démontrer. La contribution à la fonction de vraisemblance des défaillants se réalise par la fonction de densité de probabilités, alors que pour des non-défaillants au temps « t_r » de censure, c'est la fonction de fiabilité $R(t)$ qui représente cette contribution. La fonction de vraisemblance correspond à la probabilité conjointe d'observer le n -uplet échantillon :

$$\{(t_1, \delta_1=1), (t_2, \delta_2=1), \dots, (t_r, \delta_r=1), (t_r, \delta_{r+1}=0), (t_r, \delta_{r+2}=0), \dots, (t_n, \delta_n=0)\}$$

avec δ indicateur de censure.

D'après la statistique d'ordre, on obtient la vraisemblance :

$$V_{CII(t_1, t_2, \dots, t_n, \theta)} = \frac{n!}{(n-r)!} (R(t_r))^{n-r} \prod_{i=1}^{i=r} f(t_i, \theta)$$

4.1.2.3 Echantillon censuré aléatoirement

Ce type de censure est défini comme l'observation sur un couple de variables aléatoires (T_i, C_i) du minimum de l'évènement associé à ce couple. La loi qui régit la variable aléatoire censure est $g(y_i)$.

Cela correspond bien aux échantillonnages obtenus à partir d'un Retour d'Expérience. On obtient la vraisemblance :

$$V_{CA[(y_1, \delta_1), (y_2, \delta_2), \dots, (y_n, \delta_n) | \theta]} = \prod_{i=1}^{i=r} R[(y_i, \theta)g(y_i)]^{1-\delta_i} [f(y_i, \theta)(1 - G(y_i))]^{\delta_i}$$

Si le mécanisme de censure est indépendant des paramètres de la loi de fiabilité, on obtient dans tout les cas de censures :

$$V_{[(y_1, \delta_1), (y_2, \delta_2), \dots, (y_n, \delta_n) | \theta]} = C \prod_{i=1}^{i=n} R^{1-\delta_i}(y_i, \theta) f^{\delta_i}(y_i, \theta)$$

avec C = constante

4.2 Estimation par intervalle de confiance

« La statistique est la première des sciences inexactes » (E. de Goncourt), c'est pourquoi lors de l'analyse des données, un intervalle de confiance est systématiquement mis en place.

L'estimation ponctuelle ne prend pas en compte la taille de l'échantillon et n'indique pas une marge d'erreur sur la précision des paramètres estimés. La détermination d'un intervalle de confiance répond à ce problème en proposant soit un intervalle, soit une borne inférieure ou supérieure.

4.2.1 Principe de l'estimation par intervalle de confiance

On suppose que pour le paramètre θ on ait expérimentalement obtenu l'estimation non biaisée. Pour estimer l'erreur possible, choisissons une probabilité $1-\alpha$ telle qu'un évènement de probabilité $1-\alpha$ puisse être considéré comme certain et déterminons la valeur ε pour laquelle on a :

$$P(|\hat{\theta} - \theta| < \varepsilon) = 1 - \alpha$$

Cette égalité signifie qu'avec une probabilité égale à $1-\alpha$, l'intervalle aléatoire $[\hat{\theta} - \varepsilon; \hat{\theta} + \varepsilon]$ contiendra la valeur inconnue du paramètre θ . Une estimation de cet intervalle est appelée : « Intervalle de confiance au niveau $1-\alpha$ ».

4.2.2 Nature des intervalles

Il existe trois types d'intervalles :

- l'intervalle bilatéral : $[\hat{\theta}_{\text{inf}} ; \hat{\theta}_{\text{sup}}]$
- l'intervalle unilatéral avec une borne supérieure : $]-\infty ; \hat{\theta}_{\text{sup}}]$
- l'intervalle unilatéral avec une borne inférieure : $[\hat{\theta}_{\text{inf}} ; +\infty[$

La probabilité $\gamma=1-\alpha$ d'appartenir à l'intervalle est généralement choisie assez grande, de l'ordre de 80% à 95%, on peut écrire pour les trois intervalles précédents :

$$P(\hat{\theta} < \theta_{\text{sup}}) = \gamma$$

En utilisant les relations dépendant du paramètre d'intérêt si on peut les établir, et on déduit les bornes de l'intervalle par :

$$P(g_{\text{inf}}(\theta) < \theta < g_{\text{sup}}(\theta)) = \gamma$$

4.2.3 Intervalle de confiance d'une moyenne d'une population normale de variance σ_0^2

La loi de distribution de la moyenne d'échantillons de taille « n » obéit à la loi normale moyenne, et d'écart type, alors pour un niveau de confiance γ on obtient :

$$P\left(-u < \frac{\bar{X} - m_0}{\frac{\sigma_0}{\sqrt{n}}} < +u\right) = \gamma$$

u suit une loi normale centrée réduite, $N(0,1)$, il s'en découle :

$$P\left(\bar{X} - u \frac{\sigma_0}{\sqrt{n}} < m_0 < \bar{X} + u \frac{\sigma_0}{\sqrt{n}}\right) = \gamma$$

4.2.4 Intervalle de confiance d'une moyenne d'une population normale de variance σ_0^2 inconnue

Il faut utiliser l'estimation sans biais de σ_0 , qui est :

$$S = \sqrt{\frac{\sum_i (X_i - \bar{X})^2}{n - 1}}$$

L'intervalle de confiance s'en déduit de la même façon que précédemment, mais en remplaçant la loi normale par la loi de Student-Fischer, il a la forme :

$$P\left(\bar{X} - t_v \frac{S}{\sqrt{n}} < m_o < \bar{X} + t_v \frac{S}{\sqrt{n}}\right) = \gamma$$

Avec t_v , qui représente un Student à $v = n - 1$ degrés de liberté, lue dans la table de Student

4.2.5 Intervalle de confiance du taux de défaillance constant λ

Le taux de défaillance constant λ est une grandeur essentielle de la fiabilité, en particulier pour les composants électroniques, mais également mécanique lorsque β est proche de 1. Il est aussi utilisé comme taux moyen lorsque l'on ne peut plus justifier de l'hypothèse d'un taux constant. En reprenant le cas de l'intervalle de confiance sur p obtenu par l'utilisation de la loi binomiale et avec l'hypothèse de p petit, on décrit les bornes de l'intervalle de confiance sur k (moyenne des défaillances attendues), tel que $k = np$ avec l'utilisation de la loi de Poisson :

$$P\left(k \geq \frac{k}{k_{inf}}\right) = \sum_i^{i=n} \frac{e^{-k_{inf}} k_{inf}^i}{i!} = \frac{\alpha}{2}$$

$$P\left(k \leq \frac{k}{k_{inf}}\right) = \sum_i^{i=n} \frac{e^{-k_{sup}} k_{sup}^i}{i!} = \frac{\alpha}{2}$$

Il existe une relation entre la loi de Poisson de paramètre m et la loi de Khi-deux qui permet d'établir :

$$\frac{\chi^2_{\alpha/2; v_1=2k}}{2} \leq k \leq \frac{\chi^2_{1-\alpha/2; v_2=2k+2}}{2}$$

Avec T_c : temps cumulé des essais et $= \frac{k}{T_c}$, puis :

$$\frac{\chi^2_{\alpha/2; v_1=2k}}{2T_c} \leq k \leq \frac{\chi^2_{1-\alpha/2; v_2=2k+2}}{2T_c}$$

C'est l'intervalle classique sur le taux de défaillance, on en déduit par corrolaire l'intervalle sur la moyenne des temps de bon fonctionnement, MUT . Le cas de « O » défaillance permet d'avoir une borne supérieure de λ et une borne inférieure de MUT .

4.2.6 Intervalle de confiance sur les paramètres de la loi de Weibull

La loi de Weibull est la plus utilisée en mécanique, ses paramètres et les intervalles de confiances associés sont d'un premier intérêt pour les études de fiabilité. La méthode du maximum de vraisemblance et la matrice d'information de Fischer I_F permettent d'avoir une bonne approximation sur ces intervalles, soit la hessienne de la log-vraisemblance :

$$I_F = \begin{pmatrix} -\frac{d^2L(\beta, \eta)}{d^2\beta} & -\frac{d^2L(\beta, \eta)}{d\beta d\eta} \\ -\frac{d^2L(\beta, \eta)}{d\beta d\eta} & -\frac{d^2L(\beta, \eta)}{d^2\eta} \end{pmatrix}$$

La matrice des variances / covariances s'en déduit en prenant l'inverse de I_F

$$I_F^{-1} = \begin{pmatrix} Var(\beta) & Cov(\beta; \eta) \\ Cov(\beta; \eta) & Var(\eta) \end{pmatrix}$$

On peut établir un intervalle de confiance avec l'approximation par la loi normale $N(0,1)$:

$$\hat{\beta} - u_{\alpha/2}\sqrt{Var(\beta)} \leq \beta \leq \hat{\beta} + u_{\alpha/2}\sqrt{Var(\beta)}$$

$$\hat{\eta} - u_{\alpha/2}\sqrt{Var(\eta)} \leq \eta \leq \hat{\eta} + u_{\alpha/2}\sqrt{Var(\eta)}$$

Les étapes de calculs dans le cas d'un échantillon complet et d'une loi de Weibull à deux paramètres sont :

$$L_{(t_1, t_2, \dots, t_n; \beta; \eta; 0)} = Ln \left[\prod_{i=1}^n \left(\frac{\beta}{\eta} \left(\frac{t_i}{\eta} \right)^{\beta-1} e^{-\left(\frac{t_i}{\eta} \right)^\beta} \right) \right]$$

$$L_{(t_1, t_2, \dots, t_n; \beta; \eta; 0)} = \eta \ln \beta - \beta n \ln \eta + (\beta - 1) \sum_i \ln t_i - \sum_i \ln \left(\frac{t_i}{\eta} \right)^\beta$$

$$\frac{dL_{(t_i; \beta; \eta; 0)}}{d\beta} = \frac{n}{\beta} - n \ln \eta + \sum_i \ln t_i - \sum_i \ln \left(\frac{t_i}{\eta} \right)^\beta \ln \left(\frac{t_i}{\eta} \right)$$

$$\frac{dL_{(t_i; \beta; \eta; 0)}}{d\eta} = -\frac{n\beta}{\eta} + \frac{\beta}{\eta} \sum_i \left(\frac{t_i}{\eta}\right)^\beta$$

$$\frac{d^2L_{(t_i; \beta; \eta; 0)}}{d\beta^2} = -\frac{n}{\beta^2} - \sum_i \left(\frac{t_i}{\eta}\right)^\beta \left(\ln\left(\frac{t_i}{\eta}\right)\right)^2$$

$$\frac{d^2L_{(t_i; \beta; \eta; 0)}}{d\eta^2} = \frac{n\beta}{\eta^2} - \frac{\beta(\beta+1)}{\eta^2} \sum_i \left(\frac{t_i}{\eta}\right)^\beta$$

$$\frac{d^2L_{(t_i; \beta; \eta; 0)}}{d\eta d\beta} = -\frac{n}{\eta} + \frac{1}{\eta} \sum_i \left(\frac{t_i}{\eta}\right)^\beta + \frac{\beta}{\eta} \sum_i \left(\frac{t_i}{\eta}\right)^\beta \ln\left(\frac{t_i}{\eta}\right)$$

4.2.7 Intervalles de confiance obtenus par répliques d'échantillon

L'utilisation de méthode s'appuyant sur la réplique d'échantillons obtenus par un procédé itératif est aussi une bonne façon d'obtenir un intervalle de confiance sur les divers paramètres d'intérêts. On peut utiliser la méthode de Bootstrap (Efron, 1979) ou de Jackknife (Quenouille et Tukey).

5 Les tests d'adéquation

Les tests d'adéquation ont pour objectif d'apporter une aide pour décider de la validité d'un modèle théorique de représentation des données. Ils consistent à valider ou refuser l'hypothèse que le modèle retenu soit représentatif.

Il existe un nombre important de tests d'adéquation, pour plus de clarté, nous citerons ici que ceux utilisés dans cette étude.

5.1 Test de Khi-deux (χ^2)

Ce modèle est applicable pour des échantillons de taille importante, de l'ordre d'une cinquantaine de données minimum.

La méthode consiste à comparer l'histogramme des fréquences et la distribution de la loi de probabilité servant de modèle théorique. Pour cela, après avoir découpé l'intervalle d'observation en k classes, on construit la fonction indicatrice des écarts en mesurant l'écart constaté entre les effectifs réels et les effectifs théoriques. La fonction indicatrice s'exprime par :

$$E = \sum_{i=1}^r \frac{(n_i - np_i)^2}{np_i}$$

avec :

- r : nombre de classes
- n : effectif total observé
- n_i : nombre d'individus par classe
- p_i : probabilité d'obtenir une observation de la loi de probabilité théorique dans la classe i
- $np_i = n * p_i$: nombre d'individus attendus théoriquement dans la classe i

On estime communément, que pour n grand, E suit approximativement une loi de Khi-deux à ν degré de liberté. Avec $\nu = r - k - 1$, k étant le nombre de paramètres estimés pour le modèle théorique.

La loi de Khi-deux avec k degrés de liberté est la loi de probabilité avec pour fonction densité de probabilité :

$$f(\chi^2(\nu)) = \frac{1}{2^{\frac{\nu}{2}} \Gamma\left(\frac{\nu}{2}\right)} \chi^2(\nu)^{\left(\frac{\nu}{2}-1\right)} e^{-\frac{\chi^2(\nu)}{2}}$$

6 Fiabilité expérimentale

Divers buts peuvent être recherchés au travers de ces essais, notamment lors des phases de développement et d'industrialisation.

En phase de développement, ils consistent principalement aux comparatifs de solutions technologiques, de la validation de leur choix, et de leur qualification.

En phase d'industrialisation, on recherche essentiellement à garantir la fiabilité et la pérennité lors de la mise en production ou lors d'une modification, ce dernier cas étant surtout appliqué à l'industrie automobile où celles-ci sont nombreuses.

D'autre part la variable testée doit être parfaitement définie : durée de vie en heures, distance parcourue en km, nombre de cycles.

- le temps d'observation doit aussi être connu, ce qui conduit parfois à accélérer les essais.
- l'environnement doit également être défini : température, humidité, présence de poussière, etc.

6.1 Courbe d'efficacité

La courbe d'efficacité dans un plan de contrôle traduit la probabilité d'acceptation $P(a)$, c'est à dire la possibilité d'accepter un lot par la surveillance d'un paramètre x mesuré sur un échantillon. Dans le cas de la fiabilité, le paramètre sera le taux de défaillance « λ », la moyenne des temps de bon fonctionnement MUT, les paramètres β , η , d'une loi de Weibull, etc.

6.1.1 Courbe d'efficacité du taux de défaillances

On accepte le lot si le taux de défaillance est nul ou très faible. On est donc amené à définir, un taux de défaillance petit « λ_1 » tout à fait acceptable et un taux élevé « λ_2 » non acceptable.

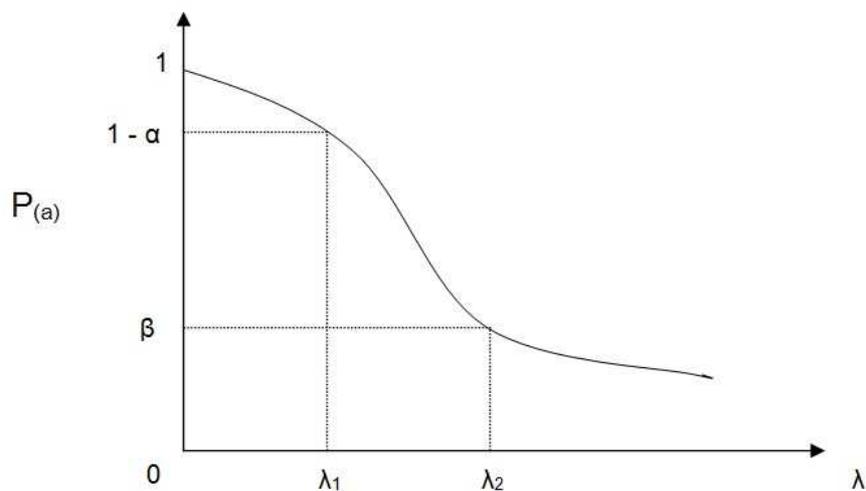


Figure 21: Courbe d'efficacité $P(a)=f(\lambda)$

6.2 Essais accélérés

Des réponses sur la fiabilité doivent être données de plus en plus rapidement et nécessitent de ce fait la réduction du temps des essais. La technique consiste à soumettre les composants à une ou plusieurs contraintes amplifiées par rapport à celles de service lors de l'essai. La détermination des facteurs d'accélération demande en elle-même une méthodologie, choix des facteurs, plans d'expérience, expérimentation.

Lors de cette amplification des contraintes, il faudra s'assurer de ne pas faire apparaître des mécanismes de dégradation parasites.

7 Modélisation des modèles de durée de vie accélérée

7.1 Introduction

La technique des essais accélérés a pour but de rechercher une loi d'évolution d'un mécanisme en fonction du temps des contraintes et d'extrapoler ainsi des résultats obtenus sous fortes contraintes aux conditions normales de fonctionnement [TEBB05]. Elle s'applique bien lorsqu'il y a un mécanisme prépondérant et convient donc surtout aux composants et non

aux équipements (dont les motifs de défaillances sont multiples). On distingue différentes classes de modèles de vie accélérée :

- les modèles expérimentaux, déterminés par des plans d'expériences permettent d'étudier les effets des variables (facteurs), de leurs combinaisons et de leurs interactions sur la performance du système [PHAD99],
- les modèles physiques, définis à partir de ceux de dégradation (chimique, mécanique, ...). [GUER01], [LALA99], [MEEK93],
- les modèles statistiques caractérisés par des approches d'estimation paramétriques et non paramétriques [BAGD01], [HOAN03].

La figure ci-dessous en est une représentation couramment utilisée [TEBB05] :

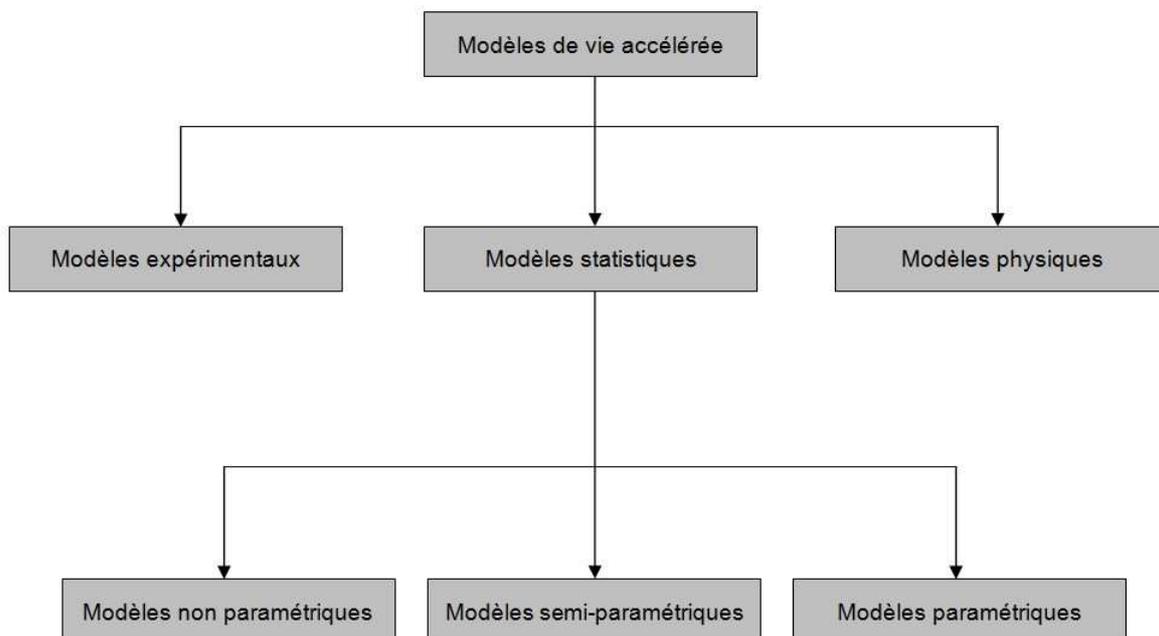


Figure 22 : Modèles de vie accélérées

La technique des essais accélérés repose sur l'existence de lois physiques reliant l'état interne d'un composant, le temps et un certain nombre de paramètres appelés contraintes. Le principe des essais accélérés est d'échanger le rôle du temps et d'une contrainte, c'est-à-dire d'obtenir

la même évolution interne pour des couples (contraintes, temps) différents (temps plus courts, contrainte plus forte).

Pour réaliser un essai accéléré, il faut une relation entre la durée de vie du matériel et la contrainte. Ceci implique la connaissance de deux fonctions mathématiques :

- la distribution de durée de vie à un niveau de contrainte donnée,
- un modèle d'accélération d'un des paramètres de cette durée de vie.

Pour des systèmes mécaniques, la planification des essais accélérés utilisant un phénomène physique de dégradation est conditionnée par trois facteurs importants :

- le mécanisme d'endommagement (mode d'endommagement conservé à différents niveau de stress),
- les paramètres d'accélération associés à un mode précis (température, humidité, chargement, ...)
- la distribution de vie du produit et ses paramètres.

La défaillance constatée est bien souvent une rupture de pièces, mais les mécanismes sous jacents peuvent être de nature complètement différente. Cela dépend essentiellement des conditions d'utilisation du système et des stress qui y seront appliqués.

En effet, la combinaison des paramètres d'accélération tels que la température, la corrosion, un chargement cyclique, ..., agit différemment suivant le niveau de chacun des stress en provoquant des mécanismes de dégradation différents (fluage, fatigue-corrosion, fatigue, ...). Ainsi les mécaniciens ont l'habitude de définir des modèles de dégradation en fonction des stress prépondérants pour caractériser la durée de vie des systèmes.

7.1.1 Les modèles statistiques

L'analyse statistique du modèle de vie accélérée consiste à prédire, à partir de conditions initiales, les paramètres du modèle qui décrivent le comportement du matériel dans d'autres conditions. L'estimation est réalisée en fonction de la distribution de vie et de la loi d'accélération. Comme nous l'avons vu dans la figure ci-dessus, les modèles statistiques de

vie accélérée se décomposent en modèles entièrement paramétrique, semi paramétrique, ou non paramétrique.

7.1.1.1 Estimation paramétrique

L'estimation paramétrique d'un modèle statistique de vie accélérée consiste à prendre une loi statistique particulière pour en estimer la fiabilité [BAGD01], [HOAN03]. Ayant retenu une distribution de durée de vie, on cherche à en estimer les paramètres par des méthodes classiques telle que la méthode du maximum de vraisemblance. Les modèles paramétriques utilisés dans les tests de vie accélérée, ont été étudiés et appliqués dans plusieurs domaines, notamment en électronique [MEEK98].

Le modèle de vie accélérée est dit paramétrique si l'on connaît à la fois la distribution de probabilité de la durée de vie (pour chaque niveau de stress) et l'équation d'accélération qui relie un des paramètres de cette distribution et les contraintes d'accélération. Par exemple, lorsque l'on considère la distribution des logarithmes du nombre de cycles à la rupture.

$$R_o(t) = 1 - \Phi\left(\frac{t - \mu}{\sigma}\right)$$

Avec :

$t = \log(N)$

N : nombre de cycles à la rupture

Φ : fonction de répartition de la loi normale standard

μ : moyenne des logs (N)

σ : écart type des logs (N)

7.1.1.2 Estimation semi paramétrique

L'estimation semi paramétrique cherche à estimer l'influence des contraintes appliquées sans faire d'hypothèse sur la forme de distribution de base [BAGD01]. L'équation d'accélération est donc connue mais pas la fonction de survie. Le principal objectif est

alors l'estimation de la fonction de survie dans les conditions nominales à partir de la fonction de survie dans des conditions accélérées.

La méthode semi paramétrique consiste à ne faire aucune hypothèse sur la loi statistique de fiabilité et à supposer que la fonction $R(z)$ appartienne à une classe de fonction exponentielle de la forme [TEBB05] :

$$R(z) = e^{(\beta^T z)}$$

La fonction de survie sous le stress S_i peut alors être estimée par Kaplan Meyer :

$$R_{S_i}(x) = R_{S_0} \cdot e^{(\beta^T z) \cdot x}$$

Notons $K_i(t)$ le nombre de défaillances observées pour le $i^{\text{ème}}$ échantillon de taille N_i dans l'intervalle $[0,t]$. Soit $S_i(t)$ le nombre de survivants avant le temps t :

$$K(t, \beta) = \sum_{i=1}^k K_i(e^{(\beta^T z_i)} t)$$

Et le nombre total de survivants avant l'instant t :

$$S(t, \beta) = \sum_{i=1}^k S_i(e^{(\beta^T z_i)} t)$$

La fonction de fiabilité de base peut être estimée par l'estimateur de Kaplan Meyer [KAPL58] :

$$R_{S_0}(x) = \prod_{t \leq x} \left(1 - \frac{\Delta K(t, \beta)}{S(t, \beta)}\right)$$

Une estimation de β est alors envisageable par le maximum de vraisemblance, permettant ainsi d'estimer la fonction de survie dans les conditions nominales.

Les modèles semi paramétriques sont utilisés pour des applications diverses. Par exemple, le modèle à risque proportionnel, introduit par Cox en 1972 fait partie de cette catégorie de modèle très répandu dans le domaine médical. Il permet de prendre en considération simultanément plusieurs variables pour décrire la durée de vie moyenne.

7.1.1.3 Estimation non paramétrique

Le modèle statistique de vie accélérée est considéré comme non paramétrique si la fonction de survie est inconnue et aucune forme paramétrique du modèle analytique n'est supposée. Ainsi cette estimation fonctionnelle, vise à déterminer une ou plusieurs des différentes fonctions caractérisant la distribution de base observée (par exemple le taux de défaillance) sans faire d'hypothèse sur celle-ci. Les modèles non paramétriques sont largement utilisés pour des données biomédicales et rarement pour des données d'ingénierie. Ils ont été étudiés notamment par [TSIA90], [YING93], [LIN94].

PARTIE II : EXPERIMENTATION

La deuxième partie de ce mémoire concerne la phase d'expérimentation. Ce moyen d'essai doit permettre de solliciter une éprouvette afin d'entraîner cette dernière en fatigue par une contrainte de flexion ou de torsion et d'enregistrer les données nécessaires à la deuxième partie du sujet.

Ci-dessous les données de départ :

Description de l'essai :

Le but de ce moyen d'essai est d'entraîner un fil métallique en fatigue par la répétition d'une contrainte de flexion ou de torsion, jusqu'à rupture de cette dernière.

Pour la sollicitation en flexion, l'éprouvette (fil métallique) est en liaison encastrement à une extrémité, l'autre extrémité est mise en mouvement par une translation.

Dans le cas de la flexion, le mouvement aura les caractéristiques suivantes :

- Trajectoire linéaire
- Course : paramétrable (maximum 150 mm)
- Fréquence des allers/retours : paramétrable (minimum 1 Hz)

Dans le cas de la torsion, le mouvement aura les caractéristiques suivantes :

- Trajectoire circulaire
- Angle de torsion : paramétrable (maximum 60°)
- Fréquence des allers/retours : paramétrable (minimum 1 Hz)

L'actionneur et sa commande seront repris d'une étude antérieure.

- Actionneur : vérin électromagnétique COPLEY XTA3808 (fiche technique en annexe)

- Partie commande : variateur COPLEY XTL-230-18 (fiche technique en annexe).

Définition de l'éprouvette :

L'éprouvette est un fil métallique avec les caractéristiques suivantes :

- $0,8\text{mm} \leq \text{diamètre} \leq 1,5\text{mm}$
- Type de matériau de l'éprouvette : évolutif suivant les besoins de l'étude

Dimensions :

Ce moyen d'essai aura plus tard un but pédagogique, aussi ce dernier devra être transportable facilement.

Pour cela, un encombrement minimum est recherché, et ne doit pas être supérieur à 1000x600x200 mm.

Par ailleurs, la masse totale doit être la plus faible possible, et ne doit pas dépasser 30 kilogrammes.

Environnement :

La température des essais sera comprise entre +15°C et +60°C.

Compte tenu de son but pédagogique, la zone d'essai doit être le plus largement visible.

D'autre part, le moyen d'essai ne doit pas nécessiter de source d'énergie autre que celle du secteur électrique standard français (230V, 50Hz).

Budget :

Le budget global pour la réalisation de ce moyen d'essai est de 2 k€ (hors vérin et commande).

Résultats à obtenir :

Le moyen d'essai doit identifier et comptabiliser le nombre de sollicitations avant rupture de celle-ci.

CHAPITRE IV : CONCEPTION DU MOYEN D'ESSAI

1 Analyse fonctionnelle

L'analyse fonctionnelle fait suite à une problématique de conception ou d'évaluation.

C'est une étape importante dans la démarche de conception d'un nouveau produit. Il en résulte une décomposition structurée de facteurs et d'exigences d'usage qui serviront à établir un cahier des charges fonctionnel.

1.1 Analyser le besoin

L'objectif de cette étape est de saisir et d'énoncer le besoin qui justifie la conception du moyen d'essai nécessaire. Pour cela, il est nécessaire de prendre en considération toutes les contraintes liées au besoin.

Pour schématiser cette démarche, nous pouvons utiliser un outil graphique tel que le diagramme de cause à effet (également appelé diagramme d'Ishikawa). Cet outil est habituellement utilisé pour identifier les causes possibles d'un problème avec l'emploi des 5M (Machine, Main d'œuvre, Méthodes, Matière, Milieu) mais les familles peuvent également être adaptées à l'effet étudié.

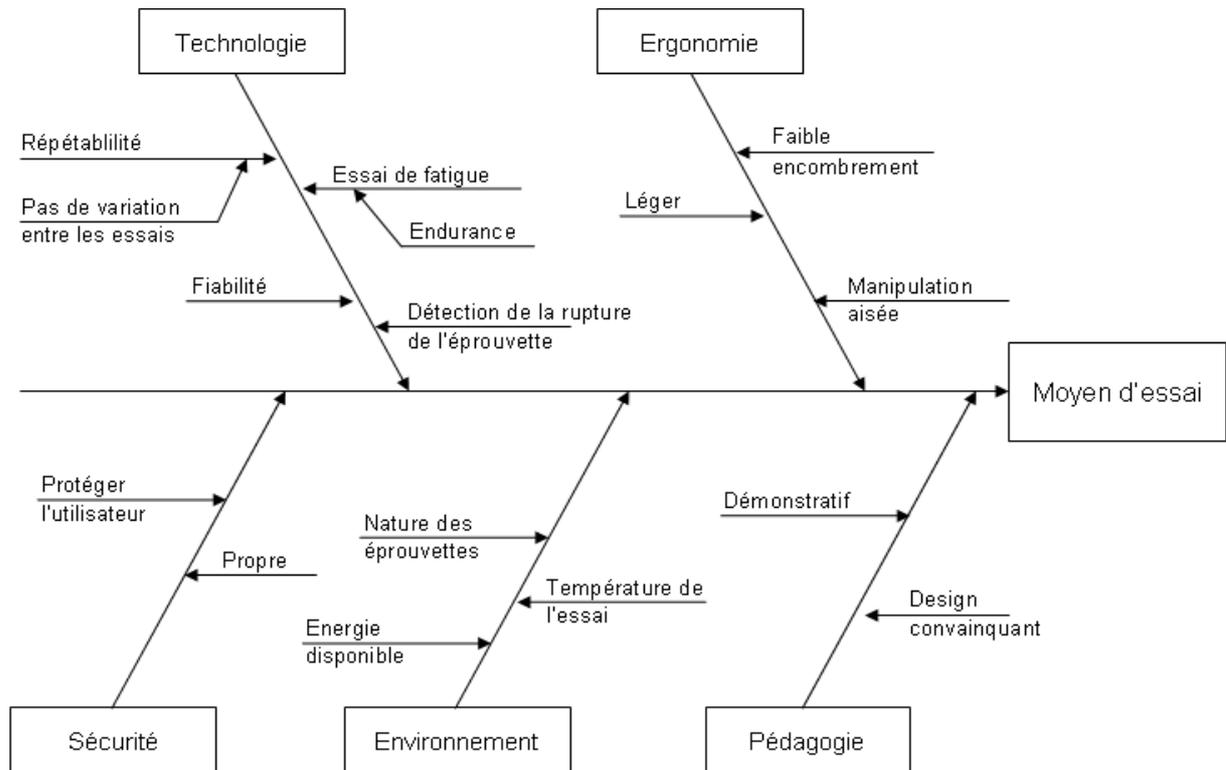


Figure 23 : Diagramme d'Ishikawa

Ce diagramme traduit de manière explicite le cheminement nécessaire à l'énoncé d'un besoin qui est une étape essentielle pour obtenir le résultat souhaité. Nous voyons nettement ici que l'équipement devra avoir la robustesse indispensable à un essai comportant un nombre de cycle important.

1.2 Etudier la faisabilité

1.2.1 Identifier les fonctions de service

L'objectif de cette partie est de définir les fonctions de service qui vont permettre de formuler le cahier des charges fonctionnel. Pour cela, il est nécessaire de décomposer le système en sous-ensemble.

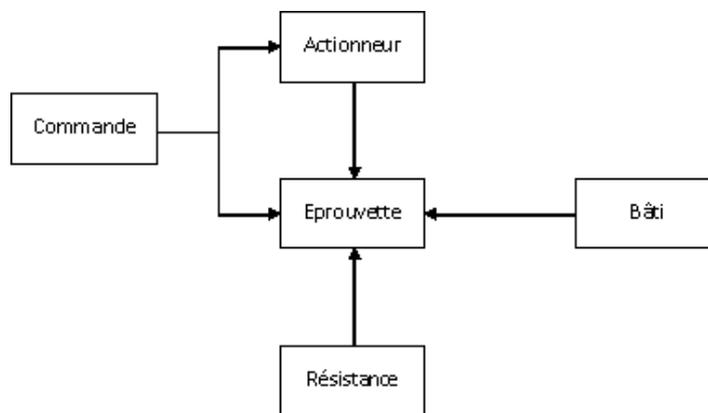


Figure 24 : Représentation du moyen d'essai en sous-ensemble

Nous pouvons séparer l'ensemble en cinq sous ensembles représentant les éléments de base du système.

Suite à cette décomposition, il est plus aisé de lier ces derniers entre eux par leurs fonctions par le diagramme pieuvre. Nous allons tout d'abord rechercher les fonctions principales et les fonctions contraintes entre chacune de ces parties.

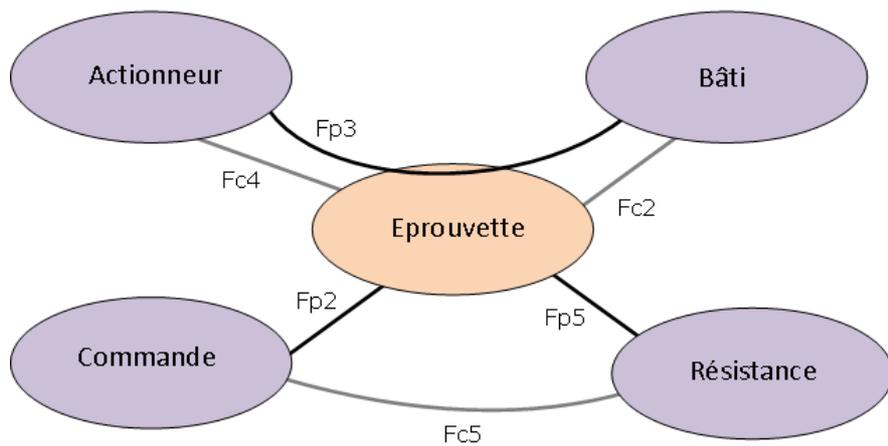
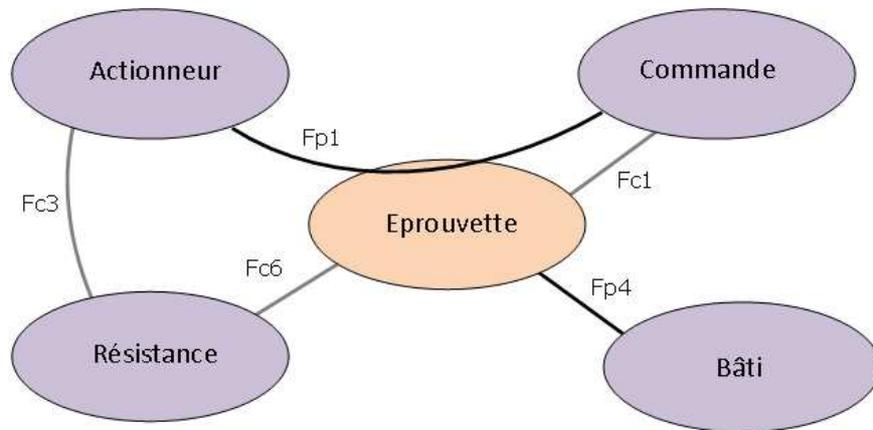


Figure 25 : Diagrammes pieuvres du moyen d'essai

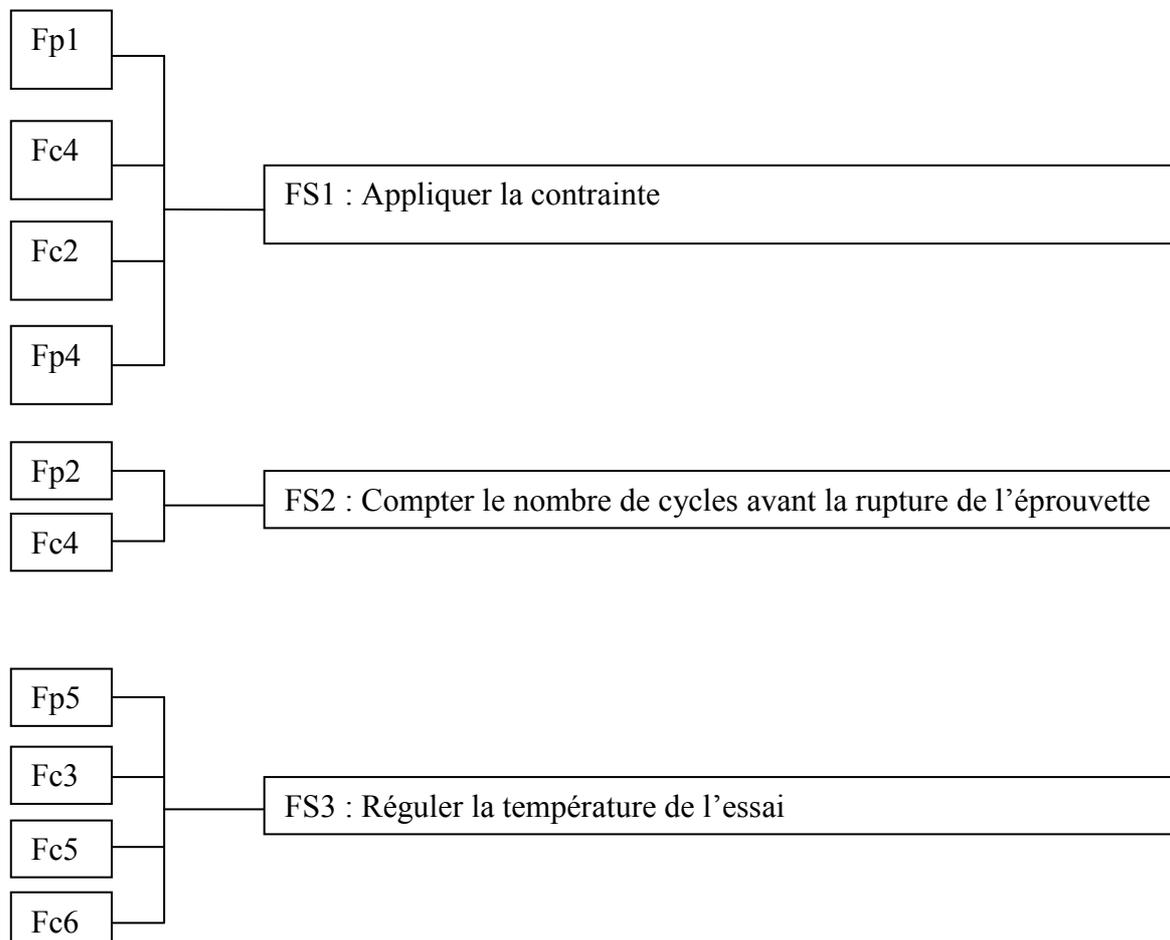
1.2.1.1 Fonctions principales de l'ensemble

- ♦ Fp1 : Appliquer la contrainte
- ♦ Fp2 : Compter le nombre de cycle avant rupture
- ♦ Fp3 : Assurer la répétabilité
- ♦ Fp4 : Immobiliser l'éprouvette
- ♦ Fp5 : Appliquer à l'éprouvette une température prédéfinie

1.2.1.2 Fonctions contraintes de l'ensemble

- ♦ Fc1 : Détecter la rupture
- ♦ Fc2 : Limiter les contraintes à des contraintes simples
- ♦ Fc3 : Isoler thermiquement l'actionneur
- ♦ Fc4 : Supprimer les contraintes parasites
- ♦ Fc5 : Isoler thermiquement la commande
- ♦ Fc6 : Réguler la température de l'éprouvette

Après avoir réalisé cette étape de définition, il est alors possible de regrouper celles-ci afin d'identifier les fonctions de service.



Fp3

FS4 : Assurer la répétabilité des essais

1.2.2 Cahier des charges fonctionnel (CdCF)

Afin d'orienter notre étude dans le sens du besoin, il est nécessaire de définir pour chaque fonction de service les critères d'exigences. Ces derniers nous permettront de rédiger le cahier des charges fonctionnel, et ainsi de réaliser les choix de conception les plus appropriés.

FS1 : Appliquer la contrainte (flexion et torsion)

Les critères d'appréciations à prendre en compte pour cette fonction de service sont les sollicitations mécaniques appliquées à l'éprouvette.

La contrainte de flexion alternée, par définition suivant une trajectoire linéaire, devra être modulable selon des caractéristiques de vitesse, d'accélération et d'amplitude. Tous les autres facteurs influant sur l'éprouvette, notamment le cisaillement au niveau des liaisons mécaniques, devront être supprimés.

La contrainte de torsion, devra pouvoir être adaptable notamment concernant la valeur de l'angle de torsion. Comme pour l'essai de flexion, l'éprouvette sera soumise à une contrainte de torsion uniquement.

FS2 : Compter le nombre de cycles avant la rupture de l'éprouvette

Le critère d'appréciation à prendre en compte pour cette fonction de service est le comptage du nombre de cycles de sollicitations subis par l'éprouvette avant sa rupture.

Le moyen d'essai devra par conséquent comporter un système de détection de la rupture ainsi que de comptage, du lancement de l'essai jusqu'à l'information de casse de l'éprouvette.

FS3 : Réguler la température de l'essai

Le critère d'appréciation à prendre en compte pour cette fonction de service est la température des essais, qui sera comprise entre +15°C et +60°C.

La température est un facteur qui devrait probablement agir sur le comportement de l'éprouvette lorsque cette dernière sera sollicitée. Aussi, afin d'augmenter le volume de données, cette variable devrait s'avérer utile. La plage de température sera comprise entre +15°C et +60°C.

FS4 : Assurer la répétabilité des essais

Le critère d'appréciation à prendre en compte pour cette fonction de service est la répétabilité des essais.

Cet aspect est prépondérant pour la bonne conduite des essais. En effet, un phénomène parasite sera certainement préjudiciable. Mais s'il agit de façon permanente et identique, les données seront potentiellement exploitables. A l'opposé, une mauvaise répétabilité impliquera une incohérence complète entre les données récoltées.

1.3 Schéma cinématique

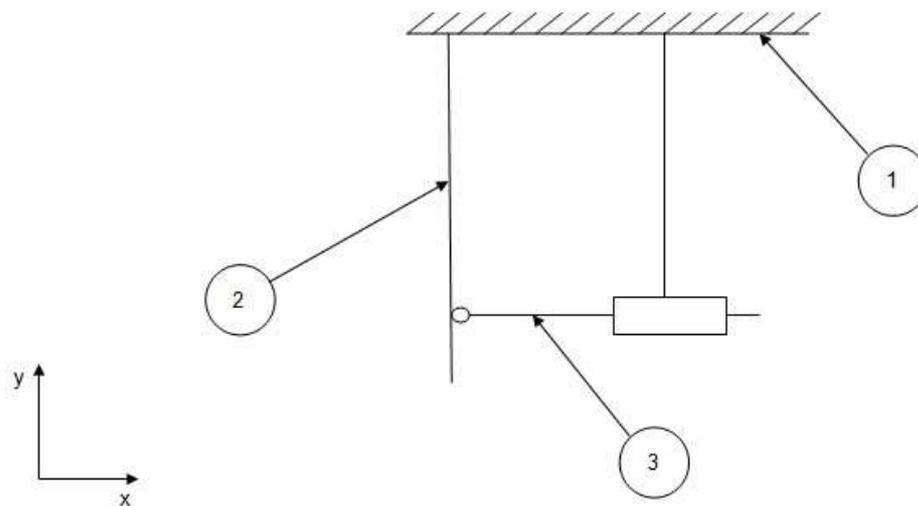
Le cahier des charges fonctionnel réalisé, l'étape suivante, et précédant la démarche de recherche des choix de conception est le schéma cinématique.

En effet ce dernier est la première représentation graphique du mécanisme désiré intégrant les liaisons mécaniques entre les différents solides du système.

1.3.1 Schéma cinématique de la version flexion

Il existe plusieurs types de schéma cinématique, nous commencerons par le schéma cinématique minimaliste du système global.

1.3.1.1 Schéma cinématique minimaliste du système global de flexion



Repère	Désignation
1	Bâti
2	Eprouvette
3	Système d'application de la contrainte

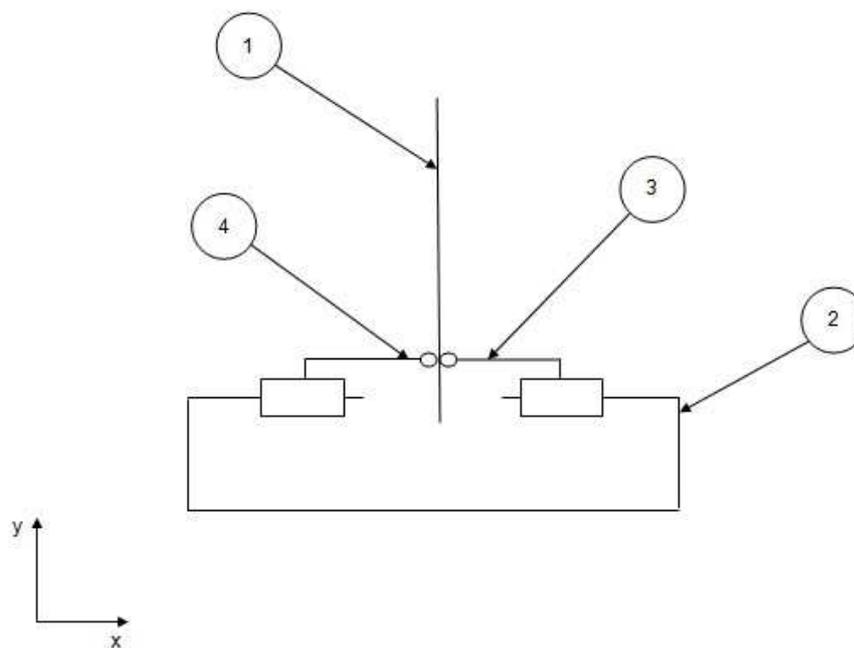
Figure 26: Schéma cinématique minimaliste de la version flexion

- ♦ Liaison entre le bâti et l'éprouvette : liaison complète devant maintenir l'éprouvette sans contrainte superflue.
- ♦ Liaison entre le bâti et le système d'application de la contrainte : liaison glissière d'axe x assurée par l'actionneur XTA3808.
- ♦ Liaison entre l'éprouvette et le système d'application de la contrainte : liaison ponctuelle (bidirectionnelle).

Le schéma cinématique minimaliste peut suffire à exprimer graphiquement le système global à concevoir, toutefois, dans un but de conception adaptée le plus possible au besoin et uniquement au besoin, il est préférable de réaliser un autre schéma cinématique. En

effet, la liaison mécanique entre l'éprouvette et le système d'application de la contrainte peut faire l'objet d'une description graphique du besoin avant de se lancer dans la conception qui risque de complexifier inutilement cette fonction.

1.3.1.2 Schéma cinématique du système d'application de la contrainte



Repere	Designation
1	Eprouvette
2	Support des systèmes d'appui sur l'éprouvette
3	Système d'appui sur l'éprouvette 1
4	Système d'appui sur l'éprouvette 2

Figure 27 : Schéma cinématique du système d'application de la contrainte de flexion

- ♦ Liaison entre le support des systèmes d'appui et le système d'appui 3 : liaison glissière d'axe x.
- ♦ Liaison entre le support des systèmes d'appui et le système d'appui 4 : liaison glissière d'axe x.

- ♦ Liaison entre l'éprouvette et le système d'appui 3 : liaison ponctuelle de normale x.
- ♦ Liaison entre l'éprouvette et le système d'appui 4 : liaison ponctuelle de normale x.

Le système est maintenant décomposé en liaisons mécaniques élémentaires. Le choix de ces dernières sera réalisé ultérieurement lors des choix de conception.

1.3.2 Schéma cinématique de la version torsion

1.3.2.1 Schéma cinématique minimaliste du système global de torsion

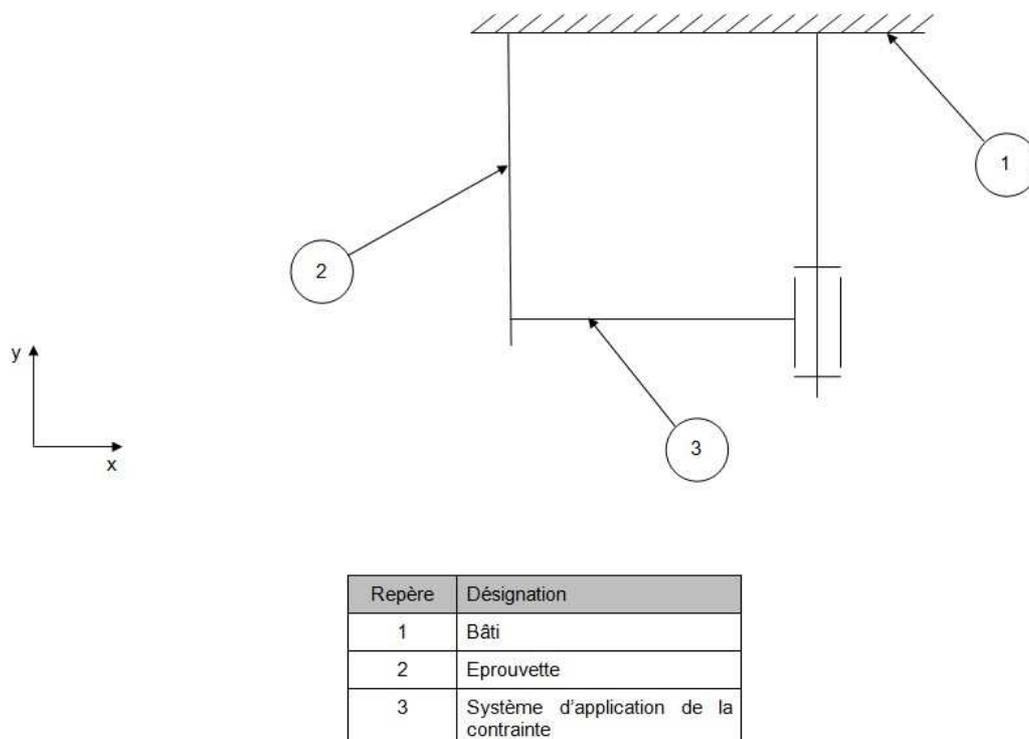


Figure 28: Schéma cinématique minimaliste de la version torsion

- ♦ Liaison entre le bâti et l'éprouvette : liaison complète devant maintenir l'éprouvette sans contrainte superflue.
- ♦ Liaison entre le bâti et le système d'application de la contrainte : liaison pivot d'axe y, cette liaison devra également créer le mouvement de rotation.
- ♦ Liaison entre l'éprouvette et le système d'application de la contrainte : liaison complète devant maintenir l'éprouvette sans contrainte superflue.

2 **Choix de conception en version flexion**

2.1 **FS1 : Appliquer la contrainte de flexion**

2.1.1 Liaison complète entre le bâti et l'éprouvette

Des essais ultérieurs réalisés par des étudiants de l'ENISE, ont montré que cette liaison peut avoir une grande influence sur le comportement de l'éprouvette. En effet, il y a été constaté une absence de cohérence sur des essais similaires.

2.1.1.1 *Essais ultérieurs*

Lors de ces essais ce point n'a pas fait l'objet de suffisamment d'attention, la solution choisie a été un mandrin trois mors. Cela implique un maintien de l'éprouvette uniquement sur trois zones de taille réduite. Par ailleurs l'orientation à 120° des mors du mandrin empêche une symétrie du serrage à 180° parallèle au mouvement entraînant la contrainte de flexion.

Tous ces éléments engendrent une sollicitation différente entre les essais. La position de l'éprouvette dans le système de serrage n'est obligatoirement pas identique et par conséquent la contrainte appliquée est différente.



2.1.1.2 Liaison retenue

Le constat de l'étude précédente nous a amené à supprimer tout les facteurs pouvant influencer sur la reproductivité entre les différents essais.

Le moyen de serrage idéal d'un cylindre est bien le mandrin, toutefois il existe plusieurs types de technologies avec des caractéristiques différentes. Le mandrin utilisé précédemment à comme caractéristique principale de posséder une plage d'utilisation très grande. Or ici, ce paramètre n'a aucune utilité et donc ce choix n'est pas vraiment justifié.

Notre application, qui nécessite d'avoir une surface de contact la plus importante possible, afin d'assurer la meilleure répétabilité possible entre les différents essais conduit à choisir la technologie du mandrin à pince. En effet, ces derniers ont huit zones de contact, de grandes superficies, avec l'élément à immobiliser.



Figure 29: Mandrin à pince

Toutefois, le positionnement de la pince ainsi que les arêtes de chaque mors peuvent perturber les résultats.

Aussi, dans un souci de rigueur, afin de disposer d'un positionnement et d'une application de la contrainte parfaitement identique nous avons recherché une solution supprimant ces inconvénients.

Les deux paramètres à supprimer sont donc les suivant :

- ♦ les interruptions de contact de surface entre l'éprouvette et le bâti
- ♦ la présence d'arête pouvant créer un cisaillement lors des essais

- Surface de contact entre l'éprouvette et le bâti

Comme décrit ci-dessus, les interruptions de contact entre ces deux éléments provoquent des différences potentielles entre plusieurs essais, ce qui est préjudiciable dans nos résultats.

Pour autant, il est impossible de serrer une pièce sans que l'élément de serrage possède une géométrie variable, et par conséquent la présence de zone sans contact est obligatoire.

La seule solution pour résoudre ce problème passe donc par une décomposition de la fonction en deux parties. Une partie assurant le serrage de l'éprouvette, et une deuxième garantissant un contact parfait entre celle-ci et le bâti.

- Absence de cisaillement

Ce paramètre sera déjà bien simplifié par la résolution du premier. En effet, si le contact entre l'éprouvette et le bâti ne présente pas d'interruption, il suffira d'un rayon en sortie pour supprimer la contrainte de cisaillement potentielle.

La solution retenue, compte tenu des remarques ci-dessus, est l'ajout d'un guide corrigeant les inconvénients du mandrin à pince. Ce dernier ne pourra pas serrer l'éprouvette, par conséquent le mandrin à pince sera conservé et placé en amont du guide.

Ce guide représenté sur la figure ci-dessous est en fait un cylindre constitué d'un alésage ajusté au diamètre de l'échantillon en question, avec un rayon en sortie.

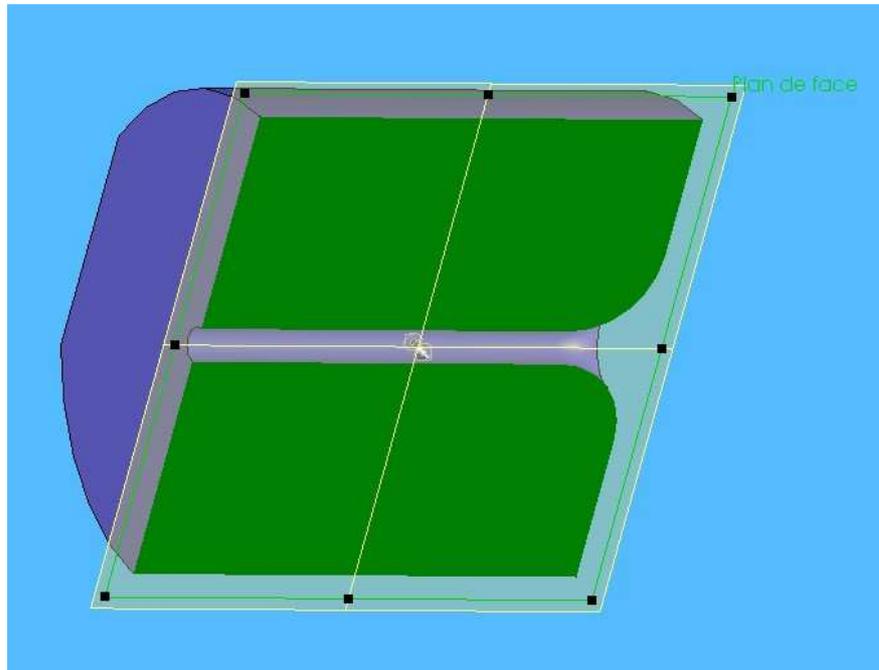


Figure 30: Coupe du guide du montage de flexion

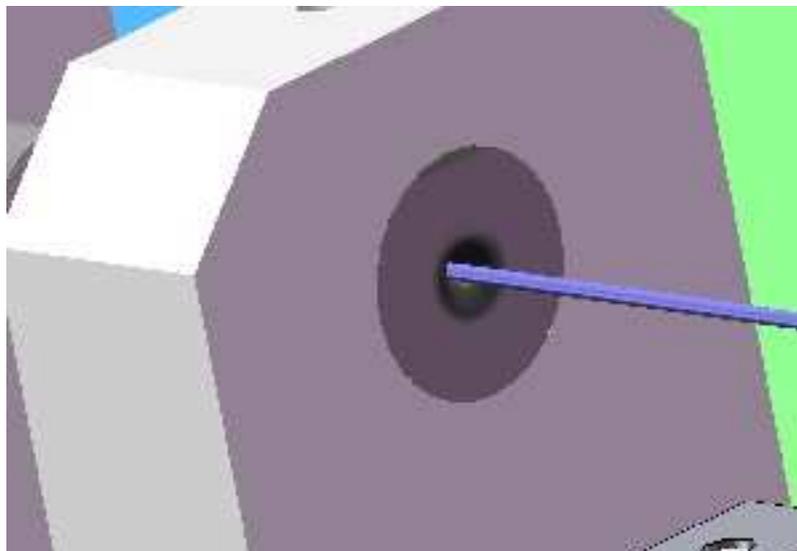


Figure 31: Guide du montage de flexion

La géométrie du guide est prépondérante dans le but recherché, mais n'est pas le seul paramètre entrant en considération. En effet, la dureté de celui-ci peut également avoir

un rôle non négligeable et par conséquent, le choix de la matière doit faire l'objet d'une attention particulière.

Par ailleurs, la réalisation de cette pièce va engendrer un certain nombre de difficultés, notamment par le fait de la caractéristique première recherchée, à savoir l'alésage de diamètre 1,2 mm. Effectivement, réaliser un alésage de ce diamètre sur une longueur relativement importante, pour avoir un bon guidage de l'éprouvette, est à prendre en compte lors de la conception de ce composant.

▪ *Matière du guide*

La matière choisie pour ce guide est le polymère polyoxyméthylène (POM). Les principales propriétés de cette matière sont les suivantes :

- résistance élevée à la traction et aux chocs
- excellente résistance à la fatigue
- excellente stabilité dimensionnelle
- bonnes caractéristiques d'isolation électrique
- faible coefficient de frottement et très bonne résistance à l'abrasion
- large plage de température d'utilisation

Les principales caractéristiques mécaniques de cette matière, utiles dans notre cas sont les suivantes :

Tableau 2 : Caractéristiques mécaniques du POM

Résistance à la rupture	70 MPa
Module d'élasticité	3000 MPa
Dureté	80
Résistance à l'usure	0,75

La dureté de ce matériau, présente un compromis idéal entre ductilité nécessaire pour la conduite des essais, et résistance à l'usure suffisante pour la répétition des nombreux essais que nous aurons à mener.

Les bonnes caractéristiques d'usinabilité de cette matière, un diamètre de l'ordre d'un millimètre sur une profondeur importante engendre des difficultés de réalisation.

2.1.2 Liaison de l'éprouvette avec les systèmes d'appui

Cette liaison est moins critique que celle concernant l'autre extrémité de l'éprouvette, toutefois elle n'est pas sans difficulté pour autant.

Afin d'avoir une liaison ponctuelle avec l'éprouvette de forme cylindrique, l'élément en contact doit être soit un cylindre, soit une sphère. Lors du mouvement des pièces, le contact permanent avec une sphère exigerait un guidage engendrant un coup supplémentaire superflu, le choix d'un cylindre est par conséquent le plus adapté.

En effet, lors de l'essai, il y aura un mouvement entre les composants assurant cette liaison. Par conséquent, la liaison ponctuelle entre l'éprouvette et les systèmes d'appui devra permettre une liberté de mouvement sans pour autant perdre l'absence des degrés de liberté imposée par la liaison ponctuelle.

Compte tenu des éléments cités ci-dessus, le maintien du fil sera assuré par deux mors possédant une face cylindrique en vue d'obtenir un contact ponctuel. Par ailleurs, ces derniers devront être mobiles en translation.

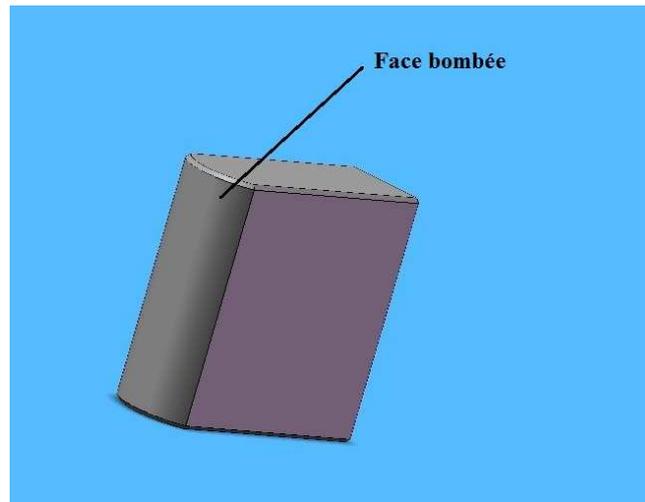


Figure 32: Face de contact des mors

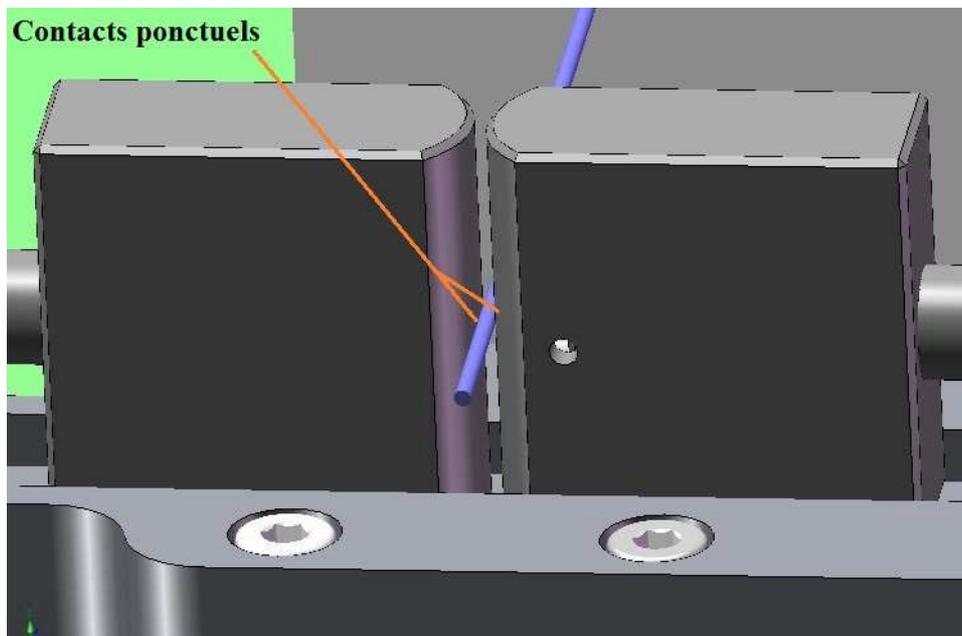


Figure 33: Contact de l'éprouvette avec les mors

2.1.3 Liaison le support des systèmes d'appui et les systèmes d'appui

Le guidage en translation de ces deux mors s'effectue par l'intermédiaire de deux axes cylindriques avec un ajustement juste glissant entre ces deux pièces. La liaison ainsi obtenue est une liaison pivot glissant. Pour supprimer le degré de liberté en rotation et avoir une liaison glissière, les mors seront également guidés dans une rainure.

Par ailleurs, pour éviter les chocs à chaque changement de direction, ces mors serrent le fil par l'intermédiaire d'un ressort sur chaque mors. Ces ressorts (non représentés sur le fichier 3D) sont également guidés par les axes des mors. La figure ci-dessous représente cette liaison.

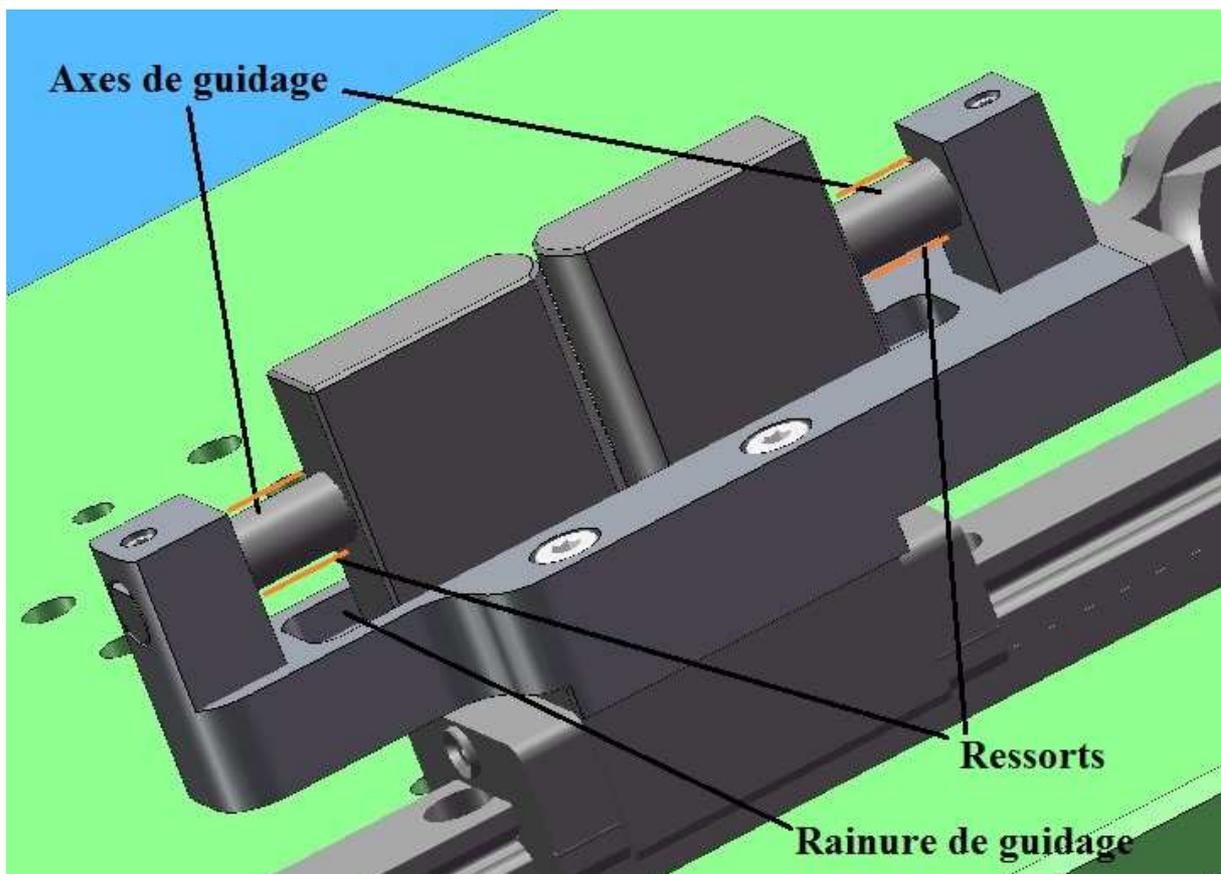


Figure 34: Guidage des mors

Par ailleurs, le guidage des mors par les axes impose un jeu très faible, l'ajustement le plus approprié est un ajustement H7g6. L'inconvénient d'un guidage par un arbre avec ce type d'ajustement est l'évacuation ou l'entrée de l'air à chaque compression et décompression de la chambre créée par le mouvement des composants. Ce phénomène de « pompe » sera supprimé par l'ajout d'un trou qui servira d'échappement ou d'entrée d'air suivant le sens du mouvement du mors par rapport à l'axe.

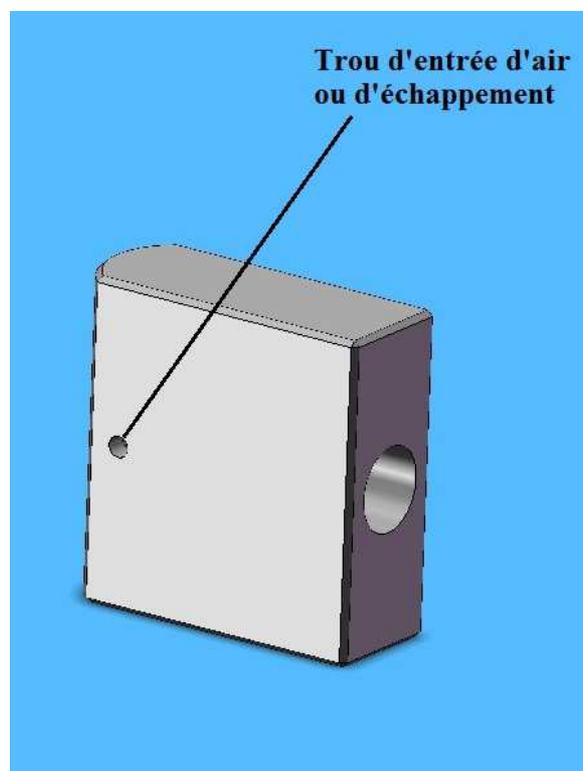


Figure 35: Guide vue coté alésage

2.2 FS2 : Compter le nombre de cycles avant la rupture de l'éprouvette

Pour identifier la rupture de l'éprouvette et comptabiliser le nombre de cycles (un cycle étant égal à un aller/retour) deux solutions étaient envisageables :

2.2.1 Solution n°1 : Présence de l'effort résistant

Le système de commande du vérin permet de piloter l'effort du vérin, il est donc possible d'ajouter un contrôle de l'effort résistant exercé sur le vérin.

Lorsque l'éprouvette cassera, cet effort diminuera et ainsi on pourra identifier la rupture.

Tableau 3 : Avantages et inconvénients de la solution avec présence d'un effort

Avantage	Inconvénient
Pas de coûts supplémentaires Pas d'impact sur le déroulement des essais	Détection incertaine

2.2.2 Solution n°2 : Présence d'une tension

Le système de commande du vérin peut déterminer la présence d'une tension de faible valeur (5V DC).

L'éprouvette avant rupture étant toujours en contact avec les mors mobiles (serrage de l'éprouvette), la tension sera toujours conduite par l'éprouvette sur le système de serrage.

A la rupture du fil, la transmission sera interrompue et par conséquent l'identification de la rupture possible.

Tableau 4 : Avantage et inconvénient de la solution avec présence d'un courant

Avantage	Inconvénient
Détection fiable	Echauffement potentiel de l'éprouvette Risque de modification du comportement du matériau

2.2.3 Solution retenue

Compte tenu des efforts pour mettre en mouvement le chariot supportant les mors mobiles par rapport à l'effort résistant engendré par la déformation de l'éprouvette (fil de 1,2mm), il paraît hasardeux de choisir la solution n°1.

$$\frac{\text{Effort résistant éprouvette}}{\text{Effort mouvement chariot}} : \text{trop faible}$$

La solution par la présence d'une tension ne présente pas de risque majeur et est par conséquent retenue.

2.3 FS3 : Réguler la température de l'essai

La température de l'essai doit être comprise entre +15°C et +60°C, soit une gamme de température relativement proche de la température ambiante. Par conséquent, il n'est pas nécessaire d'avoir une zone parfaitement isolée.

Ainsi, le capot sera réalisé en PMMA (polyméthacrylate de méthyle), cette matière étant transparente le visuel ne sera pas réduit. Pour information, l'appellation commerciale courante de cette matière est « plexiglas ».

D'autre part, il n'y a pas d'étanchéité entre ce capot et les autres composants du moyen d'essai. La figure ci-dessous représente l'implantation globale des principaux composants.

La régulation thermique sera composée des éléments suivants :

- Un régulateur type STATOP 15, encombrement L=110,5 x l=50 x h=26,5 mm
- Une résistance électrique chauffante, encombrement L= 70 x l=50 x h=65mm

Cette régulation thermique ne sera pas réalisée dans un premier temps, mais sera prévue pour ajouter d'autres paramètres d'essais en fonction des résultats.

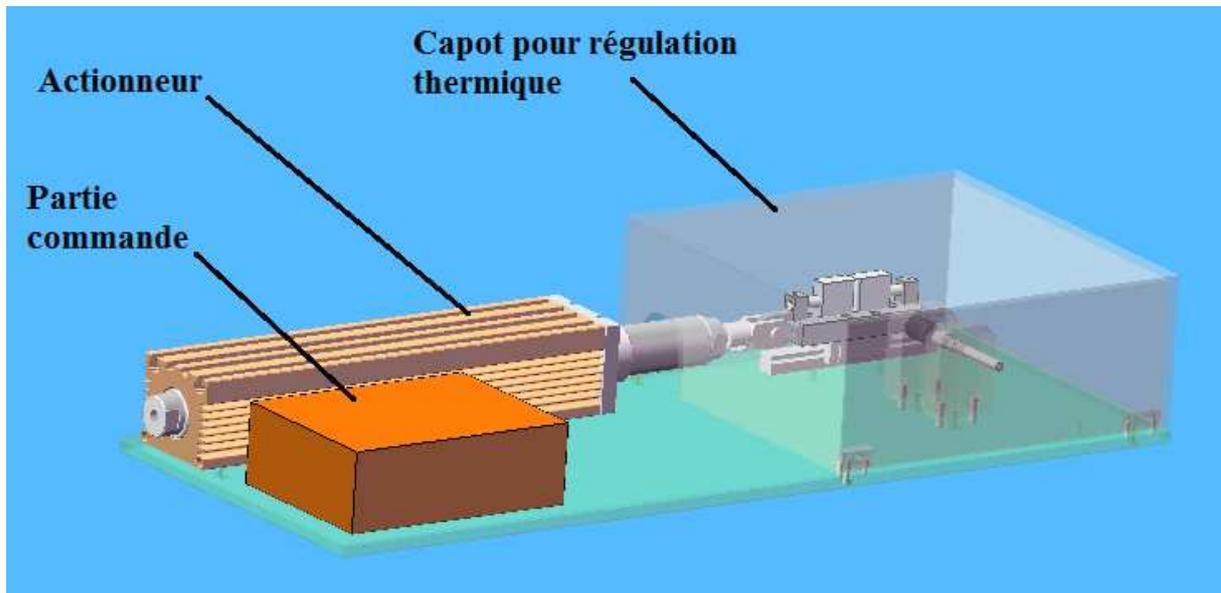


Figure 36: Vue globale avec capot de régulation thermique

2.4 FS4 : Assurer la répétabilité des essais

Comme nous l'avons vu précédemment, cette fonction de service est essentielle, d'ailleurs elle intervient indirectement également dans FS1, FS2 et FS3. En effet les choix réalisés pour les trois fonctions de service citées ci-dessus ont été orientés afin d'optimiser la représentativité entre les essais successifs.

De plus, afin de limiter les efforts de frottement, le chariot supportant le système de serrage du fil est guidé linéairement par un guide à bille. Ce dernier apporte également une grande précision dans la trajectoire du chariot et sa durée de vie est largement supérieure aux nombres d'expérimentations que nous aurons à mener.

3 Choix de conception en version torsion

3.1 FS1 : Appliquer la contrainte de torsion

3.1.1 Liaison complète entre le bâti et l'éprouvette

La problématique de cisaillement rencontrée en flexion ne se pose pas ici, en effet la contrainte de torsion n'influe pas sur l'axe de l'éprouvette. Par conséquent, l'utilisation de mandrin à pince est complètement adaptée à notre application.

3.1.2 Liaison complète entre l'éprouvette et le système d'application de la contrainte

La configuration est ici identique à la liaison complète entre le bâti et l'éprouvette, de ce fait, la liaison mécanique sera assurée par le même moyen.

3.1.3 Liaison pivot entre l'éprouvette et le bâti

Cette liaison doit créer le mouvement de rotation désiré, pour l'essai dans ces conditions. Or, comme nous l'avons vu précédemment l'actionneur dont nous disposons est un actionneur linéaire. Aussi nous devons réaliser la transformation de ce mouvement linéaire en un mouvement circulaire.

La problématique posée ici est donc de transformer un mouvement de translation en un mouvement de rotation. Plusieurs mécanismes permettent de réaliser cette fonction.

3.1.3.1 Choix du type de transformation du mouvement

- Principaux types de transformation de mouvement de translation/rotation

Il existe plusieurs solutions mécaniques pour réaliser ce type d'opération, nous citerons ci-dessous les principales :

- Pignon + crémaillère

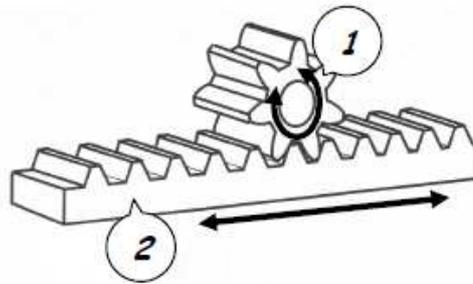


Figure 37 : Système pignon + crémaillère

Tableau 5 : Avantages et inconvénients du système pignon + crémaillère

Avantages	Inconvénients
Possibilité de transmettre des efforts très importants Possibilité de transmettre des vitesses rapides	Rendement faible Précision faible Coût important

Notre application ne demande pas de transmettre des efforts importants et la vitesse sera faible. En revanche, nous aurons besoin d'une précision importante pour la répétabilité entre les essais.

Cette solution n'est donc pas adaptée à notre cas.

○ Vis + écrou



Figure 38 : Système Vis + écrou

Tableau 6: Avantages et inconvénients du système vis + écrou

Avantages	Inconvénients
Possibilité de transmettre des efforts importants Possibilité de transmettre des vitesses rapides Bon rendement Très bonne précision Encombrement réduit	Coût important pour un système de bonne précision

Les caractéristiques de cette solution correspondent à notre application, en effet la très bonne précision et l'encombrement réduit sont deux avantages importants.

○ Poulie + courroie

Il existe plusieurs types de courroies, dans le cas d'une transformation de mouvement de translation en rotation, la courroie crantée est très souvent utilisée.

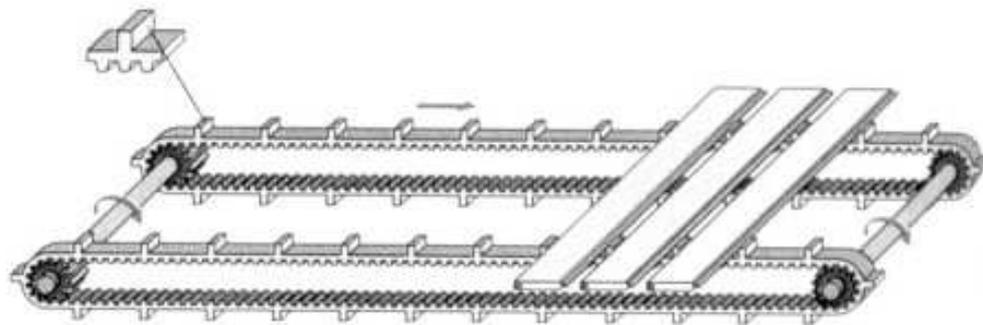


Figure 39: Système Poulie + courroie

Tableau 7: Avantages et inconvénients du système poulie + courroie

Avantages	Inconvénients
Possibilité de transmettre des vitesses rapides Coût faible	Précision moyenne Effort transmissible limité

La précision de ce système mécanique ne correspond pas avec les besoins de notre application. Cette solution est donc exclue.

- Bielle + manivelle

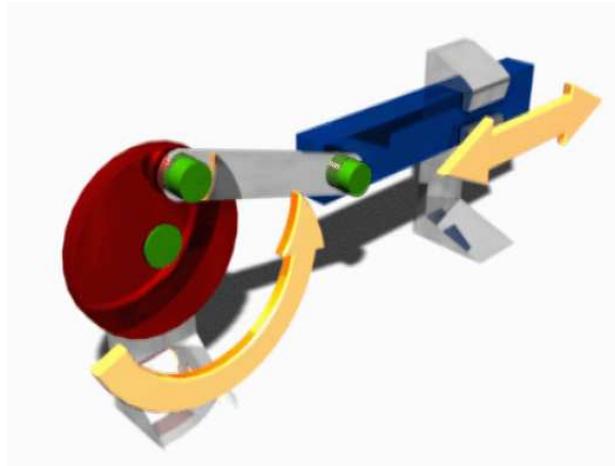


Figure 40: Système bielle+ manivelle

Tableau 8 : Avantages et inconvénients du système bielle+ manivelle

Avantages	Inconvénients
Possibilité de transmettre des vitesses rapides Bonne précision Coût faible	Rendement moyen Encombrement

La précision de ce système est en adéquation avec notre besoin, cette solution peut donc convenir, toutefois son encombrement peut être important et il sera nécessaire de le limiter pour pouvoir envisager ce système.

- Systeme de transformation possible

Compte tenu des éléments cités ci-dessus et de notre besoin, notamment concernant la précision nécessaire, deux solutions peuvent convenir :

- Solution vis + écrou

Ce type de technologie est très répandu lorsqu'un besoin de précision et un encombrement minimum sont recherchés. Ce système de transformation de mouvement est notamment utilisé pour les déplacements de table de machine outils, ou encore les systèmes de réglage optique des jumelles et des zooms.

Ce système qui présente de très nombreuses qualités lorsque son niveau de précision est élevé devient alors très onéreux.

- Solution bielle + manivelle

Cet accouplement est notamment connu pour son application dans les moteurs à explosion. L'encombrement, dans notre cas pourra être limité, compte tenu que nous recherchons à créer un mouvement de rotation avec un angle de débattement relativement faible.

- Système de transformation retenu

La comparaison des deux solutions envisageables montre un intérêt plus grand de la technologie bielle + manivelle, par conséquent nous retenons cette solution. De plus cette dernière est adaptable relativement facilement par rapport à la version flexion. En effet, dans ce cas, l'éprouvette sera orientée à 90° par rapport à l'actionneur. Ce ne serait pas le cas avec la solution vis + écrou qui nécessite que les deux éléments soient parallèles. Par conséquent, dans le but de garder le même support principal, nous aurions été obligés d'augmenter la dimension de la plaque support et de ce fait son poids et le coût du brut.

3.1.3.2 Conception du système bielle-manivelle

Un système bielle-manivelle est généralement composé de trois éléments. La figure ci-dessous décrit le schéma cinématique de ce mécanisme.

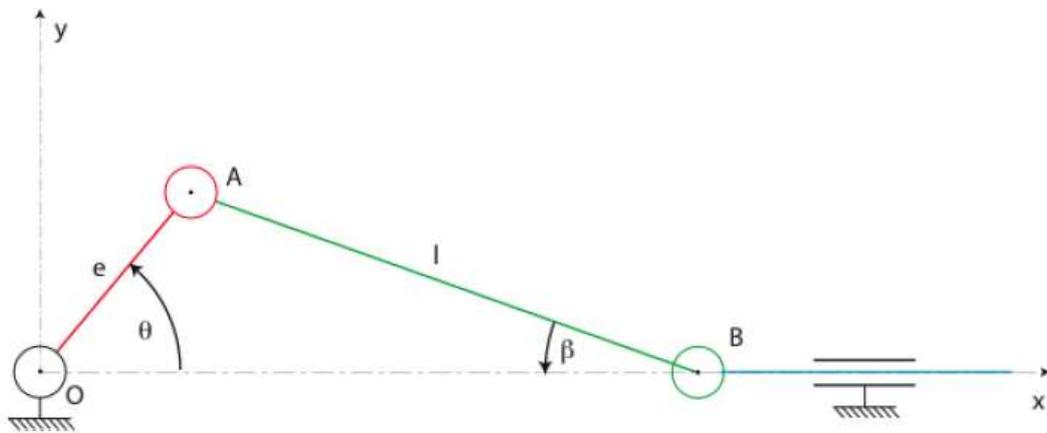
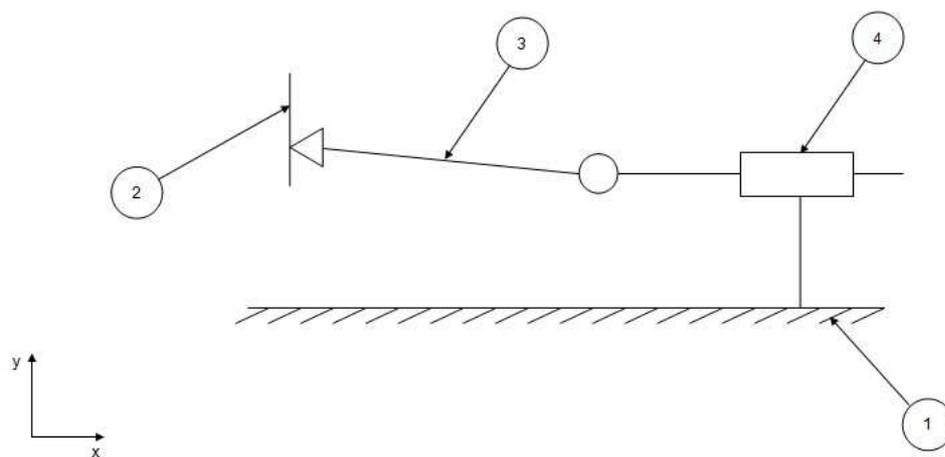


Figure 41 : Schéma cinématique d'un système bielle-manivelle

Dans notre cas, l'amplitude de l'angle θ est faible, aussi il est possible de simplifier ce schéma cinématique en remplaçant les deux liaisons pivots par une liaison linéaire rectiligne. Cette modification nous permet de supprimer un composant.

- Schéma cinématique de l'application de la contrainte de torsion



Repère	Désignation
1	Bâti
2	Eprouvette
3	Bielle
4	Actionneur

Figure 42: Schéma cinématique de l'application de la contrainte de torsion

- ♦ Liaison entre le bâti et l'actionneur : liaison glissière d'axe x, assurée par l'actionneur XTA3808.
- ♦ Liaison entre l'actionneur et la bielle : liaison pivot d'axe z.
- ♦ Liaison entre la bielle et l'éprouvette : liaison linéaire rectiligne d'axe z.

3.2 FS2 : Compter le nombre de cycles avant la rupture de l'éprouvette

Les conditions sont ici identiques par rapport à la version flexion, aussi la solution de détection de la présence d'un courant sera retenue.

3.3 FS3 : Réguler la température de l'essai

Les conditions sont identiques entre les deux versions, les choix de conception sont donc valables dans les deux cas.

3.4 FS4 : Assurer la répétabilité des essais

Comme pour la version flexion, cette fonction est présente dans chaque choix de conception.

CHAPITRE V : ESSAIS

1 Natures des essais

Dans un premier temps, le but des essais fût de mesurer le nombre de cycles à la rupture N_f sous une contrainte de flexion plane alternée, sans prendre en compte d'autres paramètres. Ensuite, de déterminer la loi de répartition la plus appropriée au comportement en fatigue lors d'une contrainte de flexion plane alternée.

Par la suite, toujours en flexion, nous avons essayé de définir des paramètres pouvant indiquer l'évolution de l'endommagement. Nos recherches se sont rapidement orientées sur l'évolution de la résistance électrique.

1.1 Matière utilisée

La matière retenue pour les essais est l'acier inoxydable austénitique 316L, largement utilisé dans l'industrie. Cette matière présente des avantages importants, notamment ses bonnes caractéristiques de résistances aux produits chimiques ainsi que de bonnes propriétés mécaniques. Pour ces raisons, les industries chimiques, pharmaceutiques, pétrolières, nautiques et aéronautiques l'emploient très régulièrement.

1.1.1 Composition métallurgique

L'acier inoxydable austénitique 316L est un alliage à base nickel + chrome, lui assurant notamment ses bonnes caractéristiques de résistance à la corrosion.

Tableau 9 : Composition métallurgique de l'alliage 316L

Élément	Pourcentage
Carbone	0,03 %
Chrome	16 à 18 %
Nickel	10,5 à 13 %
Molybdène	2 à 2,5 %
Manganèse	2 %
Silicone	1 %
Phosphore	0,04 %
Soufre	0,03 %

1.1.2 Propriétés mécaniques

Tableau 10 : Propriétés mécaniques de l'alliage 316L

Caractéristique	Valeur
Rm [Mpa]	610
Re [Mpa]	320
A%	48
Dureté [HB]	215

1.2 Paramétrage des essais de flexion

Nous avons pu remarquer que la fréquence du mouvement, dans la gamme de valeur réalisée (10 Hz maximum), a peu d'influence. Une fréquence plus importante aurait certainement eu un impact, pour ne pas ajouter d'éléments pouvant modifier les résultats, nous avons retenu une fréquence de 5Hz pour tous les essais.

Le choix de l'amplitude du mouvement a été déterminé expérimentalement. Une valeur supérieure conduit rapidement à déplacer la sollicitation du domaine élastique dans le domaine plastique. Le cas opposé engendre une rupture au bout d'un nombre trop important de cycles, le domaine étudié ici doit se trouver dans le domaine oligocyclique. Par conséquent, la longueur sollicitée de l'éprouvette sera de 60mm, et l'amplitude du mouvement de flexion sera de 50mm (± 25 mm).

2 Fiabilité statistique

Comme nous l'avons vu dans la première partie de ce mémoire, le dommage par fatigue peut varier de manière conséquente d'un échantillon à un autre. Aussi, afin de déterminer la loi de comportement en fatigue de ce matériau, un nombre de donnée suffisamment important est nécessaire. Dans ce but, nous avons réalisé cinq séries d'essais sur dix spécimens en observant le nombre de cycles à la rupture, soit un nombre total de cinquante données, ce qui permet d'avoir un résultat satisfaisant.

Les conditions d'essais entre les différentes éprouvettes sont identiques, et les cinq séries ont également été réalisées dans les mêmes conditions.

2.1 Essais sans présence de courant

Nous avons tout d'abord fait des mesures dans le plus simple environnement possible, par conséquent sans courant.

2.1.1 Nombre de cycle à la rupture Nf

Tableau 11 : Nombre de cycle à la rupture sans présence de courant

	Série 1	Série 2	Série 3	Série 4	Série 5
Eprouvette	Nf	Nf	Nf	Nf	Nf
1	902	956	1011	884	780
2	783	982	1005	854	862
3	959	849	1031	821	846
4	865	819	1219	825	820
5	750	1000	1115	640	835
6	744	834	1052	865	740
7	754	829	1090	901	771
8	978	751	1083	815	836
9	804	733	1073	956	765
10	1066	810	1202	773	802
Valeur mini	744	733	1005	640	740
Valeur maxi	1066	1000	1219	956	862
Moyenne	861	856	1088	833	806

Les essais sans présence de courant ont permis d'obtenir une rupture pour Nf avec un ordre de grandeur de 10^3 cycles, soit la partie oligocyclique du comportement de fatigue.

Remarque :

En accord avec la littérature, nous pouvons constater une dispersion importante entre les différents essais, réalisés pourtant dans des conditions identiques.

2.1.2 Loi de répartition

Nous avons traité ces données à l'aide du logiciel Statistica, ce dernier est un outil d'exploration de données très utilisé en fiabilité.

La loi de répartition la plus appropriée ici est la loi la plus largement utilisée en mécanique, à savoir la loi de Weibull, représentée sur la figure ci-dessous.

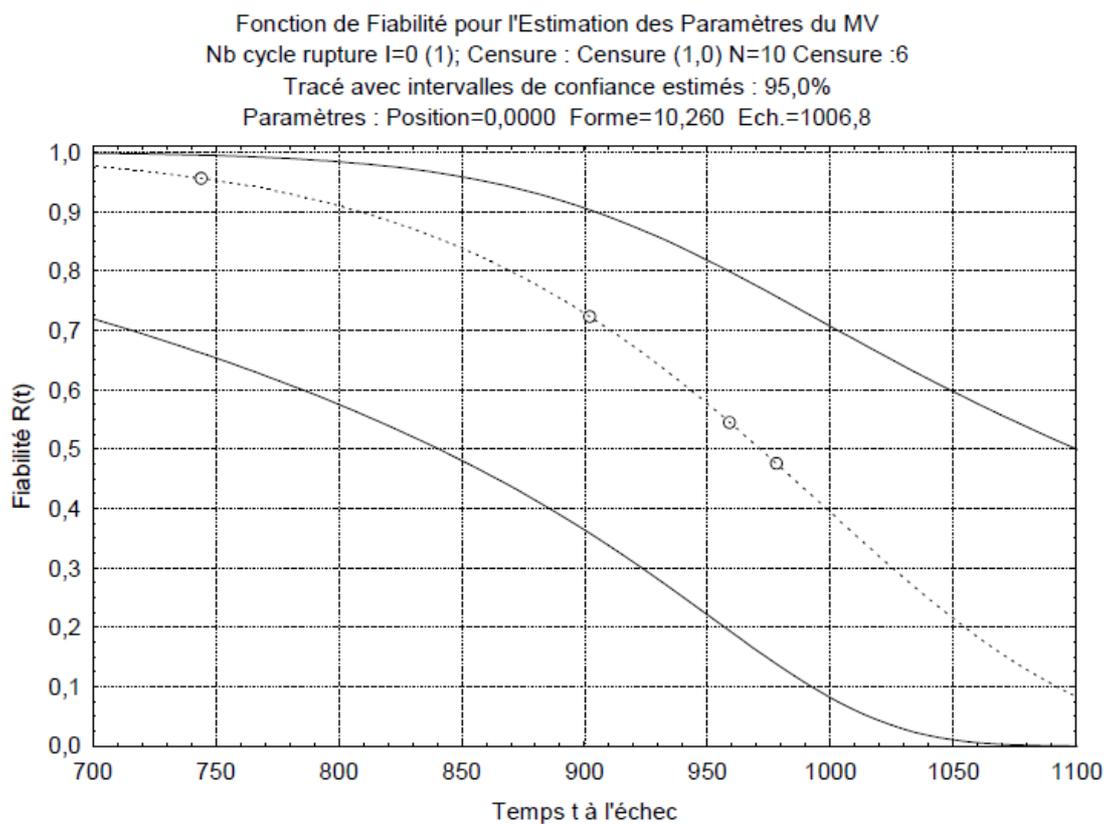


Figure 43 : Courbe de Weibull sans présence de courant

Ci-dessous le tableau récapitulatif des paramètres de Weibull des différentes séries.

Tableau 12 : Paramètres de Weibull sans présence de courant

	Série 1	Série 2	Série 3	Série 4	Série 5
β	10,26	15,887	20,625	13,141	24,87
η	1006,8	971,2	1203	867,28	823,63

Compte tenu de la dispersion que nous avons déjà pu constater, le paramètre de forme β a une valeur forte avec également des différences importantes selon la série.

2.2 Essais avec présence de courant

Nous avons ensuite réalisé dans les mêmes conditions deux séries de mesure pour trois valeurs d'intensités différentes.

Comme nous l'avons précédemment vu, les valeurs d'intensité de courant retenues, à savoir 0,3A, 0,45A et 0,6A sont suffisamment faibles pour ne pas chauffer le fil électrique.

2.2.1 Nombre de cycle à la rupture Nf

Tableau 13 : Nombre de cycle à la rupture avec présence de courant

	Série 1 I=0,3 A	Série 2 I=0,3 A	Série 3 I=0,45 A	Série 4 I=0,45 A	Série 5 I=0,6 A	Série 6 I=0,6 A
Eprouvette	Nf	Nf	Nf	Nf	Nf	Nf
1	533	554	633	553	562	542
2	585	590	528	482	564	515
3	601	615	714	531	601	575
4	560	509	503	470	570	531
5	586	569	653	522	549	525
6	510	455	664	530	591	566
7	563	499	574	503	543	575
8	594	560	652	580	602	557
9	566	525	525	590	670	508
10	615	552	570	498	665	589
Valeur mini	510	455	503	470	543	508
Valeur maxi	615	615	714	590	670	589
Moyenne	571	543	602	526	592	548

Il est à noter ici, que nous pouvons constater une baisse significative des valeurs du nombre de cycles à la rupture en présence d'un courant électrique. En effet, la moyenne sur tous les essais est ici de 564 cycles, alors que sans courant celle-ci vaut 889, soit une diminution de 37%.

Suite à ce premier constat, il est par ailleurs remarquable que l'intensité de ce courant, pour les valeurs choisies, n'a pas d'impact. En effet, le tableau ci-dessous montre que la durée de vie des éprouvettes n'est pas modifiée selon l'intensité du courant.

Tableau 14: Moyennes des données avec présence de courant

	I=0,3 A	I=0,45 A	I=0,6 A
Moyenne des séries	557	564	570

Cette chute de la durée de vie des éprouvettes est inattendue, et pour l'instant difficile à expliquer.

2.2.2 Loi de répartition

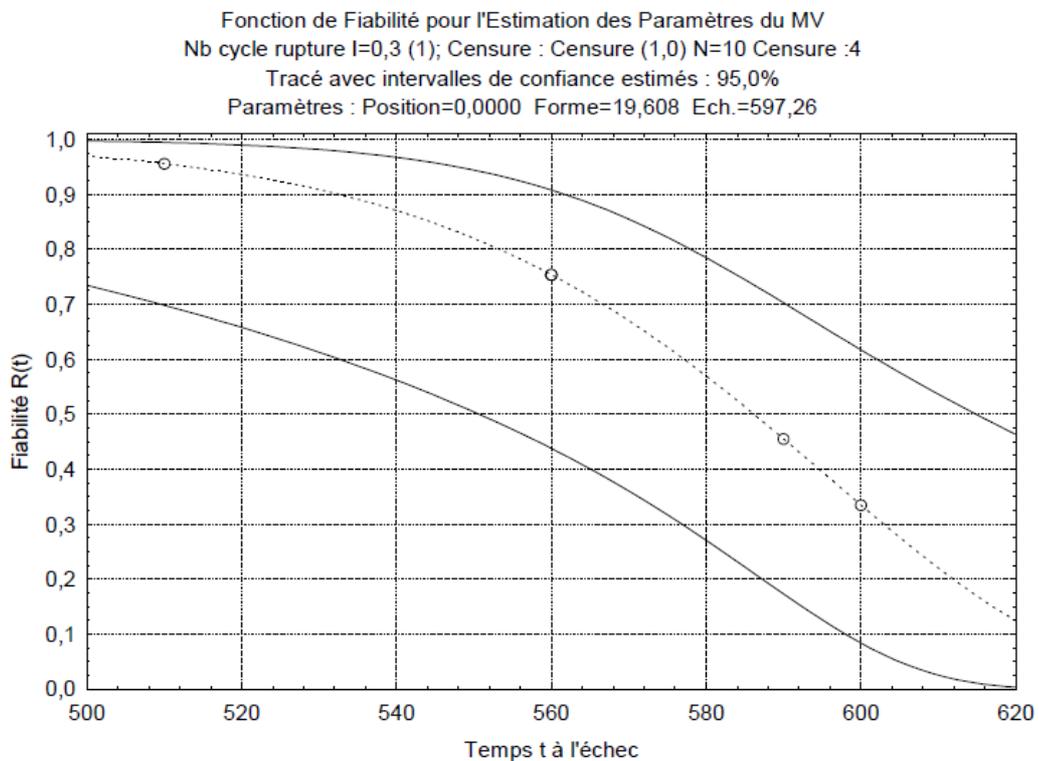


Figure 44 : Courbe de Weibull avec présence de courant

Ci-dessous le tableau récapitulant les paramètres de Weibull des différentes séries.

Tableau 15 : Paramètres de Weibull sans présence de courant

	Série 1 I=0,3 A	Série 2 I=0,3 A	Série 3 I=0,45 A	Série 4 I=0,45 A	Série 5 I=0,6 A	Série 6 I=0,6 A
β	16,084	23,013	18,762	15,515	19,608	21,675
η	650,91	582,73	683,61	569,49	597,26	584,4

Comme pour les essais sans présence de courant, le paramètre de forme β a une valeur et une dispersion forte.

3 Fiabilité expérimentale par mesure de la résistance

3.1 Présentation de l'essai de mesure de la résistance

Intéressons nous maintenant à la variation de la résistance électrique. La mesure directe de la cette grandeur est difficilement réalisable, aussi il est préférable de mesurer la tension, et ensuite de calculer la résistance par la loi d'ohm :

$$R = \frac{U}{I}$$

Le schéma ci-dessous représente l'installation permettant de réaliser cette mesure.

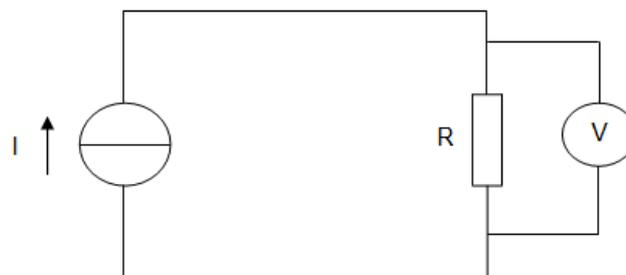


Figure 45: Schéma électrique de la mesure de tension

La résistance R est en fait l'éprouvette, sur laquelle sont disposées les bornes de l'appareil de mesure. Nous avons placé, au plus près de la zone de déformation maximum, sans influencer pour autant cette dernière une mesure de tension, la figure ci-dessous représente l'installation.

La résistance électrique se détermine également par la relation suivante :

$$R = \rho \left(\frac{l}{s} \right)$$

avec :

ρ : résistivité du matériau

l : longueur de l'élément mesuré

s : section de l'élément mesuré

Une analyse rapide de cette expression permet de déduire que sur les trois éléments entrant dans ce calcul, la variation de l'un d'eux sera négligeable compte tenu de sa valeur initiale. En effet, nous avons vu précédemment que la longueur sollicitée de l'éprouvette retenue est de 60mm, la variation de cette valeur sera très faible et représentera une variation de l'ordre de quelques pourcents uniquement.

Les deux autres paramètres, ayant des valeurs plus faibles, leur variation sera nettement prépondérante. La section aura une évolution allant jusqu'à cent pour cent au moment de la rupture. Quand à la résistivité, la valeur de calcul de départ est $5 \cdot 10^{-5}$.

3.2 Résistivité des matériaux métalliques

La résistivité d'un matériau représente sa capacité à s'opposer à la circulation du courant électrique. Elle correspond à la résistance d'un tronçon de matériau de un mètre de longueur et de un mètre carré de section, elle est exprimée en ohm·mètre ($\Omega \cdot m$).

Concernant les matériaux métalliques, trois relations mathématiques permettent de calculer cette valeur :

Le premier modèle utilisé considère que les électrons se comportent comme un gaz, le libre parcours moyen des électrons étant déterminé par les chocs avec les ions (atomes du réseau sans leurs électrons libres, réseau appelé « gellium »). L'expression mathématique est la suivante :

$$\rho = \frac{m}{N e^2 \tau}$$

avec :

m : masse d'un électron

N : nombre d'électrons par unité de volume, de l'ordre de 10^{28} m^{-3}

e : charge élémentaire

τ : temps de relaxation, c'est-à-dire durée moyenne séparant deux collisions

Ce modèle ne prend pas en compte l'effet de la température ni des impuretés. Selon la relation de Matthiessen, la conductivité comprend trois composantes :

$$\rho = \rho_T + \rho_i + \rho_D$$

avec:

ρ_T : contribution de l'agitation thermique

ρ_i : contribution des impuretés, de l'ordre du $\mu\Omega \cdot \text{cm}/\%$ d'impureté

ρ_D : contribution des défauts atomiques

Le modèle de Drude prend en compte l'effet Joule, c'est-à-dire l'énergie cinétique que les électrons cèdent au réseau à chaque collision. Comme les autres modèles, c'est un modèle non quantique, qui permet également de prévoir la conductivité thermique, mais décrit mal ce qui se passe pour les températures très basses.

La résistivité d'un métal à une température proche de l'ambiante est en général donnée par :

$$\rho = \rho_0 (1 + \alpha\theta)$$

avec :

ρ_0 : résistivité à 0 C

α : coefficient de température (K-1)

θ : température en degrés Celsius

3.3 Résultats

La mesure de la résistance durant l'essai montre une variation de la valeur de la résistance. Toutefois celle-ci peut varier de manière positive ou négative. Par ailleurs, si l'on raisonne en valeur absolue, le comportement de la majorité des éprouvettes est très proche. Les résultats illustrés dans cette partie sont issus d'une expérimentation représentant le comportement moyen des essais réalisés.

La figure ci-dessous, représente la variation en valeur absolue de la tension ΔR . Cette valeur, ayant une valeur nulle au départ sera plus facile à exploiter.

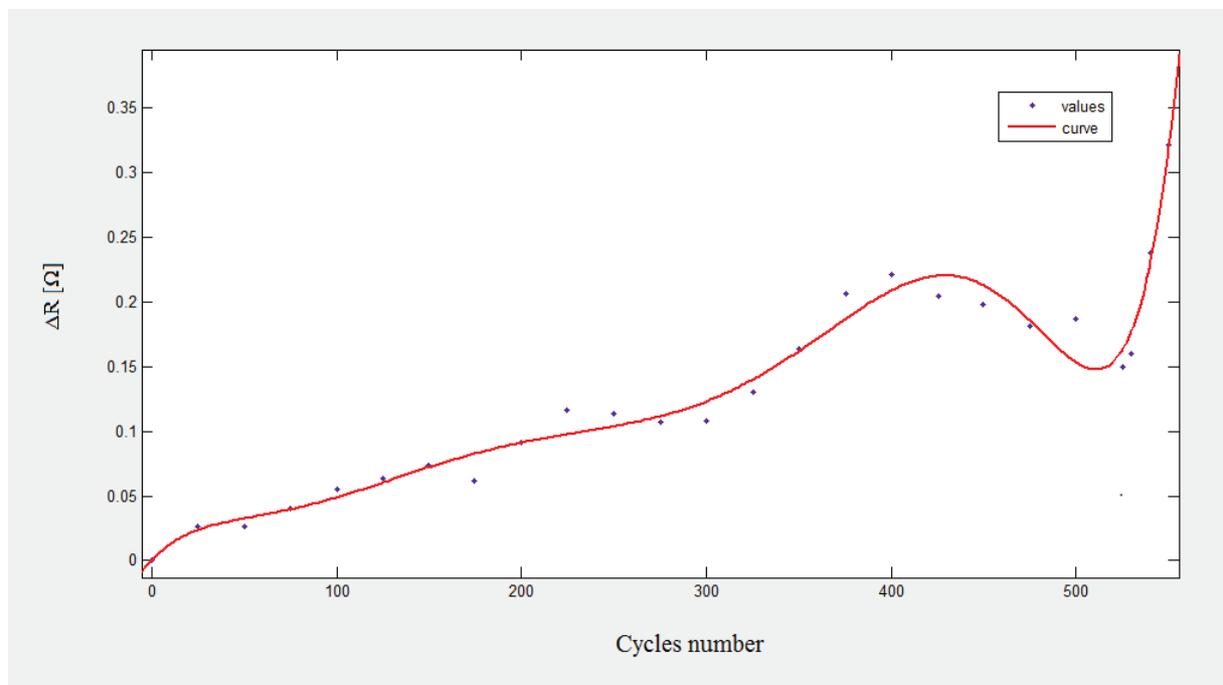


Figure 46: Evolution de ΔR durant un cycle de fatigue

Nous constatons une progression plus ou moins linéaire sur la première partie de la courbe, jusqu'à environ 400 cycles. Ensuite, une transition s'effectue et la résistance fluctue avec une tendance opposée. Enfin, les derniers cycles montrent un bond brutal de la valeur de la résistance.

Pour analyser ces séries de mesures, il est nécessaire de partager cette courbe en trois zones :

- La première caractérisant les 400 premiers cycles
- La deuxième s'étalant de 400 à 500 cycles

- La troisième caractérisant les derniers cycles avant la rupture

3.3.1 Première partie de la courbe

Cette partie de la courbe se rapproche très fortement d'une croissance linéaire. L'équation de la droite correspondante, qui varie très peu d'un échantillon à l'autre, s'exprime par la relation :

$$f(x) = 2,9 \cdot 10^{-4} x + 9,9 \cdot 10^{-3}$$

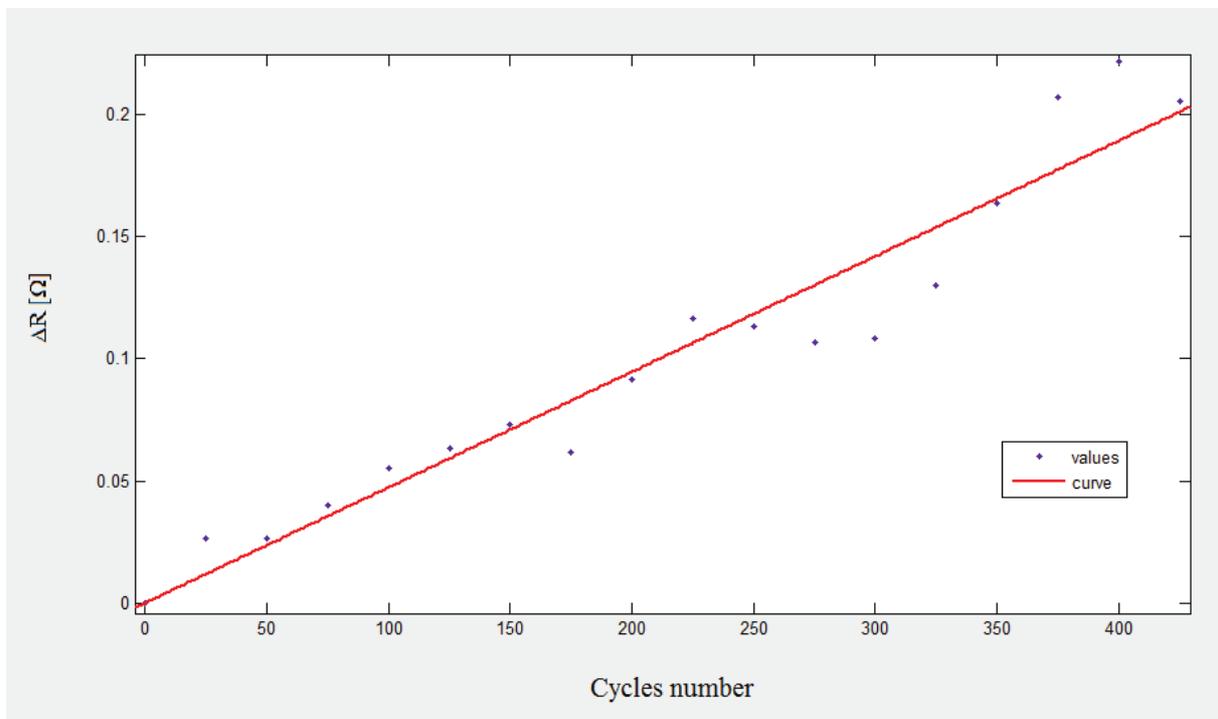


Figure 47: Première partie de la courbe ΔR

Cette droite, qui est logiquement proche de zéro au départ, croît avec une valeur relativement faible.

Deux raisons peuvent expliquer ce comportement, tout d'abord l'augmentation de la température due aux déformations répétées. L'autre facteur influant sans doute est le commencement du phénomène de fatigue, et donc de ces conséquences comme l'apparition de microfissures et leur agrandissement. Ce dernier point pourrait sans doute expliquer le caractère pas complètement linéaire. En effet, nous pouvons penser que si le comportement

était impacté uniquement par le premier facteur, nous aurions une encore meilleure linéarité. Toutefois, la répétabilité entre les éprouvettes s'explique davantage par la deuxième cause, il semblerait effectivement que les dispersions engendrées par le développement des microfissures soient beaucoup plus importantes.

Nous pouvons donc penser avec une certaine confiance que ce ne soit pas l'un ou l'autre des facteurs qui explique le comportement ici étudié, mais plus probablement une combinaison des deux.

3.3.2 Deuxième partie de la courbe

Tout d'abord, il est à noter que c'est dans cette zone du phénomène de fatigue, que nous avons constaté le plus d'écarts entre les différents essais menés.

Toutefois, la tendance à la diminution de cette évolution a toujours eu lieu, de façon plus ou moins prononcée aussi bien en intensité qu'en durée.

Si l'on reprend notre échantillon représentatif, nous pouvons plus ou moins déterminer également une droite approchante, d'équation :

$$f(x) = - 5,2 \cdot 10^{-4} x + 0,436$$

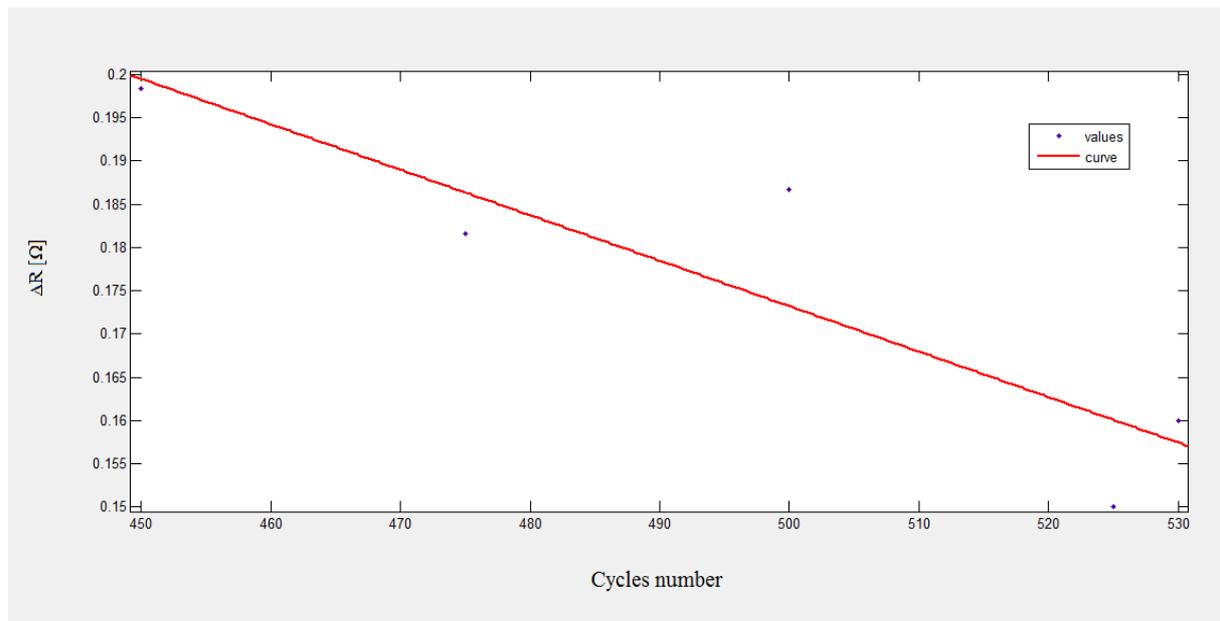


Figure 48: Deuxième partie de la courbe ΔR

Cette tendance d'inversement du comportement est surprenante et semble très difficile à expliquer pour l'instant ce phénomène avec les éléments dont nous disposons actuellement.

3.3.3 Troisième partie de la courbe

Cette partie de la courbe correspond à la rupture de l'éprouvette. Le facteur prépondérant est ici sans nul doute la section qui tend vers zéro, et donc une résistance qui tend, elle, vers l'infini.

La zone représentée ici est très proche de la rupture, par conséquent, elle ne concerne pas réellement le travail de ce mémoire. En effet dans le but de la maintenance prédictive, le stade d'endommagement recherché est très en amont de la rupture de l'élément étudié.

3.4 Analyses

3.4.1 Analyse statistique

A partir des données expérimentales de N_f , nous pouvons déterminer le dommage statistique par la relation :

$$D_S(t) = 1 - F(t)$$

La figure ci-dessous représente l'évolution du dommage statistique ainsi obtenu.

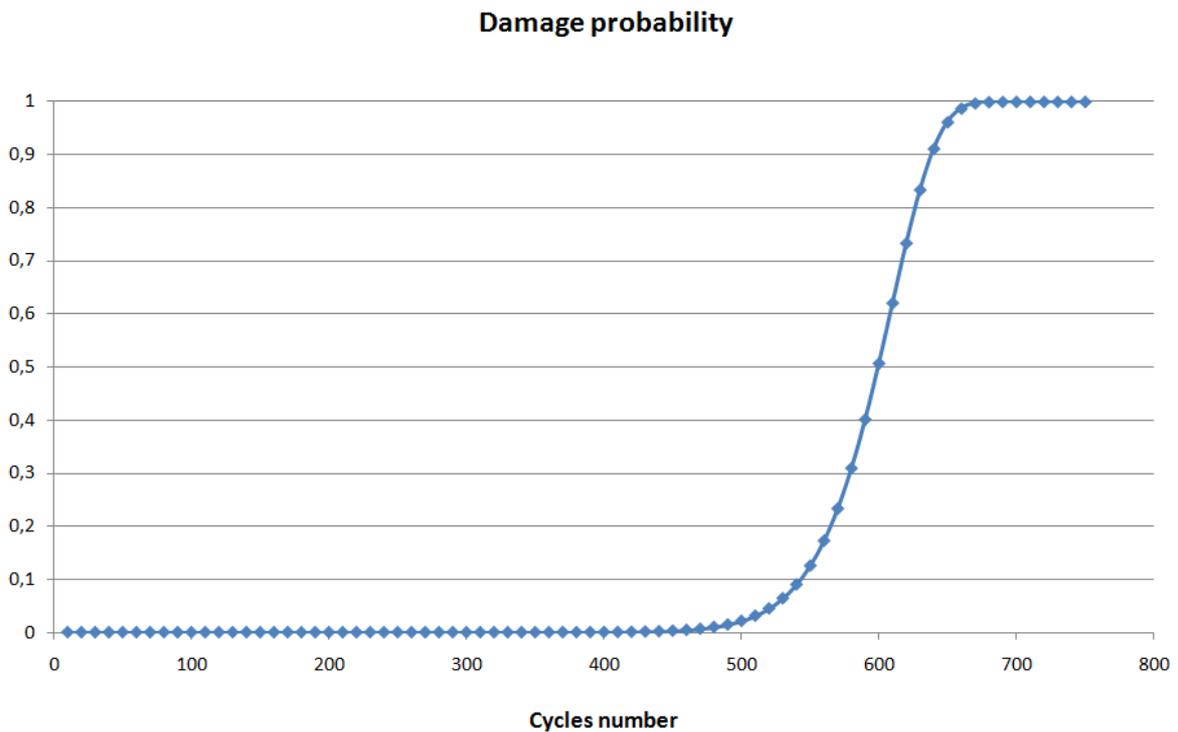


Figure 49: Dommage statistique

Afin de mieux visualiser le commencement du dommage statistique, il est intéressant de se pencher aux alentours de la zone comprise entre 400 et 500 cycles. La figure ci-dessous nous permet de mieux évaluer le point de départ du dommage statistique.

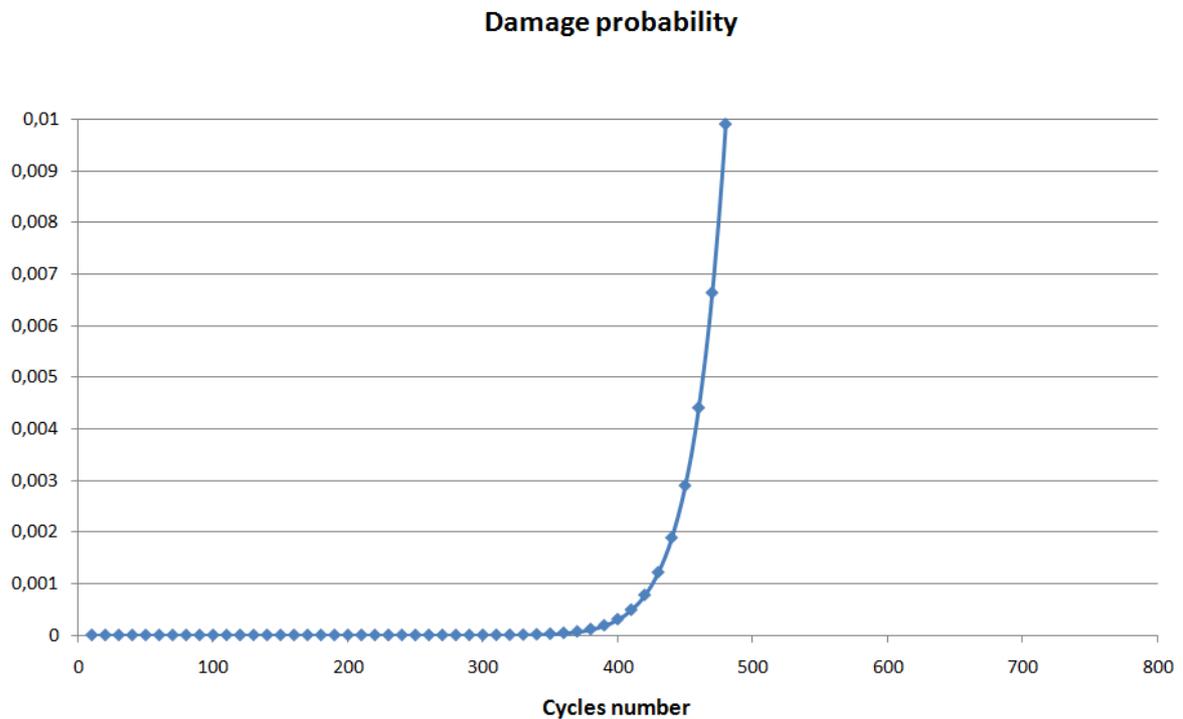


Figure 50: Début du dommage statistique

Ce graphe montre clairement que l'évolution statistique du dommage débute environ vers 400 cycles. Nous pouvons également voir sur cette représentation, que le dommage augmente lentement jusqu'à environ 1% pour un nombre de cycles de 480, puis croit rapidement depuis cette valeur pour atteindre environ 95% vers 650 cycles.

Le tableau ci-dessous répertorie quelques valeurs caractéristiques du dommage, ces valeurs sont arrondies pour plus de clarté.

Tableau 16 : Valeurs caractéristiques du dommage stastique

Pourcentage	1%	5%	10%	20%	50%	80%	90%	95%	100%
Nombre de cycles	480	520	540	560	600	630	640	650	690

3.4.2 Analyse expérimentale

Dans le but de caractériser le dommage à partir d'une mesure de résistance, les valeurs R ou ΔR , ne sont pas très éloquentes. Effectivement, une valeur comprise entre 0 et 1 est nettement favorable. Aussi, le rapport $\Delta R/R$ est bien plus approprié, le graphique ci-dessous représente ce rapport.

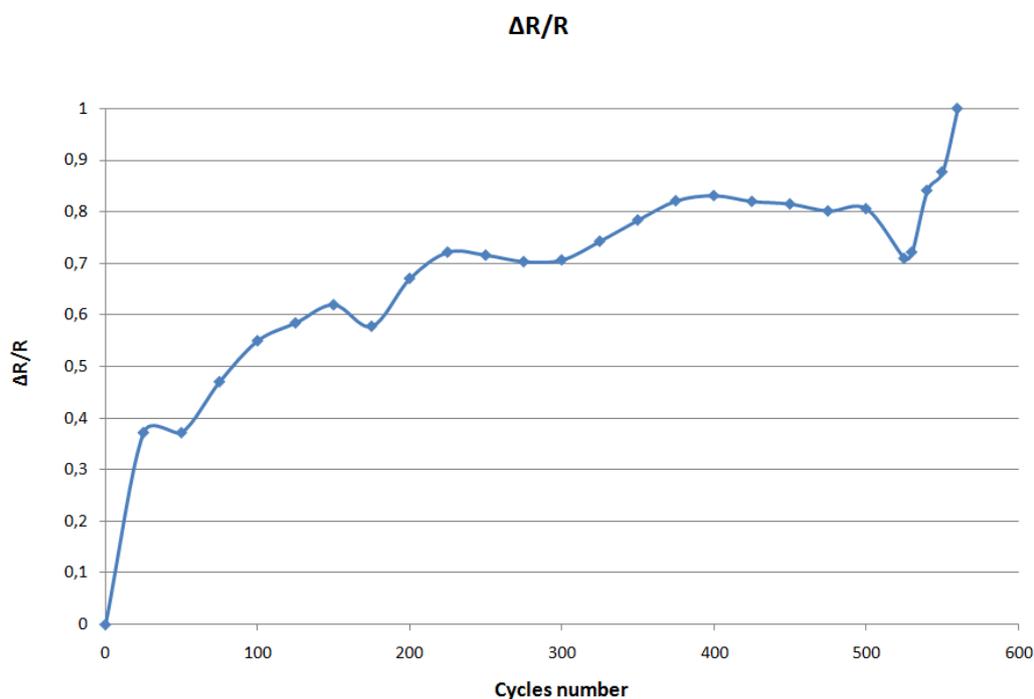


Figure 51 : Evolution de $\Delta R/R$ durant un cycle de fatigue

Nous pouvons voir sur ce graphique une valeur critique, en effet la valeur 0,7 marque un changement dans le comportement du matériau.

Jusqu'à cette valeur, il y a une progression quasiment continue du rapport $\Delta R/R$. cette zone correspond sans nul doute à la zone de déformation plastique du phénomène de fatigue.

3.5 Conclusions sur l'essai de mesure de la résistance

Pour l'acier inoxydable austénitique, nous constatons une corrélation entre le dommage par fatigue et l'évolution de la résistance, en valeur absolue. Ce dernier point reste une interrogation qui nécessiterait des investigations complémentaires.

Par exemple, une analyse métallurgique de l'éprouvette à différents stades pourrait nous donner davantage d'indications sur la variation de ce paramètre. Dans ce sens, pour l'alliage austénitique 42CrMo4, F. Walther [WAL06] a mis en évidence une transformation de cet alliage durant le phénomène de fatigue. Il a constaté la dégradation de la structure austénitique de celui-ci et la formation de martensite.

Par ailleurs, un autre axe d'approfondissement serait de vérifier l'absence de l'effet de Branly dans les essais dont l'évolution tend vers la diminution. Ce phénomène physique engendre, par la présence d'électro-magnétisme, une diminution de la résistance d'un matériau. Or les essais en question ont été réalisés dans un autre laboratoire, et ne connaissant pas ce phénomène à cette période nous n'avons pas pris de précaution particulière.

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Cette étude a permis de mettre en évidence, par expérimentation, dans des conditions pré déterminées et avec certaines hypothèses, l'évolution de la dégradation d'un matériau soumis à une contrainte de fatigue en flexion plane alternée.

Le banc d'essai développé a permis de réaliser des mesures de certains paramètres, sans destruction des éprouvettes. L'acquisition continue des données de mesure a permis de suivre l'évolution des paramètres sélectionnés.

Nous avons ainsi pu démontrer que pour l'alliage d'acier inoxydable austénitique 316L, dans le domaine oligocyclique, que l'évolution en valeur absolue de la résistivité du matériau corrobore avec la dégradation engendrée par une contrainte de fatigue en flexion plane alternée.

Pour approfondir cet état de fait, il serait intéressant de mener des études complémentaires avec des paramètres différents. Par exemple, appliquer une contrainte de torsion ou encore de sortir du domaine oligocyclique pour augmenter le champ d'application.

Enfin d'un point de vue plus général, concernant la maintenance préventive, des travaux complémentaires sur le paramètre d'indication d'endommagement par mesure de la résistivité permettraient de vérifier si nous avons mis en valeur une caractéristique d'un matériau spécifique ou si cet indicateur serait valable pour d'autres matériaux.

BIBLIOGRAPHIE

- [ABER96] ABERNETHY RB, « The New Weibull handbook », Vol.2, Gulf Publishing Company, 1996.
- [AUGE98] AUGÉ JC, « Utilisation d'un modèle à hasard proportionnel pour estimer la fiabilité des composants mécaniques », Ecole Centrale de Lyon, 1998, p.150.
- [BAGD01] BAGDONAVICIUS V and NIKULIN MS, « Accelerated life models : Modeling and Statical Analysis ». Chapman & Hall, 2001.
- [BAR 77] BARROIS W, « Fiabilité des structures en fatigue basée sur l'utilisation des résultats en essais, Première partie », L'Aéronautique et l'Astronautique, n°66, 1977, p.51/75, « Deuxième partie », L'Aéronautique et l'Astronautique, n°67, 1977, p.39/56.
- [BAS 75] BASTENAIRE F, Estimation et prévision statistiques de la résistance et de la durée de vie en fatigue, Journée d'étude sur la fatigue. Université de Bordeaux I, 29 mai 1975.
- [BOL 84] BOLOTIN VU, *Random vibrations of elastic systems*, Martinus Nijhoff Publishers (The Hague) 1984.
- [BOO 70] BOOTH RT, WRIGHT DH and SMITH NP, Variable load fatigue testing. Second report: test with small specimens. A comparison of loading patterns, and the influence of occasional high loads, MIRA Report n°1969/9, April 1969.
- [BRA 80a] BRAND A et SUTTERLIN R, « Calcul des pièces en fatigue, méthode du gradient », *CETIM*, 1980.
- [BRA 80b] BRAND A, FLAVENOT JF, GREGOIRE R, TOURNIER C, « Recueil de données technologiques sur la fatigue », *CETIM*, 1980.
- [BRA 81] BRAND A, « Approche classique du problème de fatigue. Définition. Diagrammes. Facteurs d'influence », *Mécanique-Matériaux-Electricité*, n°375/376/377, (3-4-5/1981), p. 151/166.
- [CAZ 69] CAZAUX R, POMEY G, RABBE P, JANSSEN CH, *La fatigue des matériaux*, Dunod, 1969.
- [CHEV91] CHEVALIER C, « Modélisation de la fiabilité des matériels mécaniques nucléaires à partir de données issues du retour d'expérience (applications industrielles) », Université de Paris 6, Paris, 1991, p.143.
- [COF 62] COFFIN LF, « *Low cycle fatigue: a review* », Applied Material Research, Vol. 1, n°3, Oct. 1962, p. 169/141.
- [COS 69] COST TB, Cumulative structural damage testing, Naval Weapons center, TP 4711, Oct. 1969.
- [DEN 71] DENGEL D, « Einige grundlegende gesichtspunkte für die Planung und Auswertung von Danerschincversuchen », *Material Prüfung* 13, n°5, 1971, p. 145/180.

- [DODS94] DODSON B, « Determining the Optimum Schedule for Preventive Maintenance », *Quality Engineering*, Vol. 6, 1994, p. 667/679.
- [DOL 57] DOLAN TJ, « Cumulative Damage from vibration », *The Shock And Vibration Bulletin* n°25, Part. 2, 1957, p. 200/220.
- [ECK 51] ECKEL JF, « The influence of frequency on the repeated bending life of acid lead », *proc. ASTM*, Vol. 51, p. 745/760, 1951.
- [EPR52] EPREMIAN E and MEHL RF, Investigation of statistical nature of fatigue properties, NACA Technical note 2719, June 1967.
- [FAC 72] FACKLER WC, Equivalence techniques for vibration testing, NRL, Technical Information Division, SVM 9, 1972.
- [FOR 62] FORREST PG, *Fatigue of metals*, Pergamon Press, London, 1962.
- [FUL 63] FULLER JR, Research on techniques of establishing random type fatigue curves for broad and sonic loading, ASTIA – The Being Co. Report n°ASD-TDR-62-501, Oct. 1962, ou National-Aero-Nautical Meeting, SAE Paper 671C, April 1963.
- [GOU 24] GOUGH HJ, *The fatigue of metals*, London, Scott, Greenwood and Son, 1924, p. 113/136.
- [GRE 81] GREGOIRE R, « La fatigue sous charge programmée », *CETIM*, Note technique n°20, Mai 1981.
- [GUER01] GUERIN F, DUMON B and HAMBLI R, « Determining the Shape parameter of a Weibull distribution from mechanical damage models », in *IEEE International Conference on Reliability and Maintainability*, Philadelphia, Pennsylvania, USA, 2001.
- [GUR 48] GURNEY C and PEARSON S, « Fatigue of mineral glass under static and cyclic loading », *Proc. Roy. Soc.*, Vol. 192, 1948, p.537/544.
- [HAI 78] HAIBACH E, « The influence of cyclic materials properties on fatigue life prediction by amplitude transformation », *Proc. SEECO, Soc. Environ. Engr. Fat. Grp*, 1978, p. 11.1/11.25.
- [HAR 61] HARRIS WJ, *Metallic fatigue*, Chap. III, « Frequency », Pergamon Press, London 1961.
- [HOAN03] HOANG P, « Handbook of reliability engineering », Ed Springer, 2003.
- [HON 83] HONG I, « Frequency effects on fatigue life : a survey of the state of the art, Random fatigue life prediction », *4th National Congress on Pressure Vessel and Piping Technology*, Portland, Oregon, June 19-24 1983 – ASME, PVP, Vol. 72, p. 121/133.
- [ING 27] INGLIS NP, « Hysteresis and fatigue of Woehler rotating cantilever specimen », *The Metallurgist*, Febr. 1927, p. 23/27.
- [JEN 25] JENKIN CF, « High frequency fatigue tests », *Proc. Roy. Soc. London*, A.109, 1925, p.119/143.
- [KAPL58] KAPLAN EL and MEIER P, « Nonparametric estimation from incomplete observations », *Journal of the American Statistical Association*, Vol. 53, 1958, p. 457/481.

- [KEN 82] KENEFECK MN, Variable load fatigue tenth report : speed of testing and the exclusion of low and high stress peaks, The Motor Industry Research Association, MIRA Report n°1982/1.
- [KOM 45] KOMMERS J, « The effect of overstress in fatigue on endurance life of steel », *ASTM Proc.* 45, p. 532/541, 1945.
- [LALA99] LALANNE C, « Dommage par fatigue », Paris, Hermes sciences applications, Vol. 4, 1999, p. 389.
- [LAV 69] LA VERNE ROOT, « Fatigue design of electronic equipment », *The Shock and Vibration Bulletin* n°40, Part. 4, Dec. 1969, p. 97/101.
- [LEI 78] LEIS BN, « Fatigue-life prediction for complex structure », *Journal of Mechanical Design*, Trans. ASME, Vol. 100, Jan. 1978, p.2/9.
- [LEI 81] LEIS BN and BROEK D, « The role of similitude in fatigue crack growth analyses », *Shock and Vibration Digest*, 13, (8), Aug. 1981, p. 15/28.
- [LEV 55] LEVY JC, « Cumulative damage in fatigue. A method of investigation economical in specimens », *Engineering* 179, June 1955, p. 585/591.
- [LIE 80] LIEURADE HP, « Estimation des caractéristiques de résistance et d'endurance en fatigue », Chapitre n°2 de *La fatigue des matériaux et des structures*, Claude Bathias et Jean Paul Baïlon, Maloine SA Editeur, 1980.
- [LIE 91] LIEURADE HP, « Rôle des principaux paramètres de résistance à la fatigue des aciers », *Mécanique-Matériaux-Electricité* n°440, Sept. 1991, p. 29/35.
- [LIN94] LIN DY and YING Z, « Semiparametric analysis of the additive risk model », *Biometrika*, Vol. 81, 1994, p. 61/77.
- [LOM 56] LOMAS TW, WARD JO, RAIT JR and COLBECK EW, « The influence of frequency of vibration on the endurance limit of ferrous alloys at speeds up to 150 000 cycles per minute using a pneumatic resonance system », *Internat. Conf. on Fatigue of Metals*, Inst. of Mech. Engrs and ASME, London, 1956, p. 375/385.
- [LYON00] LYONNET P and PHAN TM, « Exploitation de Weibull dans les retours d'expériences en mécanique », Colloque national de sureté de fonctionnement, 2000.
- [LYON06] LYONNET P, « Ingénierie de la fiabilité », Paris, Lavoisier, 2006.
- [MAS 66a] MASRI SF, « Cumulative damage caused by shock excitation », *The Shock and Vibration Bulletin* n°35, Part3, Jan.1966, p.57/71.
- [MAT 69] MASRI SF, « Cumulative fatigue under variable – frequency excitation », *SAE Paper* n°660720, 1966.
- [MAT 71] MATTHEWS WT, BARATTA FI and DRISCOLL GW, « Experimental observation of a stress intensity history effect upon fatigue crack growth rate », *International Journal of Fracture Mechanics*, Vol. 7, n°2, 1971, p.224/228.
- [MEEK93] MEEKER W and ESCOBAR LA, « a review of recent research and current issues in accelerated testing », *International statistical review*, Vol. 61, 1993, p. 147/168.

- [MEEK98] MEEKER W and ESCOBAR LA, « Accelerating degradation tests : modelling and analysis », *Technometrics*, Vol. 40, 1998.
- [MIL82] MILET OTVA B, « Facteurs d'influence sur l'endurance des aciers », *Revue Pratique de Contrôle Industriel*, Avril 1982, n°114, p. 60/62.
- [MOO 27] MOORE HF and KOMMERS JB, *The fatigue of metals*, Mc Graw Hill Book Company, New York, NY, 1927.
- [NFEN97] AFNOR, « NF EN954-1 : Sécurité des machines – Parties des systèmes de commande relatives à la sécurité – Partie 1 : principes généraux de conception », 2001.
- [NFEN01] AFNOR, « NF EN13306 : terminologie de la maintenance », 1997.
- [NEL 78] NELSON DV and FUCHS HO, *Predictions of cumulative fatigue damage using condensed load histories – Fatigue under Complex Loading*, SAE, 1977.
- [OWEN99] OWEN WJ and PADGETT WJ, « Accelerated Test Models for System Strength Based on Birnbaum-Saunders Distribution », *Lifetime Data Analysis*, Vol. 5, 1999, p.133/147.
- [PAL 65] PALMGREN A, « Die Lebensdauer von Kugellagern », *VDI. Zeitschrift*, p. 339/341, 1924.
- [PHAD99] PHADKE MS, « Quality engineering using robust design ». Prentice Hall, 1999.
- [PROC92] PROCCACIA H and PIEPSZOWNIK L, « Fiabilité des équipements et théorie de la décision statistique fréquentielle et Bayésienne », Eyrolles, Collection EDF/DER, 1992.
- [PROC96] PROCCACIA H and MORILHAT P, « Fiabilité des structures des installations industrielles. Théorie et Application de la mécanique probabiliste », 1996.
- [RAB 80] RABBE P, « Mécanismes et mécanique de la fatigue », Chapitre 1 de *La fatigue des matériaux et des structures*, Claude BATHIAS et Jean Paul BAILON, Edition Hermès, 1980.
- [RAN 43] RANKINE WJ, « On the cause of the unexpected breakage of the journals of railway axles and on the means of preventing such accidents by observing the law of continuity in their construction », *Proc. Inst. Civil Engrs.*, Vol. 2, 1843, p.105.
- [SCH 74] SCHUTZ W, « Fatigue life prediction of aircraft structure. Past, present and future », *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 6, 1974, p. 745/773.
- [SHI 72] SHIGLEY JE, *Mechanical engineering design*, Mc Graw Hill Book Co, New York, 1972, p. 458/581.
- [SHI 83] SHIN YS and LUKENS RW, « Probability based high cycle fatigue life prediction », *Random Life Fatigue Prediction, The 4th National Congress on Pressure Vessel Piping Technology*, Portland, Oregon, June 19-24, 1983, ASME PVP, Vol. 72, p. 73/87.

- [TEBB05] TEBBI O, Estimation des lois de la fiabilité en mécanique par les essais accélérés », Laboratoire en sureté de fonctionnement, Qualité et Organisation Angers, ISTIA, 2005, p.174.
- [TOP 69] TOPPER TH, SANDOR BI and MORROW JD, « Cumulative fatigue damage under cyclic strain control », *Journal of Materials*, Vol. 4, n°1, March 1969, p. 189/199.
- [TIM 53] TIMOSHENKO SP, *History of strength of materials*, Mc Graw Hill Book Company, New York, 1953.
- [TSIA90] TSIATIS AA, « Estimating regression parameters using linear rank tests for censored data », *Ann. Statist.* Vol. 18, 1990, p.353/372.
- [VIGN90] VIGNELLES R, « Entretien sur le retour d'expérience », *Qualité magazine*, Vol. 19, 1990.
- [VILL88] VILLEMEUR A, « Sureté de fonctionnement des systèmes industriels – Fiabilité – Facteurs humains – Informatisation », Ed. Eyrolles, 1988, p. 759.
- [WAD 56] WADE AR and GROOTENHUIS P, « very high speed fatigue testing » *Internat. Conf. On Fatigue of Materials*, Inst. of Mech. Engrs and ASME, London, 1956, p. 361/369.
- [WEB 66] WEBBER D, « Working stresses related to fatigue in military bridges », *Proc. Stresses in Service*, 1966, Institution for Civil Engineers, London, p. 237/247.
- [WEI 78] WEI RP, « Fracture mechanics approach to fatigue analysis in design », *Journal of Engineering Materials and Technology*, Vol. 100, April 1978, p. 113/120.
- [WHI 61] WITHMAN JG, « Repeated rest periods in fatigue of mild steel bar », *The Engineer*, London, 1961, 211, 30 June, n°5501, p. 1074/1076 .
- [WIR 76] WIRSHING PH and YAO JTP, A probabilistic design approach using the Palmgren Miner hypothesis, methods of Structural Analysis, Vol. 1, ASCE, 1976, p. 324/339.
- [WOE 60] WOEHLER A, Versuche über die Festigkeit der Eisenbahnwagen-Aschsen, *Zeitschrift für Bauwesen*, 1860.
- [WOE 70] WOEHLER A, Über die Festigkeitsversuche mit Eisen und Stahl, *Zeitschrift für Bauwesen* 20, 1870.
- [YAN 72] YANG JN, « Simulation of random envelope process », *Journal of Sound and Vibrations*, Vol.21, 1972, p. 73/85.
- [YING93] YING Z, « A large sample study of rank estimating for censored regression data », *Ann. Statist.*, Vol. 21, 1993, p. 76/99.

LISTE DES FIGURES

Figure.1: Contexte de l'étude.....	10
Figure 2 : Cycle contrainte-déformation du phénomène de fatigue	14
Figure 3 : principales zones de la courbe de Wöhler	16
Figure 4 : courbes de Wöhler à isoprobabilité.....	18
Figure 5 : distribution gaussienne de la résistance à la fatigue.....	18
Figure 6 : Signification du paramètre b de la relation de Basquin	23
Figure 7 : Rotation de la courbe de Wöhler d'un matériau qui a subi une surcharge.....	26
Figure 8 : Contrainte sinusoïdale à moyenne non nulle	29
Figure 9: Représentation des courbes de Wöhler à moyenne non nulle, paramétrées par R30	
Figure 10: Représentation des courbes de Wöhler à moyenne non nulle, paramétrées par la contrainte moyenne	30
Figure 11 : Taux de défaillance d'un élément électronique	36
Figure 12: Taux de défaillance d'un élément mécanique	36
Figure 13: Fonction de répartition de la loi normale	40
Figure 14: Densité de probabilité de la loi log normale	42
Figure 15 : Fonction de répartition de la loi log normale	42
Figure 16 : Exemple de courbe de Weibull	44
Figure 17 : Echantillon complet	49
Figure 18 : Echantillon censuré à droite au temps t_c	49
Figure 19 Echantillon censuré à droite à défaillance t_r	50
Figure 20 Echantillon censuré aléatoirement à droite	50
Figure 21: Courbe d'efficacité $P(a)= f(\lambda)$	59
Figure 22 : Modèles de vie accélérées	60
Figure 23 : Diagramme d'Ishikawa	68
Figure 24 : Représentation du moyen d'essai en sous-ensemble	69
Figure 25 : Diagrammes pieuvres du moyen d'essai	70
Figure 26: Schéma cinématique minimaliste de la version flexion	74
Figure 27 : Schéma cinématique du système d'application de la contrainte de flexion	75
Figure 28: Schéma cinématique minimaliste de la version torsion.....	76
Figure 29: Mandrin à pince.....	79
Figure 30: Coupe du guide du montage de flexion	81
Figure 31: Guide du montage de flexion	81
Figure 32: Face de contact des mors	84
Figure 33: Contact de l'éprouvette avec les mors	84
Figure 34: Guidage des mors	85
Figure 35: Guide vue coté alésage.....	86
Figure 36: Vue globale avec capot de régulation thermique	89
Figure 37 : Système pignon + crémaillère	91
Figure 38 Système Vis + écrou	92
Figure 39: Système Poulie + courroie.....	93
Figure 40: Système bielle+ manivelle	94
Figure 41 : Schéma cinématique d'un système bielle-manivelle	96
Figure 42: schéma cinématique de l'application de la contrainte de torsion.....	96
Figure 43 : Courbe de Weibull sans présence de courant	102
Figure 44 : Courbe de Weibull avec présence de courant	105
Figure 45: Schéma électrique de la mesure de tension	107

LISTE DES FIGURES

Figure 46: Evolution de ΔR durant un cycle de fatigue	110
Figure 47: Première partie de la courbe ΔR	111
Figure 48: Deuxième partie de la courbe ΔR	112
Figure 49: Dommages statistiques	114
Figure 50: Début du dommage statistique	115
Figure 51 : Evolution de $\Delta R/R$ durant un cycle de fatigue	116

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 : Exemples de relations entre la limite d'endurance et les propriétés statiques des matériaux	21
Tableau 2 : Caractéristiques mécaniques du POM.....	83
Tableau 3 : Avantages et inconvénients de la solution avec présence d'un effort.....	87
Tableau 4 : Avantage et inconvénient de la solution avec présence d'un courant.....	87
Tableau 5 : Avantages et inconvénients du système pignon + crémaillère	91
Tableau 6: Avantages et inconvénients du système vis + écrou	92
Tableau 7: Avantages et inconvénients du système poulie + courroie	93
Tableau 8 : Avantages et inconvénients du système bielle+ manivelle	94
Tableau 9 : Composition métallurgique de l'alliage 316L	99
Tableau 10 : Propriétés mécaniques de l'alliage 316L.....	99
Tableau 11 : Nombre de cycle à la rupture sans présence de courant	101
Tableau 12 : Paramètres de Weibull sans présence de courant.....	103
Tableau 13 : Nombre de cycle à la rupture avec présence de courant	104
Tableau 14: Moyennes des données avec présence de courant	105
Tableau 15 : Paramètres de Weibull sans présence de courant.....	106
Tableau 16 : Valeurs caractéristiques du dommage stastique	115