

Essais accélérés de fatigue pour la validation des objectifs de fiabilité d'un ressort de bouton-poussoir d'ouverture de portes de métro

Nicolas RICHEUX
Consultant en Fiabilité
RAMS Consulting
ASSYSTEM France
Montigny le Bretonneux, France
nricheux@assystem.com

Tanguy MORO
Expert en Fiabilité mécanique
RAMS Consulting
ASSYSTEM France
Montigny le Bretonneux, France
tmoro@assystem.com

Résumé — Dans le cadre de la validation des objectifs de fiabilité d'un ressort de bouton-poussoir d'ouverture de porte de métro, une méthode de dimensionnement mécano-probabiliste, couplant calculs mécaniques et essais accélérés de fatigue, est présentée dans cet article. Les différentes étapes et équations de calculs et d'essais sont détaillées et les résultats du dimensionnement sont analysés.

Index Terms— Compressive spring - Mechanical behavior assessment - Accelerated fatigue life tests – Reliability calculation

I. INTRODUCTION

Dans cet article, la conception mécano-fiabiliste d'un bouton-poussoir d'ouverture de porte de train est proposée.

Ce bouton-poussoir est l'interface de commande d'ouverture de portes avec les utilisateurs. Il est donc essentiel qu'il soit fonctionnel. La porte est en effet le premier sous-système du train pour l'accès et la sortie des personnes en situations normales et en évacuations d'urgence.

Une première étape à consister en la réalisation d'une AMDEC pour identifier les modes de défaillances des composants de ce bouton-poussoir et leurs effets, notamment en termes de non-ouverture de porte, événement redouté sécuritaire en cas de situation d'évacuation d'urgence notamment.

A l'issue de cette étape, le ressort de compression, composant principal de l'actionnement du bouton-poussoir, a été identifié comme l'un des contributeurs majeur de la défaillance de ce mécanisme d'ouverture de porte.

Parmi les modes de défaillances et en regard du profil d'utilisation, l'endommagement par fatigue pilote la fiabilité de ce ressort de compression.

Pour répondre aux exigences de sécurité et de fiabilité associées à ce composant une méthode de conception fiabiliste en deux étapes a été retenue :

- Première phase : conception et dimensionnement mécanique du ressort suivant la norme EN 13906-1 sous sollicitations nominales. Ce dimensionnement respecte l'ensemble des contraintes géométriques imposées par l'intégration sur le train et d'ergonomie liées à la facilité d'usage des utilisateurs,
- Deuxième phase : dimensionnement fiabiliste par essais accélérés du ressort. Ce dimensionnement respecte le profil de mission imposé par l'utilisation du métro sur une ligne spécifique et les exigences de fiabilité liées à l'aspect sécuritaire du produit.

Cette méthode est détaillée dans le chapitre II. Le chapitre III définit les essais accélérés retenus pour valider le ressort. Les résultats et leurs analyses sont présentés dans le chapitre IV.

II. METHODE DE CONCEPTION FIABILISTE

A. Analyse des contraintes de conception du bouton-poussoir issues du Cahier des Charges

Le cahier de charges (CdC) du bouton-poussoir spécifie un ensemble d'exigences de conception pour l'intégration de ce mécanisme à la structure du train.

Ainsi, les contraintes géométriques spécifiées sur le bouton-poussoir, pour une intégration sur le totem des portes, sont les suivantes :

- le diamètre maximal extérieur du bouton-poussoir,
 - la profondeur maximale du bouton-poussoir.
- Les contraintes d'ergonomie portent par ailleurs sur :
- le diamètre du bouton d'appui, qui doit être suffisamment grand pour permettre une utilisation

aisée dans toutes les situations d'occupation interne du métro,

- un effort d'actionnement présentant une sensation d'appui, tout en étant limité aux contraintes d'efforts raisonnablement applicables par un utilisateur (exercé par un doigt),
- une course d'actionnement compatible avec un utilisateur (exercée par un doigt).

Les exigences de fiabilité suivant le profil de mission (10 ans d'utilisation) sont :

- Probabilité de défaillance (10 ans) $\leq 10^{-5}$

L'ensemble de ces contraintes vont être intégrées dans la conception du ressort.

Un exemple de mécanisme est illustré sur la figure ci-dessous.



Fig. 1. Bouton-poussoir d'ouverture de porte de métro

B. Conception et dimensionnement du ressort de compression suivant la norme EN 13906-1

La conception et le dimensionnement du ressort de compression sont réalisés en suivant la norme EN 13906-1.

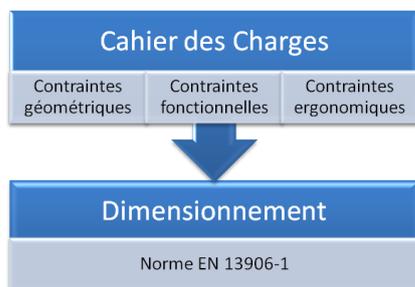


Fig. 2. Processus de conception et dimensionnement du ressort

Le dimensionnement du ressort est ainsi piloté par les paramètres suivant :

- n : nombre de spires du ressort,
- d : le diamètre du fil.

Ce dimensionnement mécanique, aux sollicitations nominales, doit :

- Intégrer les contraintes spécifiées dans le CdC,
- Assurer l'intégrité du ressort vis-à-vis d'une plastification mécanique et d'une rupture brutale,

- Assurer l'intégrité du ressort vis-à-vis de l'endommagement par fatigue, lié à une utilisation répétée du bouton-poussoir.

Les contraintes d'ergonomie conduisent ainsi aux exigences fonctionnelles suivantes :

TABLE I. CONTRAINTES FONCTIONNELLES

Paramètres	Valeurs nominales
L1 (longueur ressort précontraint)	35 mm
L2 (longueur appui total bouton)	20 mm
F1 (Effort de précontrainte ressort)	10 N
F2 (Effort maximal appui total bouton)	20 N

On peut calculer à partir des contraintes précédentes, les caractéristiques géométriques du ressort :

- Variation de longueur du ressort :

$$\Delta L = L2 - L1 = -15 \text{ mm} \quad (1)$$

- Amplitude de chargement :

$$\Delta F = F2 - F1 = 10 \text{ N} \quad (2)$$

- Raideur du ressort :

$$R = \frac{\Delta F}{\Delta L} = 0,667 \text{ N.mm}^{-1} \quad (3)$$

- Longueur à vide :

$$L0 = L1 - \frac{F1}{R} = 50 \text{ mm} \quad (4)$$

Le dimensionnement mécanique vis-à-vis de la plastification, de la rupture et de l'endommagement par fatigue est réalisé à l'aide des équations de comportement mécanique suivantes :

- Contrainte de cisaillement de torsion pour une longueur de ressort L et un effort associé F (L et F prenant respectivement les valeurs $L1$, $L2$, $F1$ et $F2$) :

$$\tau_k = k \cdot \frac{8.F.D}{\pi.d^3} \quad (5)$$

D correspond au diamètre de la fibre neutre du ressort et k au facteur de concentration de contrainte de Bergsträsser.

- Amplitude de contrainte entre L1 et L2 :

$$\tau_{ka} = \frac{\tau_{k2} - \tau_{k1}}{2} \quad (6)$$

- Contrainte moyenne entre L1 et L2 :

$$\tau_{km} = \frac{\tau_{k2} + \tau_{k1}}{2} \quad (7)$$

Ainsi, en position de compression maximale, soit en 2, la contrainte de cisaillement maximale doit être inférieure à la limite d'élasticité du matériau τ_{zul} , ici un acier DH suivant la norme EN 10270-1. Les normes EN 13906-1 et EN 10270-1 permettent donc de dimensionner un ressort vis-à-vis des risques de plastification et de rupture brutale.

Le dimensionnement en fatigue proposé dans la norme EN 13906-1 est particulièrement pénalisant. Il se base sur l'utilisation de diagrammes de Goodman adaptés au ressort, permettant, en fonction de la variation de contrainte τ_{ka} et de la contrainte moyenne τ_{km} , de déterminer si le ressort est capable de résister à un nombre de cycles à la rupture, fixé à 10^5 , 10^6 ou 10^7 cycles.

Ainsi, cette approche ne permet donc pas de définir le nombre de cycles exact qu'est capable de subir le ressort en fatigue en fonction du chargement réel imposé entre les positions 1 et 2 de fonctionnement sur le mécanisme de bouton-poussoir.

En corolaire, il est, par cette approche de dimensionnement normée, impossible de calculer la probabilité de défaillance du ressort en fatigue par rapport au profil de mission imposé. Or le CdC impose un objectif de fiabilité à 10 ans suivant le profil d'utilisation du métro.

C. Dimensionnement fiabiliste par essais accélérés de fatigue

Pour répondre à ces exigences, une première réponse consiste à utiliser une approche classique de fiabilité. En supposant que la loi de fiabilité d'un ressort de compression est une loi exponentielle, il suffit :

- de documenter la valeur du taux de défaillance instantanée de ce type de composant dans un recueil de fiabilité mécanique international (NPRD 2011, OREDA 2000, etc...),
 - de calculer la durée d'utilisation du ressort liée au profil de mission,
- pour évaluer la probabilité de défaillance du ressort.

Cette approche conservatrice, à l'état de l'art, présente toutefois les limites propres à l'utilisation des bases de données. Le taux de défaillance instantané est donné pour un ressort

générique, dans des conditions d'utilisation non-spécifiées. Par ailleurs, le mode de défaillance ici étudié est un endommagement par fatigue, remettant intrinsèquement en cause l'hypothèse d'une fiabilité de type exponentielle (taux de défaillance constant).

Une autre approche classique, prenant en compte l'endommagement par fatigue des structures, consiste à utiliser une loi de fiabilité de type Weibull. Le paramètre β est alors, dans le cas d'un endommagement de fatigue, compris entre 1,5 et 2,5.

Une estimation par des méthodes numériques, de type FORM, Monte Carlo ou chaos polynomial, utilisant les équations de dimensionnement mécanique précédentes, aurait permis de calculer la fiabilité de ce ressort, sous réserve de connaître les dispersions des paramètres de conception.

Cette analyse s'inscrivant dans un processus de fiabilité expérimentale, ces approches n'ont pas été utilisées dans le cadre de ces travaux.

En regard des limites des normes de calculs actuels, une approche novatrice d'estimation de la fiabilité de ressort de compression est ici proposée.

La simplicité du composant étudié, un ressort de compression, et le coût unitaire de celui-ci permettent ainsi d'appliquer aisément une approche par essais accélérés pour l'évaluation de la fiabilité de ce ressort de compression de bouton-poussoir, vis-à-vis du profil de mission du métro.

La méthode retenue est la suivante.

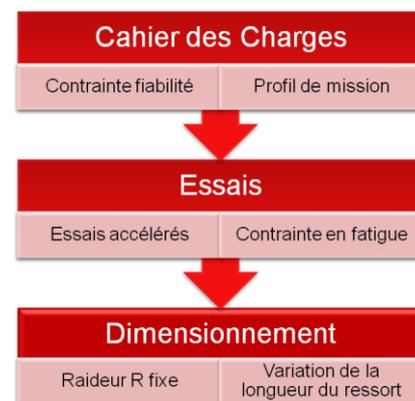


Fig. 3. Processus de dimensionnement du ressort en fiabilité

1. Profil de mission et probabilité de défaillance

Avant tout calcul de fiabilité, l'objectif est de déterminer le nombre de cycles N_{cible} vus par le ressort, équivalent au profil de mission du métro à 10 ans.

Ce nombre de cycles cible correspond aux nombres de sollicitations du bouton-poussoir - appuis pour demander une ouverture de porte - en 10 ans d'exploitation. Il est calculé à

partir du nombre de stations de la ligne desservies par le métro, du nombre d'allers-retours par jour et du nombre de jours et de semaines d'exploitation par an. L'hypothèse, conservative, d'un appui par bouton par station est posée. Pour la ligne traitée, le nombre de cycles cible est égal à $7,68 \cdot 10^5$ correspondant à 10 ans d'exploitation.

Le calcul de la probabilité de défaillance du ressort en fatigue revient évaluer la probabilité que le nombre de cycles à la rupture en fatigue N_R du ressort sous ses contraintes de fonctionnement soit inférieure à N_{cible} . Soit :

$$P_f = P(N_R \leq N_{cible}) \leq 10^{-5} \quad (8)$$

Les essais accélérés doivent permettre d'estimer cette probabilité de défaillance, tout en gagnant du temps dans la réalisation des essais.

2. Facteur d'accélération

Cette étape permet de déterminer quels sont les facteurs d'accélération possibles. En regard des équations du comportement du ressort, il est possible de faire varier l'amplitude de longueur ΔL du ressort, afin d'accélérer les essais. En effet ΔL pilote, à raideur R fixe définie dans la phase de dimensionnement précédente, ΔF et donc l'amplitude de contrainte τ_{ka} et la contrainte moyenne τ_{km} pour un cycle. Plus ces contraintes seront élevées, plus le nombre de cycles à la rupture en fatigue sera faible, le phénomène d'endommagement par fatigue dépendant des cycles de contraintes appliqués.

Cependant, le ressort doit rester dans le domaine de fatigue polycyclique (fatigue dans le domaine élastique) afin de reproduire les mêmes modes de défaillances qu'en conditions nominales. De même, il est interdit de faire travailler le ressort à spires jointives.

Ainsi, les deux contraintes suivantes à considérer sont :

$$\tau_{k2} \leq \tau_{zul} \quad (9)$$

et

$$L_2 > L_n \quad (10)$$

τ_{zul} est la limite d'élasticité du matériau et L_n correspond à la longueur du ressort en spires jointives.

A partir de ces deux critères, les deux valeurs de variations de longueurs, correspondant aux deux niveaux d'accélération, sont déterminées dans le but d'accélérer au mieux les essais.

Les deux niveaux d'accélération doivent cependant être significativement différents pour assurer une analyse statistique satisfaisante.

3. Loi de fiabilité et loi d'accélération

Par la suite, il s'agit d'identifier, à partir de la connaissance du produit (mode de défaillance du ressort), une hypothèse de loi de fiabilité à appliquer sur les résultats d'essais.

En regard de l'état de l'art sur la dispersion des nombres de cycles à la rupture en fatigue, à niveau de contraintes appliquées, la loi log-normale est retenue pour modéliser N_R . La fonction de répartition de cette loi est :

$$F(N_R) = \Phi\left(\frac{\ln(N_R) - \mu}{\sigma}\right) \quad (11)$$

Φ étant la fonction de répartition de la loi normale centrée réduite, μ et σ étant les paramètres de la loi log-normale à déterminer par essais accélérés.

De même, comme le ressort travaille dans le domaine de fatigue polycyclique, la loi d'accélération retenue est la loi de Basquin.

$$N_R(\tau_{keq}) = \frac{C}{\tau_{keq}^{\gamma_1}} = \left(\frac{A}{\tau_{keq}}\right)^{\gamma_1} \quad (12)$$

La loi de Basquin est normalement définie pour modéliser les courbes de Wöhler à contrainte moyenne nulle. Or, un ressort de compression travaille avec une contrainte moyenne de cisaillement τ_{km} non nulle. Ainsi, la loi d'accélération (12) est construite en utilisant, non pas τ_{ka} , amplitude de contrainte, mais $\tau_{keq} \cdot \tau_{keq}$ est une contrainte de cisaillement équivalente prenant en compte l'amplitude de contrainte τ_{ka} et la contrainte moyenne τ_{km} , construite à partir de la droite de Goodman pour les chargements réels entre τ_{k1} et τ_{k2} .

La loi de fiabilité doit permettre de déterminer les paramètres associés au ressort de compression dans les deux niveaux de « sévrisation ». La loi d'accélération permet le transfert des niveaux d'accélération aux conditions nominales d'utilisation du ressort de compression.

4. Validation des hypothèses

Cette étape a pour but de s'assurer de la validité des hypothèses de lois réalisées dans la partie précédente, en prenant en compte les résultats d'essais.

Elle est réalisée par analyses graphiques, par l'application de la log-vraisemblance couplée avec l'application du test de Khi-deux.

III. DIMENSIONNEMENT DES ESSAIS

Cette méthode de conception fiabiliste permet de définir toutes les variables nécessaires à la réalisation des essais.

La conception du ressort de compression, après optimisation a conduit aux paramètres nominaux suivants :

- $n = 4$,
- $d = 0,9\text{mm}$.

Ces valeurs valident la conception du ressort dans les conditions opérationnelles, en respectant la norme EN 13906-1.

Pour déterminer les niveaux d'accélération, le respect des seuils de paramètres suivants est essentiel :

- $L_n = 5,19\text{mm}$,
- $\tau_{zul} = 1270\text{MPa}$.

Les niveaux d'accélération doivent être le plus proche des limites du système pour optimiser le facteur d'accélération mais ne pas les dépasser. Voici les valeurs retenues :

TABLE II. IDENTIFICATION DES NIVEAUX D'ACCELERATION

NA1	NA2
$L1 = 45 \text{ mm}$	$L1 = 45 \text{ mm}$
$L2 = 20 \text{ mm}$	$L2 = 15 \text{ mm}$
$F1 = 3,34 \text{ N}$	$F1 = 3,34 \text{ N}$
$F2 = 20 \text{ N}$	$F2 = 23,34 \text{ N}$
$\tau_{k1} = 172 \text{ MPa}$	$\tau_{k1} = 172 \text{ MPa}$
$\tau_{k2} = 1032 \text{ MPa}$	$\tau_{k2} = 1204 \text{ MPa}$

Dans cette matrice d'essais, l'ensemble des paramètres physiques sont inférieurs aux seuils définis.

Pour chaque niveau d'accélération, 5 essais ont été réalisés.

IV. ANALYSE ET INTERPRETATION DES RESULTATS

A. Post-traitement statistique des résultats des essais

Les résultats du post-traitement statistique des essais suivant la loi log-normale, sont présentés dans la tableau ci-dessous :

TABLE III. DETERMINATION DES PARAMETRES AUX NIVEAUX D'ACCELERATION

Essais	NA1	NA2
μ	12,63	11,08
σ	0,28	0,27

Ces valeurs sont déterminées en utilisant les propriétés de linéarisation de la loi log-normale.

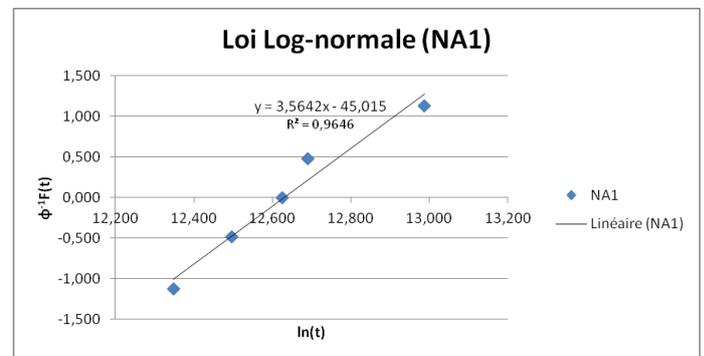


Fig. 4. Résultats d'essais au premier niveau d'accélération

A partir des valeurs obtenues aux niveaux accélérés, il est alors possible de réaliser un transfert avec la loi d'accélération vers les paramètres dans les conditions nominales, soit le calcul de la moyenne et de l'écart-type de la loi log-normale.

La loi de Basquin modifiée, exprimée dans l'équation (12) dépend de deux constantes A et γ_1 . En utilisant les propriétés de linéarisation des fonctions puissances, le système d'équation à deux inconnues suivant est obtenu pour NA1 et NA2 :

$$\mu(\tau_{keq}) = \gamma_0 - \gamma_1 \cdot \ln(\tau_{keq}) \quad (13)$$

Avec

$$\gamma_0 = \gamma_1 \cdot \ln(A) \quad (14)$$

Ainsi les constantes obtenues sont :

TABLE IV. ESTIMATION DES PARAMETRES D'ACCELERATION

γ_0	51,92
γ_1	6,08

Ce qui permet grâce à la première équation de trouver les paramètres μ et σ dans les conditions nominales.

TABLE V. ESTIMATION DES PARAMETRES AUX VALEURS NOMINALES

μ	14,8
σ	0,28

B. Estimation de la fiabilité à 10 ans du ressort vis-à-vis des risques de fatigue

Il suffit maintenant de calculer à partir de ces valeurs, la probabilité que le ressort atteigne $7,68 \cdot 10^5$ cycles, correspondant à 10 ans d'utilisation suivant le profil de mission de la ligne de métro étudiée. Cette probabilité doit être inférieure à 10^{-5} pour valider l'objectif de fiabilité demandé par le client :

$$P_f = P(N_R \leq N_{cible}) = 2,6 \cdot 10^{-6} < 10^{-5} \quad (15)$$

Les hypothèses de lois de probabilité et d'accélération sont vérifiées en appliquant les méthodes citées dans le paragraphe méthodologique.

Ainsi le ressort proposé :

- respecte la norme EN 13906-1,
- respecte l'objectif de fiabilité suivant le profil de mission du CdC.

L'application de la méthode des essais accélérés au problème de dimensionnement d'un ressort de compression a permis de quantifier la probabilité de défaillance d'un ressort de compression vis-à-vis des risques d'endommagement par fatigue. Grâce à cette approche, les caractéristiques exactes du ressort, les conditions de chargement, et le profil de mission réel du bouton-poussoir ont été pris en compte.

Cette méthode a permis de dimensionner de manière optimale le ressort vis-à-vis :

- des contraintes géométriques,

- des contraintes ergonomiques,
- des contraintes d'intégrités structurelles,
- des contraintes de fiabilité.

C. Estimation des gains de temps obtenus par essais accélérés

Les essais accélérés permettent, par rapport à des essais classiques, de diminuer le nombre de cycles à la rupture, à réaliser et d'estimer la fiabilité du composant.

Ainsi le tableau suivant résume le nombre de cycles nécessaire sur un essai non-acceléré (correspondant aux nombres de cycles sur 10 ans) et au niveau 1 d'accélération.

TABLE VI. COMPARAISON ESSAIS CLASSIQUE / ESSAIS ACCELERES

	Temps nécessaire (en cycles)	Temps nécessaire (en jours)
Essais accélérés (NA1)	4,37E+05	5,06
Essais en conditions nominales à réaliser pour atteindre le nombre de cycles cible (*)	7,68E+05	8,89
Gain de temps	3,31E+05	3,83

Dans ce tableau, il est considéré que :

- Un cycle nécessite une seconde,
- Les essais sont réalisés 24h/24 et 7j/7.

La réalisation en essais des $7,68 \cdot 10^5$ cycles cible, correspondant aux 10 ans d'exploitation, nécessiterait environ 9 jours sans accélération, à raison d'un cycle par seconde (*). Les essais accélérés, en contraintes dans le cas présent, permettent donc de gagner environ 4 jours par rapport à ces essais en conditions nominales d'utilisation. Ce qui représente 43% de réduction du temps nécessaire.

La durée d'un cycle est définie, par hypothèse, à 1 seconde en essais et en exploitation. Les fréquences de sollicitation sont donc égales en essais et en exploitation. Dans cette étude, les essais ont été accélérés en contraintes et non en fréquence.

V. CONCLUSION

Dans cette article, une approche mécano-fiabiliste de dimensionnement de ressort de compression, appliquée à un bouton poussoir d'ouverture de porte de métro a été proposée. Cette méthode est basée sur un dimensionnement mécanique

suivant la norme EN 13906-1 et l'application d'essais de fatigue accélérés.

Cette approche permet de répondre aux différents types d'exigences présentes dans un cahier des charges industriels :

- Contrainte d'encombrement,
- Contrainte d'ergonomie,
- Contrainte d'intégrité structurelle,
- Contrainte de fiabilité.

En effet à ce jour, le dimensionnement probabiliste des ressorts se fait par calcul, suivant une loi de fiabilité exponentielle et de recueil de fiabilité, ne prenant pas en compte les conditions réelles de fonctionnements liées au profil de mission et les caractéristiques géométriques et matérielles du ressort.

Cette approche permet donc un dimensionnement optimal du ressort dans son environnement réel, embarqué sur un mécanisme d'ouverture de porte d'un métro.

Cependant, elle nécessite une maîtrise du dimensionnement mécanique par les équations de la résistance des matériaux, le ressort de compression étant considéré comme une poutre en torsion. De même, en regard du fait que les ressorts de compression travaillent en fatigue à contrainte moyenne non nulle, la définition de la matrice d'essais impose une bonne maîtrise du comportement en fatigue des matériaux et des structures.

Les essais accélérés ont par ailleurs permis de réduire la durée des essais d'un facteur temporelle significatif par rapport à des essais de fiabilité classique, réduisant ceux-ci à cinq jours pour valider une durée de vie de 10 ans.

ACKNOWLEDGMENT

Ce travail a été réalisé dans le cadre d'un projet de fin d'étude de l'ISTIA, en collaboration avec ASSYSTEM France. Les auteurs remercient Mme Mihaela BARREAU et M. Fabrice GUERIN pour le support méthodologique apporté.

REFERENCES

- [1] "Cylindrical helical springs made from round wire and bars – Calculation and design, Part1: Compression springs", DIN EN 13906-1, December 1984.
- [2] "Steel wire for mechanical springs, Part 1: Patented cold drawn unalloyed spring steel wire English version of DIN EN 10270-1", DIN EN 10270-1, April 1998.
- [3] O.Tebbi, "Estimation des lois de fiabilité en mécanique par les essais accélérés", thèse de doctorat de l'université d'Angers, n°669, 2005.
- [4] J.Baussaron, "Mise au point de modèles prédictifs de fiabilité dans un contexte de dégradation associé à des profils de mission", thèse de doctorat de l'université d'Angers, 2011.
- [5] P.Beaumont, F.Guerin, P.Lantiéri, "Essais accélérés en fatigue : Application à l'estimation de la fiabilité de pièces métalliques de liaison au sol", 18^{ème} Congrès de Maîtrise des Risques et Sécurité de Fonctionnement, 16-18 octobre 2012, Tours.
- [6] J.Baussaron, M.Barreau, L.Gerville-Reache, F.Guerin, P.Schimmerling, "Mise au point de modèles prédictifs de fiabilité dans un contexte de dégradation", 18^{ème} Congrès de Maîtrise des Risques et Sécurité de Fonctionnement, 16-18 octobre 2012, Tours.
- [7] O.Tebbi, F.Guerin, B.Dumon "Estimation de la fiabilité par les essais accélérés", Mécaniques & Industries, vol6, issue 2, march 2005, p165-167.
- [8] P.Lantiéri, F.Guerin, R.Hambli, " Estimation de durées de vie de systèmes mécaniques complexes par essais accélérés", Mécaniques & Industries, vol9, issue 6, november 2008, p497-505.
- [9] J.Lallement, "La conception de plans d'essais accélérés pour estimer et démontrer les objectifs de fiabilité", Article technique SIA, mai 2005.