



HAL
open science

DIMENSIONNEMENT D'UN ESSAI ACCELERE D'ENDURANCE AUX DEBATTEMENTS DES BOUCLES DYNAMIQUES DE FAISCEAUX

Gwenael Edeline, Papa Ndiaye

► **To cite this version:**

Gwenael Edeline, Papa Ndiaye. DIMENSIONNEMENT D'UN ESSAI ACCELERE D'ENDURANCE AUX DEBATTEMENTS DES BOUCLES DYNAMIQUES DE FAISCEAUX. Congrès Lambda Mu 21, “ Maîtrise des risques et transformation numérique: opportunités et menaces ”, Oct 2018, Reims, France. hal-02063830

HAL Id: hal-02063830

<https://hal.science/hal-02063830v1>

Submitted on 11 Mar 2019

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.

DIMENSIONNEMENT D'UN ESSAI ACCELERE D'ENDURANCE AUX DEBATTEMENTS DES BOUCLES DYNAMIQUES DE FAISCEAUX

DESIGNING AN ACCELERATED ENDURANCE TEST FOR AUTOMOTIVE DYNAMIC WIRING ASSEMBLY

EDELINÉ Gwenaél
 SOM LIGERON Toulouse
 8, rue Edouard Serres BP320
 31700 COLOMIERS
 +33 (0)5 62 74 31 17
gwenael.edeline@ligeron.com

NDIAYE Papa Médoune
 Groupe PSA
 18, rue des Fauvelles
 92250 LA GARENNE COLOMBES
 +33 (0)9 66 66 92 14
papamedoune.ndiaye@mps.com

Résumé

Cette communication a pour objet la présentation d'une méthode de dimensionnement des essais d'endurance aux débattements des boucles dynamiques des faisceaux électriques des capteurs de vitesse roue. Celle-ci est adaptée aux différentes architectures de train et à la diversité des faisceaux, sans à avoir à réaliser des essais à rupture à chaque fois. Une seule campagne d'essais à rupture est réalisée au préalable : un plan d'expérience de type split-plot est utilisé pour quantifier l'impact de chaque paramètre. Pour chaque nouvelle application, seule une rapide campagne d'essais de caractérisation mécanique des faisceaux est nécessaire pour dimensionner le plan de validation (essais accélérés).

Summary

The purpose of this paper is to present a method for designing the endurance test for a wheel speed sensor dynamic harness. This one is adapted to different front and rear axle and to the diversity of beams, without it is necessary to do breaking test each time. Only one breaking test campaign is performed: a split-plot experiment method is used to quantify the impact of each parameters. For each new vehicle, only a mechanical characterization test campaign is needed to design the validation plan (accelerated tests).

Objectifs

Cette communication a pour objet la présentation d'une méthode de dimensionnement des essais d'endurance aux débattements des boucles dynamiques des faisceaux électriques des capteurs de vitesse roue (CVR). Celle-ci doit pouvoir s'adapter aux différentes architectures de train et à la diversité des faisceaux, sans avoir à réaliser des essais à rupture pour chaque plateforme et chaque diversité.

Contexte

Une boucle dynamique est un câble (ou faisceau) électrique qui relie deux éléments dont un au moins est mobile (figure 1).

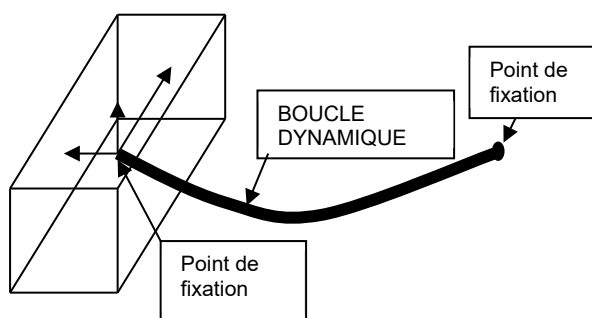


Figure 1. Définition d'une boucle dynamique

Elle doit être conçue pour accepter les débattements maximums subis en amplitude. Le point de fixation avant un connecteur ne doit pas avoir de mouvement relatif par

rapport à ce connecteur. Sur un véhicule, de nombreux faisceaux réalisent une boucle dynamique : portières, coffre, sièges, ... Les méthodes proposées seront illustrées via l'étude des faisceaux des capteurs vitesse roue.

Présentation du composant étudié

1.1 Présentation du CVR

Les capteurs vitesse roue mesurent et envoient aux calculateurs ABS et ESP la vitesse de rotation des roues afin de garantir un bon fonctionnement de l'aide au freinage, du contrôle de trajectoire et de plusieurs aides à la conduite (régulateur de vitesse ou des distances de sécurité, ...).

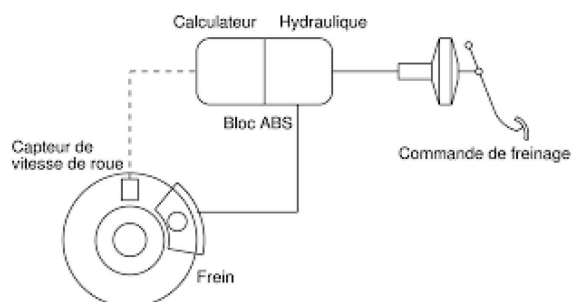


Figure 2. Fonctionnement de l'ABS à partir de l'information du capteur de vitesse d'une roue (Wiki, 2018a)

Le CVR est constitué d'un corps intégrant une cellule sensible, ainsi qu'un connecteur de liaison au faisceau

véhicule. Le CVR donne une information sur la vitesse de rotation de la roue à partir de la mesure d'un champ magnétique d'une cible intégrée à la roue (figure 3). Il peut être signé ou non, c'est-à-dire détecter le sens de rotation de la roue ou non.

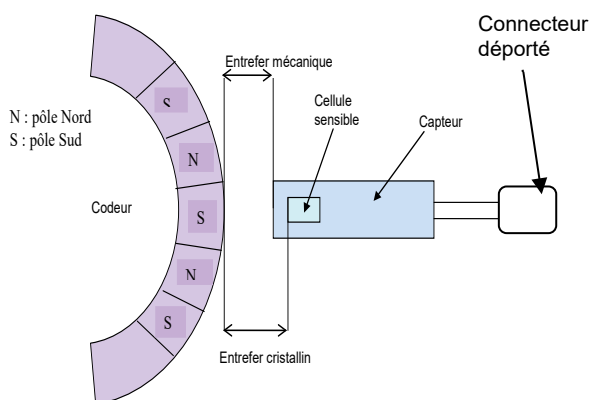


Figure 3. Fonctionnel du CVR

Il y a en général un CVR par roue. Implantés dans les passages de roues avant et arrière, les capteurs CVR et leur faisceaux sont proches des disques de freins et donc soumis à leur impact thermique.

Le faisceau (reliant électriquement le capteur aux calculateurs) d'un capteur CVR est également soumis aux débattements de la suspension (roues avant et arrière), ainsi qu'à ceux liés aux rotations de la roue dans le plan horizontal (X, Y). Il réalise une boucle dynamique entre le pivot de roue et la caisse.

Les faisceaux CVR sont sollicités mécaniquement suivant :

- L'amplitude verticale – axe Z - (attaque / détente) liées aux débattements des amortisseurs,
- Les amplitudes horizontales – axes X et Y - (position angulaire du pivot de roue, donc de la direction des roues) décrites par la course de la crémaillère de direction.

L'ensemble définissant le diamant de course crémaillère et d'attaque / détente (course amortisseur en attaque ou en détente).

La fonction de la crémaillère de direction (classiquement électrique) est de transmettre aux roues les mouvements du conducteur sur le volant, via la colonne de direction : elle oriente donc les roues selon la volonté du conducteur (figure 4).

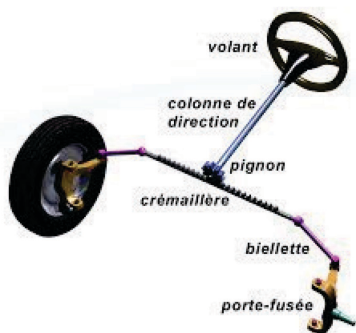


Figure 4. Crémaillère de direction (Wiki, 2018b)

Ainsi, les faisceaux CVR des roues avant subissent des débattements selon les directions X, Y et Z (course amortisseur et course crémaillère). Quant aux faisceaux

CVR des roues arrière, ils subissent principalement des débattements selon l'axe Z (course de l'amortisseur).

Le faisceau CVR est soumis à des contraintes cycliques multiaxiales dues :

- A l'amplitude et à la fréquence du débattement de la suspension (trains avant et arrière),
- A l'amplitude et à la fréquence du débattement de la crémaillère de direction (train avant uniquement).

En effet, bien que la sollicitation de la boucle dynamique du train arrière soit uniquement uniaxiale, la contrainte est multiaxiale.

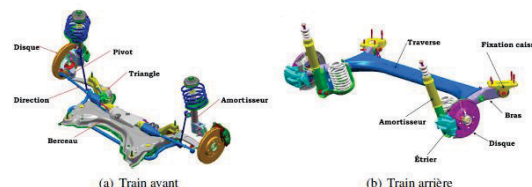


Figure 5. Trains avant et arrière d'une voiture (Beaumont, 2013)

1.2 Analyse des risques

Certains modes de défaillance des boucles dynamiques des faisceaux CVR peuvent concourir à l'apparition des événements redoutés suivant :

- (a) Augmentation d'impédance d'un ou plusieurs conducteurs électriques du faisceau,
- (b) Court-circuit d'un ou plusieurs conducteurs électriques du faisceau.

La cause de la défaillance liée au mode de défaillance (a) est la rupture d'un conducteur électrique, c'est-à-dire des brins des fils de cuivre à l'intérieur du faisceau CVR. La cause de la défaillance liée au mode de défaillance (b) est la perte d'isolation d'un conducteur électrique (endommagement des isolants des fils de cuivre des faisceaux CVR). Pour l'une ou l'autre de ces causes de défaillance, le mécanisme physique de la défaillance est la fatigue multiaxiale thermomécanique, essentiellement liée à la flexion. Il en est de même pour les isolants des fils de cuivre. Les facteurs endommageant externes sont donc les amplitudes des débattements selon chacun des 3 axes géométriques pour la roue avant (diamant du pivot de roue avant) et principalement selon l'axe verticale pour la roue arrière (débattement de la suspension).

L'effet client lié à cette rupture des fils du cuivre du faisceau CVR (a) ou d'isolants (b) est la perte de la fonction capteur vitesse roue. Comme nous l'avons vu précédemment, la mesure de la vitesse de rotation des roues assure le bon fonctionnement de l'aide au freinage, du contrôle de trajectoire et de plusieurs aides à la conduite (régulateur de vitesse ou des distances de sécurité, ...). La perte ou la défaillance de cette information (vitesse roue) engendre l'indisponibilité de ces fonctions. Dans le cadre du contrôle de trajectoire, la perte de la fonction est assimilée à un événement sécuritaire (ISO, 2018).

La démonstration de la tenue des objectifs de la sûreté de fonctionnement (la probabilité de défaillance du composant ne doit pas dépasser une valeur fixée) est réalisée via le dimensionnement d'un plan de validation, c'est-à-dire le dimensionnement de la sévérité d'essais d'endurance aux débattements dans le cas présent.

Estimation et validation de la fiabilité

2.1 Fiabilité prévisionnelle : méthode Contrainte-Résistance

La méthode Contrainte-Résistance permet de quantifier la fiabilité prévisionnelle d'un composant, via l'estimation de sa probabilité de défaillance (approche probabiliste) correspondant à l'ensemble des modes de défaillance. Cette estimation repose sur le principe que le composant est défaillant lorsque sa résistance est inférieure à la contrainte à laquelle il est soumis.

La probabilité de défaillance P_f est donc estimée comme la probabilité que la résistance soit inférieure à la contrainte appliquée pendant la durée de vie du composant, c'est-à-dire en comparant les deux distributions suivantes :

- La densité de probabilité de la contrainte C , notée f_C qui représente la distribution de la sollicitation appliquée au composant. C'est le profil de mission ou d'usage du composant correspondant à une période de référence T , la durée de vie du véhicule dans le cas présent,
- La fonction de répartition de la résistance R , notée F_R , qui caractérise la fonction de répartition cumulée de la tenue mécanique du composant.

La probabilité de défaillance du composant, qui s'obtient par intégration numérique (figure 6), sur la période de référence T s'écrit donc (SIA, 2016) :

$$P_f = \int_{-\infty}^{\infty} F_R(x) \cdot f_C(x, T) dx \quad \{1\}$$

Lorsque les résultats d'essais à rupture sont disponibles, la distribution statistique de résistance $F_R(t)$ du composant peut, par exemple, être modélisée, par une loi continue de Weibull (Abernethy, 2006) à trois paramètres :

$$F_R(t) = \exp\left(-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta\right) \quad \{2\}$$

Où t représente le facteur endommageant. Les paramètres de la loi de Weibull sont identifiés (Palisson, 1989) par des techniques d'ajustement de loi statistique (maximum de vraisemblance, régression sur les rangs, ...) :

- β est le paramètre de forme. Suivant la valeur de ce paramètre, on peut déterminer dans quelle phase du cycle de vie (courbe en baignoire) on se trouve,
- η est le paramètre d'échelle, aussi appelé durée de vie caractéristique. Si $\gamma = 0$, c'est le temps au bout duquel 63,2% des composants sont défaillants,
- γ est le paramètre de position. C'est le moment au bout duquel les premières défaillances commencent à apparaître. Souvent, la valeur de ce paramètre est nulle, ce qui correspond à une apparition possible des défaillances dès la mise en service du système. Lorsqu'il est positif, il est assimilable à un kilométrage ou un temps de rodage. C'est le temps ou le kilométrage à partir duquel les défaillances commencent à apparaître.

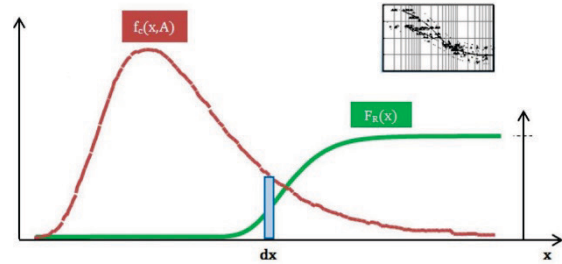


Figure 6. Méthode Contrainte-Résistance (SIA, 2016)

2.2 Construction d'un plan de validation (PIV)

Le plan de validation ou PIV est dimensionné (consiste à déterminer le nombre de cycle à réaliser en essai pour un nombre de composant à tester, à un niveau de sollicitation donné) de façon à vérifier que l'objectif de fiabilité en clientèle est tenu avec un certain niveau de confiance, généralement à partir d'essais censurés (aussi appelés à 0 défaillance). Les essais à défaillance étant en général trop longs et coûteux.

La distribution de contrainte sur la durée de vie véhicule, ainsi que l'objectif de fiabilité étant connus, la fonction inverse de la probabilité de défaillance est alors utilisée pour caractériser la résistance $F_R(t)$ des faisceaux CVR. L'essai à 0 défaillance consiste à solliciter les faisceaux pendant une durée ou un nombre de cycles (τ) fixé à l'avance. L'objectif sera tenu si aucune défaillance n'est observée en essai jusqu'à τ , avec (SIA, 2016) :

$$\tau = t \times \left[\frac{\ln(1-c)}{n \times \ln(1-P_f)} \right]^{\frac{1}{\beta}} \quad \{3\}$$

Dans laquelle :

- n est le nombre de faisceaux CVR à tester,
- t est le niveau de sollicitation pour lequel la fiabilité en clientèle doit être démontrée,
- c est le niveau de confiance.

En fixant la valeur de la probabilité de défaillance en essai $F_R(\tau)$, le niveau de confiance obtenu en fonction du nombre de pièces à tester s'exprime (SIA, 2016) :

$$\tau = 1 - (1 - F_R(\tau))^n \quad \{4\}$$

2.3 PIV en fatigue à partir d'une courbe de Wöhler

Dans le cadre de la fatigue mécanique, la courbe S-N, aussi appelée courbe de Wöhler (figure 7) permet de visualiser la tenue d'un composant soumis à des contraintes cycliques.

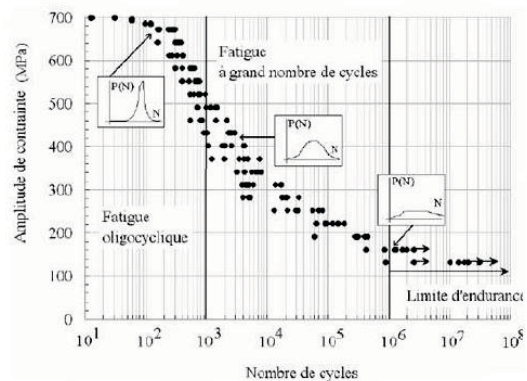


Figure 7. Courbe de Wöhler (Fouchereau, 2014)

Elle définit une relation entre la contrainte appliquée et le nombre de cycles à rupture. La courbe Wöhler peut être

divisée en trois domaines dépendant du nombre de cycles à rupture (figure 8) :

- Le domaine Oligocyclique correspondant à un domaine à fortes contraintes (déformations élasto-plastique), et faibles durées de vie, caractérisé par une faible dispersion des résultats en essai,
- Le domaine d'endurance limitée, correspondant à la fatigue à grand nombre de cycle, aussi appelé fatigue polycyclique pour lequel la contrainte (en dessous de la limite élastique du matériau) tend vers 0 lorsque la durée de vie tend vers l'infini. Notons que la dispersion des résultats en essai croît ici avec le nombre de cycles,
- Le domaine d'endurance illimitée, caractérisé par une asymptote de la courbe de Wöhler : c'est la limite d'endurance qui correspond à l'amplitude de contrainte à ne pas dépasser pour que le composant ne soit pas défaillant avant au moins 10^6 cycles. Dans cette zone, la dispersion des résultats en essai est très importante.

Faisons remarquer qu'à une amplitude de contrainte imposée, la distribution de nombre de cycles à défaillance suit une loi log-normale, et qu'à nombre de cycles imposé, la distribution de contrainte suit une loi normale (figure 8). Par ailleurs, l'écart-type de la distribution statistique du nombre de cycles à rupture est supposé constant quel que soit le niveau de contrainte.

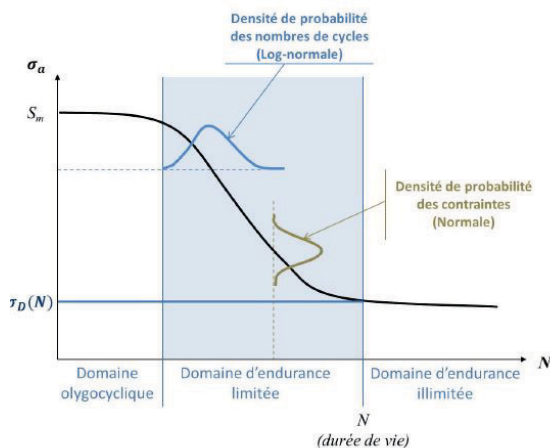


Figure 8. Courbe de Wöhler : Distribution de nombre de cycles à rupture correspondant à une distribution de contrainte (Beaumont, 2013)

La courbe de Wöhler (figure 7) peut être modélisée par différentes lois analytiques. Dans le cas de la fatigue mécanique, dans le domaine de l'endurance limitée, le modèle de Basquin est le plus couramment utilisé : il décrit la partie centrale de la courbe de Wöhler comme une droite dans un diagramme log-log (figure 9).

Le dimensionnement du plan de validation du faisceau CVR sera basé sur une loi d'accélération empirique de Basquin. Cette loi puance relie le nombre de cycles à rupture (N), correspondant ici à un temps à rupture, à la contrainte appliquée (S) :

$$NS^b = B \quad \{5\}$$

Avec :

- b le coefficient de la loi de Basquin en fatigue (inverse de la pente de la droite de Basquin de $S=f(N)$),
- B est une constante dont la valeur n'a pas besoin d'être connue.

Toutes deux (b , B) dépendent du matériau et du type d'essai.

Dans cette loi d'accélération {5}, le mécanisme physique de la défaillance est caractérisé par la pente de Basquin (figure 9).

Le coefficient de la loi d'accélération de Basquin (inverse de la pente de Basquin) est identifié à partir d'essais à rupture (facteur d'accélération).

Cette loi {5} peut également s'exprimer en déformation, mais il est préférable de l'écrire en contrainte.

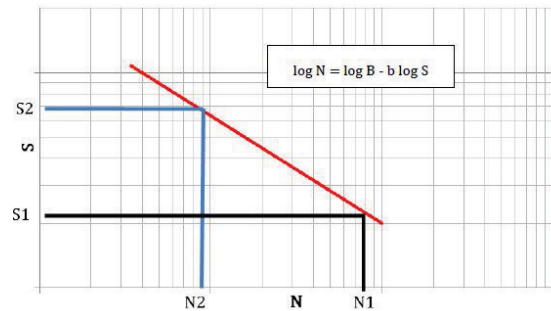


Figure 9. Loi d'accélération de Basquin (SIA, 2016) : (S_1 , N_1) correspond à l'usage d'un client et (S_2 , N_2) à l'essai accéléré

Validation des boucles dynamiques des faisceaux CVR

3.1 Retour d'expérience et facteurs influents

Certaines observations ont été faites lors de plusieurs campagnes d'essais d'endurance aux débattements en traction/flexion alternée jusqu'à rupture de boucles dynamiques de faisceaux (pas uniquement les faisceaux CVR).

Les basses températures (négatives) ont un effet néfaste sur la durée de vie des fils de cuivre qui deviennent plus rigides (modification des paramètres matériaux). A contrario, les hautes températures ont un effet positif sur la durée de vie des fils de cuivre (plus souple), mais négatif sur les isolants en plastique.

Lors d'essais de traction alternés sur des faisceaux ayant des fils de cuivre de petits et de gros diamètres, ceux ayant la section la plus faible rompent en priorité (à efforts imposés, la contrainte est plus élevée). A contrario, sur les essais de flexion alternée, ce sont les fils de cuivre ayant la section la plus importante ou les fils torsadés qui rompent en priorité (A moment imposé, la flèche des fibres supérieures et inférieures est plus grande et donc la contrainte plus élevée). Par ailleurs, lors de ces derniers essais, la durée de vie de ces fils de grosse section est différente selon leur position par rapport à l'axe central du faisceau. En effet, la contrainte à laquelle ils sont soumis est très différente s'ils sont à l'extérieur du faisceau ou sur le centre.

Il a également été observé un impact du nombre de câbles dans le faisceau et de la longueur de la boucle dynamique sur la durée de vie des fils de cuivre constitutifs du faisceau.

Par conséquent, les facteurs influents sur la résistance du faisceau lors d'essais d'endurance aux débattements en flexion alternée (les règles de conception interdisent

d'avoir des fils en traction) sont les suivants (non exhaustif) :

- La température,
- Le taux de remplissage du fourreau qui a un impact sur l'usure des isolants (frottement) et sur la rigidité en flexion,
- La section des câbles,
- La position des câbles (si sections différentes),
- La longueur de la boucle dynamique,
- L'isolant choisi.

Classiquement, la longueur d'une boucle dynamique est dimensionnée selon différents facteurs :

- le diamètre du faisceau,
- L'amplitude relative des deux points de fixations (dans les trois axes),
- La flèche minimale et maximale,
- La distance entre les deux points de fixations,
- L'environnement,
- La protection (influence sur la souplesse).

3.2 Difficultés rencontrées dans le dimensionnement du PIV

Sur une même plateforme (type de véhicule), il y a une certaine diversité de faisceaux CVR selon l'équipement du véhicule. En effet, d'autres fonctions utilisent le faisceau du CVR, telle que l'AMVAR (suspension pilotée). Le nombre de câbles dans le faisceau et leur section sont donc différents d'un véhicule à l'autre, selon son équipement. Quant à la position de chaque câble dans le faisceau, elle est aléatoire sur chaque véhicule fabriqué. Pourtant, nous avons vu précédemment que le nombre, la position et la section des câbles dans le faisceau ont une influence sur sa résistance à la flexion.

Sur chaque plateforme, le diamètre du pivot de roue avant, le débattement de la suspension et la largeur des voies sont différentes. Ainsi, la longueur de la boucle dynamique est dimensionnée différemment pour chaque plateforme. Or, nous avons également vu que la longueur de la boucle dynamique avait un impact sur sa contrainte en flexion à moment imposé.

Un dimensionnement standard de la sévérité d'un essai de validation de l'endurance aux débattements des boucles dynamiques des faisceaux CVR nécessiterait de réaliser pour chaque plateforme, et chaque configuration une campagne complète d'essais à rupture (identification de la pente de Basquin b) pour valider la diversité (long et coûteux).

Nous proposons un nouveau protocole capable de s'adapter à toutes les architectures véhicule, et en particulier capable de gérer la diversité des faisceaux via la réalisation d'une unique campagne d'essais à rupture pour dimensionner un plan de validation adaptable à toutes les plateformes quel que soit l'équipement d'un véhicule.

Afin de gérer la diversité, nous allons nous mettre à une autre échelle : l'enveloppe de conception PSA issue du retour d'expérience. Les règles de conception sont :

- Les facteurs de conception : taux de remplissage du fourreau / rayon du toron (τ^R), type de fils (standards ou souples),
- Les facteurs de géométrie :
 - o Longueur de la boucle dynamique (l),
 - o Ratio rayon de courbure min/max (r).

Ainsi, les facteurs influents sur la résistance des faisceaux que nous considérons dans la suite seront :

- La température,

- Les facteurs de conception,
- Les facteurs de géométrie,
- Les facteurs d'assemblage.

Pour ce qui est des facteurs d'assemblage (McCorquodale, 2014), tel que la position des fils de grosses et de petites sections dans le faisceau, nous nous placerons dans la configuration pire cas. En effet, bien qu'ils aient un impact non négligeable sur la résistance à la flexion du faisceau, le positionnement des fils est aléatoire. Concernant les types de fils, les règles de conception font qu'il y a homogénéité de type dans le faisceau. Nous traiterons le cas des fils standards dans un premier temps.

3.3 Prise en compte de la température

Les données matériaux, ainsi que la contrainte dépendent de la température (t). Ainsi, la dépendance de la pente de Basquin b (loi d'accélération dépendante du matériau dont les paramètres vont être modifiés par la température) vis-à-vis de la température sera à modéliser via des essais à rupture. D'ailleurs, les essais de validation de fatigue en flexion seront également accélérés via les températures négatives. L'outil de modélisation du comportement mécanique (IPS, 2018) réalise quant à lui un calcul mécanique à déformation imposée, sans prendre en compte la thermique. La dépendance vis-à-vis de la température dans la relation entre contrainte équivalente (de Von Mises par exemple) et débattements obtenus par le modèle mécanique sera modélisée de manière indirecte via la caractérisation des paramètres matériaux (données d'entrée du modèle mécanique) vis-à-vis de la température (via des essais de caractérisation mécanique du faisceau à plusieurs températures sur une application donnée).

3.4 Prise en compte du facteur de conception

Le facteur de conception (à type de fil fixé) est le taux de remplissage du fourreau par rapport au rayon du toron. Le taux de remplissage va influencer sur le module d'Young (E) et le coefficient de poisson (ν) apparents du faisceau, résumé par la rigidité flexionnelle (E_{IGZ}) apparente du faisceau, et par conséquent sur la contrainte équivalente apparente. Ainsi, la dépendance de la pente de Basquin b (loi d'accélération dépendante du matériau) vis-à-vis du taux de remplissage du fourreau sera à modéliser via des essais à rupture. Si l'outil de modélisation mécanique utilisé n'est pas en mesure de prendre en compte cette dépendance dans le calcul de la contrainte équivalente, elle peut être soit :

- modélisée indirectement dans la relation entre contrainte équivalente et amplitude de débattements via la modification des paramètres matériaux (essais de caractérisation mécanique du faisceau), données d'entrée de l'outil de modélisation mécanique,
- prise en compte uniquement dans la loi d'accélération.

3.5 Prise en compte des facteurs de géométrie

Les facteurs de géométrie sont :

- La longueur de la boucle dynamique,
- Le ratio rayon de courbure minimum / maximum.

Les facteurs de géométrie n'ayant pas d'influence sur les caractéristiques matériaux, ils n'ont pas d'influence sur la loi d'accélération (pente de Basquin b). Par contre, ils ont une influence sur le calcul de la contrainte équivalente. L'outil de modélisation mécanique (IPS, 2018) permet de modéliser la dépendance de la longueur de la boucle dynamique et du ratio entre rayon de courbure minimale et maximale dans le calcul de la contrainte équivalente vis-à-vis de l'amplitude de débattement.

3.6 Loi d'accélération adaptée aux boucles dynamiques des faisceaux CVR

Le facteur endommageant du faisceau est l'amplitude des débattements à des fréquences données. Afin d'être couvrant vis-à-vis de toutes les plateformes, nous allons choisir celle pour laquelle les débattements sont les plus élevés. Les essais d'endurance des boucles dynamiques des faisceaux CVR seront réalisés avec une sollicitation (sollicitation du train avant plus sévère que celle du train arrière) représentative de la vie véhicule, c'est-à-dire avec des débattements du pivot de roue avant considérés sous la forme diamant correspondant aux courses crémaillère (X) et courses d'attaque / détente (Y). Les débattements de faisceaux dans les plans horizontaux (X,Y) et verticaux (Z) sont réalisés en simultanément lors des essais de validation. A noter que pour le train arrière, la sollicitation est principalement selon l'axe Z et moins sévère.

Le chargement mécanique du faisceau est multiaxial (en essai et en vie série). Les débattements en X, Y et Z créés des sollicitations de flexion, traction et torsion du faisceau CVR. Par conséquent, la contrainte S de la courbe S-N doit prendre en compte ce caractère multiaxial du chargement mécanique. Classiquement en multiaxial, la contrainte équivalente S_{eq} est soit :

- (a) La contrainte de Von-Mises,
- (b) La contrainte principale dans un plan donné.

La contrainte équivalente S_{eq} (soit selon a, soit selon b) sera reliée aux débattements (D_b) appliqués en essai par simulation numérique via l'outil de modélisation mécanique :

$$S_{eq} = f(D_b(X, Y, Z), E, I_{GZ}(t, \tau^R), l, r) \quad \{6\}$$

Les temps à rupture en essai N, correspondant à des niveaux de contraintes équivalentes S_{eq} données (pour des débattements d'amplitudes et de fréquences données en essai), dans une enveloppe de conception déterminée, permettront d'identifier la pente de Basquin b (ainsi que la distribution de résistance à un niveau de contraintes équivalentes données) et sa dépendance vis-à-vis de la température et du taux de remplissage du fourreau par rapport au rayon du toron :

$$b = f(t, \tau^R) \quad \{7\}$$

3.7 Détermination expérimentale du coefficient de Basquin « apparent »

Pour caractériser le mécanisme physique de la défaillance et déterminer le coefficient de la loi d'accélération de Basquin b, il est nécessaire de réaliser des essais jusqu'à rupture des faisceaux.

Les temps à rupture en essai N, correspondant à des niveaux de contraintes équivalentes (Von Mises, ...) donnés (correspondant à la plateforme la plus sévère), seront reportés sur un graphique log-log qui permet d'identifier la pente de Basquin b (ainsi que la distribution de résistance à un niveau de contrainte équivalente donné). La méthode des moindres carrés est ensuite appliquée pour déterminer la loi d'accélération sous la forme :

$$\log N = \log B - b \log S_{eq} \quad \{8\}$$

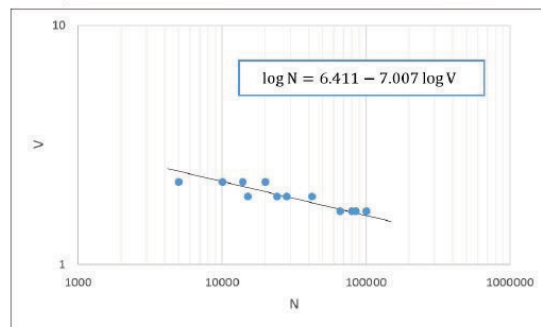


Figure 10. Exemple de régression linéaire en log-log (SIA, 2016)

La dépendance de la loi d'accélération, et donc de la pente de Basquin vis-à-vis de la température et du taux de remplissage du fourreau par rapport au rayon du toron seront déterminés via un plan d'expérience – méthode split-plot (à iso-enveloppe de conception). Les essais à rupture seront donc réalisés à plusieurs températures et pour plusieurs taux de remplissage du fourreau par rapport au rayon du toron.

Une seule campagne d'essais à rupture pour l'application couvrante (celle ayant les amplitudes de débattements maximales) est nécessaire. Par la suite, la pente de Basquin est fixée pour toutes les autres applications actuelles ou futures. Cette hypothèse peut être considérée dans la mesure où les fils de cuivre des faisceaux, sensibles à la fatigue thermomécanique de flexion, sont standardisés et partagent la même composition métallurgique.

A noter que les essais seront effectués dans l'enveloppe de conception, c'est-à-dire dans le respect des règles de conception.

3.8 Méthode de validation pour une application donnée

La condition de défaillance peut se définir soit en nombre de débattements équivalent à une amplitude imposée, soit en amplitude équivalente à un nombre de débattement fixé (figure 11).

Dans notre cas, la loi d'accélération de Basquin

$$N(D_b(X, Y, Z), E, I_{GZ}(t, \tau^R), t, l, r) \times S_{eq}(D_b(X, Y, Z), E, I_{GZ}(t, \tau^R), l, r)^b(t, \tau^R) = B(t, \tau^R) \quad \{9\}$$

est utilisée pour construire la première de ces grandeurs synthétiques. A partir de la connaissance du coefficient de Basquin b, il est possible de calculer le nombre de cycles de validation à réaliser si l'on change le niveau de contrainte (et donc l'amplitude de débattement) via le modèle d'accélération suivant (loi puissance inverse de Basquin) :

$$Nv = Na \left(\frac{S_{eq}^A}{S_{eq}^V} \right)^b \quad \{10\}$$

à température et taux de remplissage par rapport au rayon du toron fixés, et dans laquelle :

- Nv : nombre de cycles de l'essai de validation,
- S^V : amplitude des débattements de l'essai de validation,
- Na : nombre de cycles véhicule / plateforme (profil de mission),
- S^A : amplitude des débattements véhicule / plateforme (profil de mission).

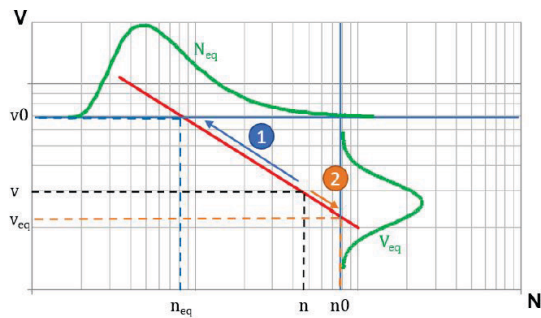


Figure 11. Loi de Basquin à contrainte imposée ou durée de vie imposée (SIA, 2016)

Pour une nouvelle plateforme, seules quelques données seront nécessaires au dimensionnement du plan de validation, via l'application du modèle d'accélération :

- Des essais de caractérisation mécanique du faisceau (module d'Young et coefficient de poisson apparents), fonction de la température. Ce sont des données d'entrée de l'outil de modélisation mécanique nécessaires pour relier la contrainte équivalente aux amplitudes de débattement,
- La détermination du facteur de conception (taux de remplissage du fourreau par rapport au rayon du toron),
- La détermination des facteurs de géométrie (longueur de la boucle dynamique, ratio rayon de courbure minimal / maximal),
- Les amplitudes de débattements.

3.9 Mesure des débattements pour une application donnée

Pour une application donnée, les amplitudes des débattements (profils de mission) peuvent être obtenues :

- **Soit par relevé de débattements (vrais mesures) :** Pour chaque mesure temporelle client ou en essai, les cycles (caractérisés par un débattement moyen et une amplitude des débattements) sont extraits par comptage Rainflow : une matrice Rainflow (Beaumont, 2013) est construite. Elle donne le nombre de cycles dans chaque classe moyenne – amplitude des débattements. Une valeur synthétique est ensuite obtenue par cumul de Miner pour chaque matrice Rainflow client (figure 12). On obtient le couple (N^A, S^A) nécessaire au dimensionnement du plan de validation via l'outil de simulation numérique (IPS, 2018) à partir des amplitudes de débattements équivalents déterminées,
- **Soit par simulation (débattement maximal) :** configuration pire cas.

3.10 Résultats attendus et difficultés de mise en œuvre

Nous avons vu que dans le domaine d'endurance limitée, la dispersion des résultats en essai croît avec le nombre de cycles et décroît avec l'augmentation des contraintes en essai. L'accélération des essais en augmentant le niveau de contrainte par rapport à ceux correspondant à la vie série permet de diminuer le temps des essais, mais également de diminuer la dispersion des résultats d'essais. La taille de la population en essai doit être suffisante pour identifier la pente de Basquin par moindre carrés avec le moins d'erreur possible. Ce paramètre étant ensuite fixé pour le dimensionnement de tous les plans de validation.

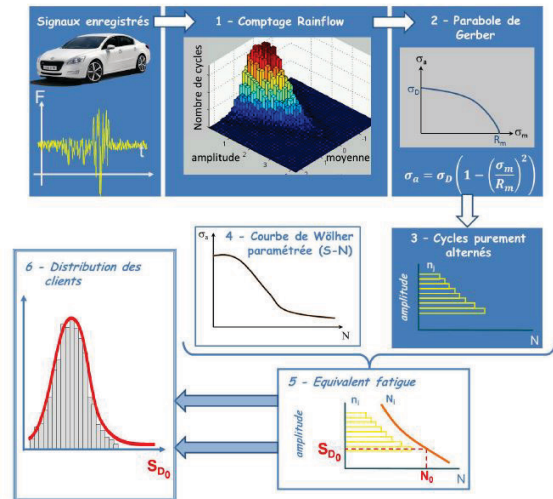


Figure 12. Méthode de construction de la contrainte en clientèle (Beaumont, 2013)

Conclusion :

Une méthode de dimensionnement de la sévérité d'un essai d'endurance aux débattements des boucles dynamiques des faisceaux CVR a été proposée. Celle-ci nécessite de réaliser au préalable une campagne d'essais à rupture afin d'identifier la dépendance de la loi d'accélération avec la température et le taux de remplissage du fourreau par rapport au rayon du toron (facteur de conception). Un plan d'expérience de type split-plot est utilisé. Les essais à rupture seront réalisés au cours de l'année 2018.

Ensuite, pour chaque nouveau véhicule, le dimensionnement du protocole de validation proposé nécessite :

- La réalisation d'une campagne d'essais de caractérisation mécanique des faisceaux (module d'Young et coefficient de poisson apparents) fonction de la température,
- La connaissance des débattements de la plateforme considérée par la mesure, l'essai ou la simulation,
- Le calcul du taux de remplissage du fourreau par rapport au rayon du toron,
- La longueur de la boucle dynamique,
- Le ratio rayon de courbure minimum / maximum,
- Une simulation mécanique via l'outil de modélisation mécanique pour obtenir une contrainte équivalente à partir des mesures de débattements

Le protocole proposé est adaptable à toutes les plateformes actuelles ou futures, et permet de gérer la diversité des faisceaux CVR à iso critères de conception.

4. Remerciements

Les auteurs tiennent à remercier Sébastien Theuillon (Groupe PSA) pour avoir soutenu et financé ces travaux.

5. Références

ABERNETHY, R. B., 2006, The new Weibull Handbook, fifth Edition

BEAUMONT Pauline, 2013, Optimisation des plans d'essais accélérés : Application à la tenue en fatigue de pièces métalliques de liaison de sol, Thèse de Doctorat, Université d'Angers, PSA Peugeot Citroën

FOUCHEREAU Rémy, 2014, Modélisation probabiliste des courbes S-N, Thèse de Doctorat, Université Paris-Sud Orsay

IPS Cable simulation, 2018, www.flexstructures.de/ips-cable-simulation-6?lang=fr

LEDOLTER Johannes, January 2010, Split-plot designs: discussion and examples, International Journal of Quality Engineering and Technology, 1(4), pp 441-457

McCORQUODALE Chris, June 2014, Development of a Fatigue Analysis tool to Predict Cable Flex Life, PhD, Edinburgh Napier University

Norme ISO 26262, 2018, <https://www.iso.org/fr/standards.html>

PALISSON, F., 1989, Détermination des paramètres du modèle de Weibull à partir de la méthode de l'actuariat, Revue de statistique, tome 37, n°4, pp5-39

SIA, 2016, Guide d'aide à l'estimation et à la validation de la fiabilité automobile, Référence DC-01-01, Société des ingénieurs de l'Automobile, Version n°1 publiée le 19/04/2016, www.sia.fr (rubrique Publications)

WIKIMEDIA, 2018a, By Arion54 [CC BY-SA 3.0 (<https://creativecommons.org/licenses/by-sa/3.0/>)], from Wikimedia Commons

WIKIMEDIA, 2018b, Par Pantoine [GFDL (<http://www.gnu.org/copyleft/fdl.html>), CC-BY-SA-3.0 (<http://creativecommons.org/licenses/by-sa/3.0/>) ou CC BY 2.5 (<https://creativecommons.org/licenses/by/2.5/>)], de Wikimedia Commons