

Comparaison de modèles FEM à un essai de tension-flexion d'un câble d'ancrage offshore

15ème Colloque National en Calcul des Structures

M. Guiton¹, M. Martinez¹, T. Quideau²,
J-M. Heurtier², D. Durville³, P-A. Guidault⁴, Y. Poirette¹

¹ Direction Physico-Chimie et Mécanique appliquées, IFP Energies nouvelles, France,
{martin.guiton,michael.martinez,yann.poirette}@ifpen.fr

² Principia, France, {tristan.quideau,j-michel.heurtier}@principia.fr

³ Université Paris-Saclay, CentraleSupélec, CNRS, Laboratoire de Mécanique des Sols, Structures et Matériaux, 91190, Gif-sur-Yvette, France, damien.durville@centralesupelec.fr

⁴ Université Paris-Saclay, ENS Paris-Saclay, CNRS, LMT – Laboratoire de Mécanique et Technologie, 91190, Gif-sur-Yvette, France.
pierre-alain.guidault@ens-paris-saclay.fr

Résumé —

Une piste de simplification des designs de lignes d'ancrage dans l'ingénierie offshore consiste à remplacer les chaînes en tête de ligne par des câbles monotorons acier. Cette étude documente les simulations d'un essai de cycles de flexion d'un câble en tension avec 3 modèles éléments finis différents capables de prendre en compte les interactions de contact et frottement entre les fils. Nous comparons les réponses du calcul implicite avec MULTIFIL, d'Abaqus Explicit avec le contact Edge/Edge et de la routine utilisateur de la thèse de F. Bussolati [1] avec Abaqus/Standard.

Mots clefs — câble, monotoron, essai, éléments finis, flexion, contact, frottement.

1. Introduction

Les lignes d'ancrage sont un élément essentiel de la stabilité des installations flottantes en mer, depuis plusieurs décennies pour l'industrie pétrolière, et plus récemment pour le développement de nouvelles technologies d'éoliennes flottantes. Elles sont fréquemment composées d'un assemblage de câbles, acier ou synthétiques, et de chaînes en tête pour ajuster la tension et au fond pour la stabilisation gravitaire en cas de configuration caténaire. Le retour d'expérience des installations pétrolières montre un taux annuel de casse des lignes très supérieur à celui requis par les normes internationales de conception. Parmi les mécanismes majoritairement impliqués, on note celui d'une casse des chaînes en tête par flexion hors plan ou dans le plan [2]. Une piste en cours d'étude pour y remédier consiste à remplacer les chaînes par une connexion directe du câble. Les chargements sur la zone du câble proche des connexions sont significativement modifiés et il devient nécessaire de dimensionner les câbles aciers sous sollicitation combinée de tension et de flexion. Nous nous limitons ici au cas des câbles monotorons constitués de différentes couches de fils enroulés en hélice autour d'un fil central (l'âme) avec un angle constant par couche. Ces derniers sont en effet recommandés pour des installations de long-terme, avec une durée de vie d'une vingtaine d'années. La réponse des câbles en tension et flexion est bien plus complexe que celle d'un câble en tension pure, en raison des interactions de contact et frottement entre les fils. La flexion variable sous l'effet des vagues est susceptible d'endommager les fils par la fatigue de contact [6]. Cette dernière dépend de l'environnement, avec une possible corrosion en cas de perte d'étanchéité d'une gaine externe, de l'état de contrainte entre les fils et de l'amplitude des glissements [7]. Afin de lever l'incertitude sur le chargement microscopique, connaissant la distribution statistique des états de mer en un site donné,

des modèles numériques par éléments finis ont été développés permettant de modéliser la réponse mécanique d'un tronçon de câble. Nous présentons ici les résultats d'une étude comparative cherchant à valider les réponses de trois de ces modèles, en les comparant à des mesures de micro-déformation expérimentales des fils lors d'essais de tension et flexion.

2. Essai de tension-flexion sur un câble monotoron acier

Les données expérimentales utilisées dans cette étude sont issues d'une campagne d'essai menée au laboratoire de Mécanique d'IFP Energies nouvelles à Solaize. Le câble étudié est un échantillon de 6.74 m d'un câble porteur de pont. Il est composé d'une âme et de six couches de fils d'acier de diamètre 4.70 mm non lubrifiés et galvanisés pour un diamètre externe de 60.4 mm. La résistance à la rupture de ce câble est de 334 t. Ce câble est représentatif des lignes d'ancrage d'éoliennes flottantes en configuration caténaire dont la tension en tête résulte du poids des lignes sur une profondeur de l'ordre de la centaine de mètres. Sa construction est cependant moins équilibrée en torsion que ce qui est requis pour des lignes d'ancrage. La Figure 1 montre l'installation expérimentale. Le câble (1) est raccordé au banc via des embouts en appui sur les brides (2) i.e. les poutres latérales du banc. Un vérin dans l'axe du câble impose une tension moyenne dans le câble de 20 ou 60 tonnes. Un vérin vertical (3) installé au centre du câble permet d'imposer des cycles de flexion d'une amplitude de 140 mm via une selle rigide (4) d'un rayon de courbure de 4.525 m. Le câble est équipé de jauges de micro-déformation disposées tous les 2 fils en différentes sections notamment sous la selle et à 50 cm de la selle.

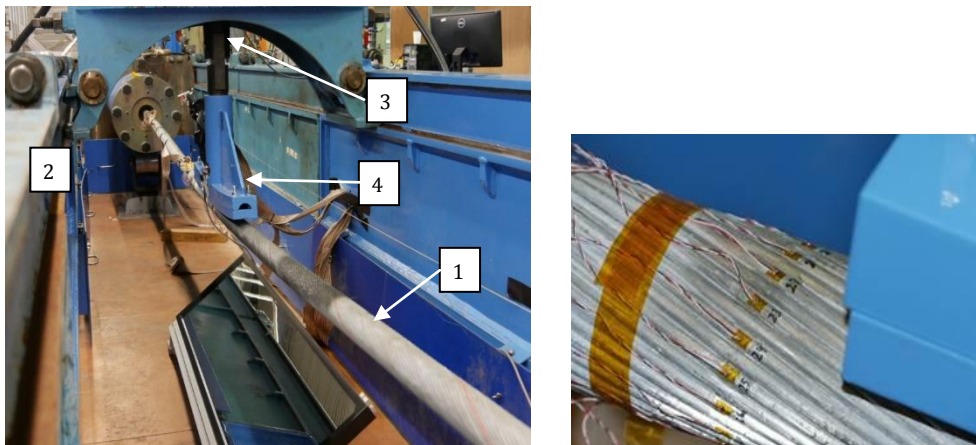
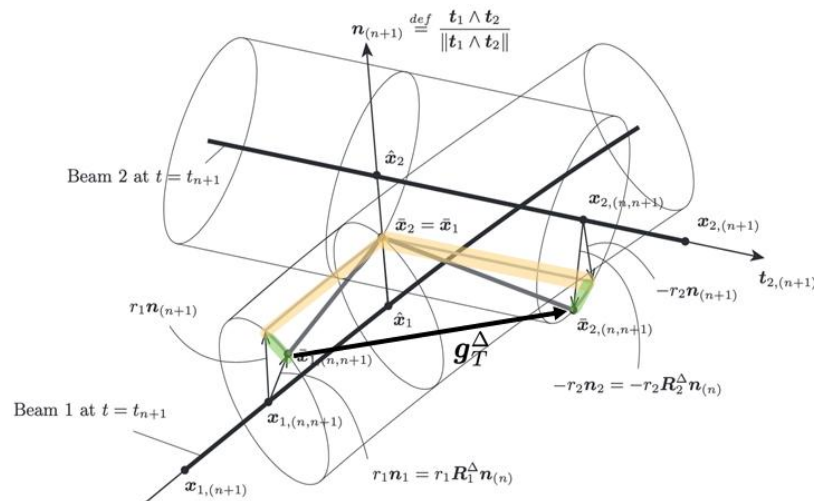


Figure 1 : Vue vers l'embout fixe du montage d'essai avec la selle bleue imposant la flexion (à gauche). Zoom sur une section équipée de jauges mesurant la micro-déformation axiale des fils (à droite) à proximité de la selle.

3. Description des modèles FEM

Nous comparons dans cette étude les résultats obtenus avec 3 modélisations éléments finis différentes. Le premier modèle est celui du logiciel MULTIFIL [3][4], qui est dédié au calcul d'équilibre mécanique d'un groupe de fils par la méthode des éléments finis en schéma implicite. Les fils sont représentés à l'aide d'un modèle de poutre à section déformable, prenant notamment en compte l'effet de Poisson au niveau de la section. Des éléments de contact discrets sont automatiquement créés pour prendre en compte les interactions de contact/frottement en grands déplacements et grandes déformations. Afin de diminuer le temps calcul, ce modèle ne considère que la moitié de la longueur, mais toujours centrée sous la selle, en supposant que la courbure est nulle aux extrémités. Le contact normal est pris en compte par l'intermédiaire d'une pénalisation régularisée dont le coefficient est ajusté au niveau de chaque zone de contact en vue de contrôler la pénétration maximale.

Le troisième modèle, dénoté ABQ-UCL utilise une routine utilisateur développée dans la thèse de F. Bussolati [1] au sein du solveur implicite Abaqus/StandardTM. Les fils sont des poutres de Bernoulli à éléments linéaires et dont la section est de rayon constant. La différence de ce modèle par rapport au précédent est qu'il suppose que les glissements entre les fils restent petits de sorte qu'un appariement nœud à nœud initial reste suffisant pour décrire l'interaction de contact et frottement. La Figure 3 montre la cinématique du modèle. A partir des nœuds initialement en contact, $\mathbf{x}_1$ et $\mathbf{x}_2$, on définit des points $\bar{\mathbf{x}}_1$ et $\bar{\mathbf{x}}_2$ le long de la poutre par développement au premier ordre (i.e. avec l'ajout d'un terme selon la tangente). Les points réellement en contact $\bar{\mathbf{x}}_1$ et $\bar{\mathbf{x}}_2$ se situent à la surface des poutres. On note que la normale de contact est selon le produit vectoriel des tangentes ce qui suppose que les poutres sont non-parallèles. Pour cette raison ce modèle ne considère pas le contact entre des fils adjacents d'une même couche. Enfin, ce modèle prend bien en compte la contribution de la rotation des poutres dans le glissement $\mathbf{g}_T^A$ pour le frottement. Le contact et le frottement sont régularisés par pénalisation. Comme pour ABQ-EXPL la pénétration de contact peut être ajustée pour reproduire la raideur axiale mesurée expérimentalement. Au-delà du gain en temps en évitant de recalculer l'appariement, l'intérêt de ce modèle est que les contributions de contact et frottement au travail mécanique varient selon les rotations des sections. Cette variation étant lisse au cours du temps cela améliore la convergence dans le schéma de Newton-Raphson et permet de gagner plusieurs ordres de grandeur sur le temps de calcul.



La Figure 3 montre enfin une vue 3D d'une partie du modèle éléments finis au maximum de flexion, la selle étant représentée par une surface rigide. Cette figure montre la goulotte au centre de la selle qui n'est prise en compte que pour le cas ABQ-EXPL.

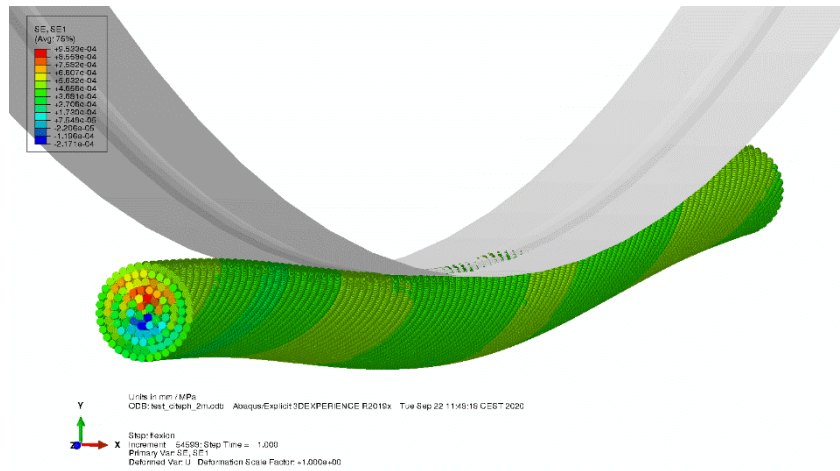


Figure 3 : Vue 3D de la déformée du modèle ABQ-EXPL au maximum de flexion.

4. Comparaison modèles – essai

Nous présentons à présent les résultats des modèles et de l'essai en termes de micro-déformation pour des jauges situées à proximité de l'extrados sur la section méridienne sous la selle. La surface du câble exactement à l'extrados étant soumise au contact avec la selle, nous ne disposons pas de jauges en cette position. Les Figure 4, Figure 5 et Figure 6 montrent respectivement les cycles de déformation en fonction du déplacement de la selle pour le modèle ABQ-EXPL, MULTIFIL et ABQ-UEL. Les coefficients de frottement ont été choisis pour reproduire au mieux l'essai. Ils sont de 0.2 pour les modèles ABQ-EXPL et ABQ-UEL, et de 0.4 pour le modèle MULTIFIL. Notons cependant que la raideur axiale obtenue avec MULTIFIL est proche de la raideur analytique (i.e. sans pénétration) de 378 kN tandis que celle des autres modèles est proche de la raideur expérimentale de 314kN par ajustement du coefficient de pénalisation du contact. On note une bonne reproduction des cycles dans l'ensemble, avec cependant une réponse bruitée pour le modèle explicite, une ouverture de l'hystérésis sous-estimée par MULTIFIL, et une amplitude sous-estimée pour le cas à 60t avec ABQ-UEL.

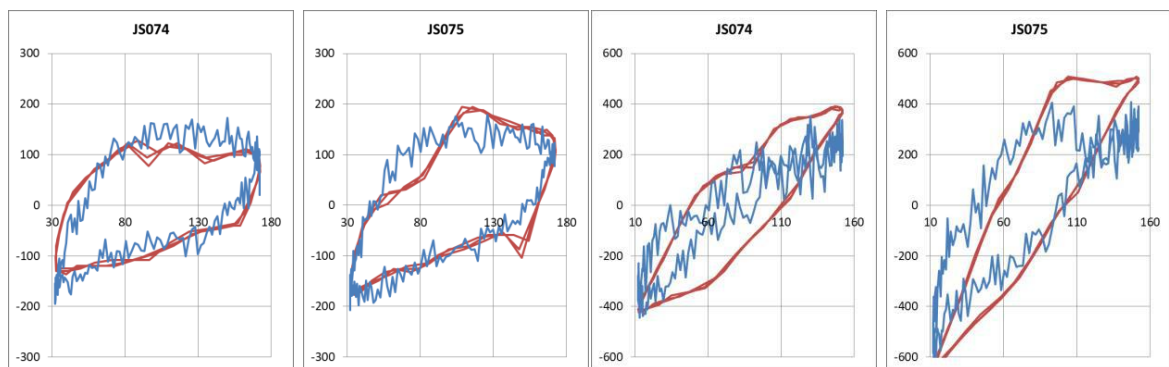


Figure 4 : Déformation ($\mu\text{m/m}$) vs le déplacement de la selle (mm) pour une tension de 20t (à gauche) et 60t (à droite), en 2 jauges JS074 et JS075 à l'extrados sous la selle. Cinq cycles d'essai (rouge) et un cycle du modèle ABQ-EXPL (bleu) avec un coefficient de frottement $\mu=0.2$.

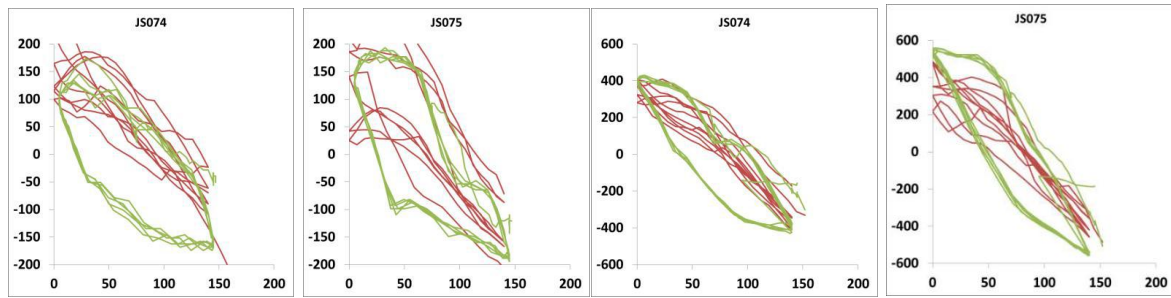


Figure 5 : Déformation ($\mu\text{m/m}$) vs le déplacement de la selle (mm) pour une tension de 20t (à gauche) et 60t (à droite), en 2 jauges JS074 et JS075 à l'extrados sous la selle. Cinq cycles d'essai (vert) et cinq cycles du modèle MULTIFIL (rouge) avec un coefficient de frottement $\mu=0.4$.

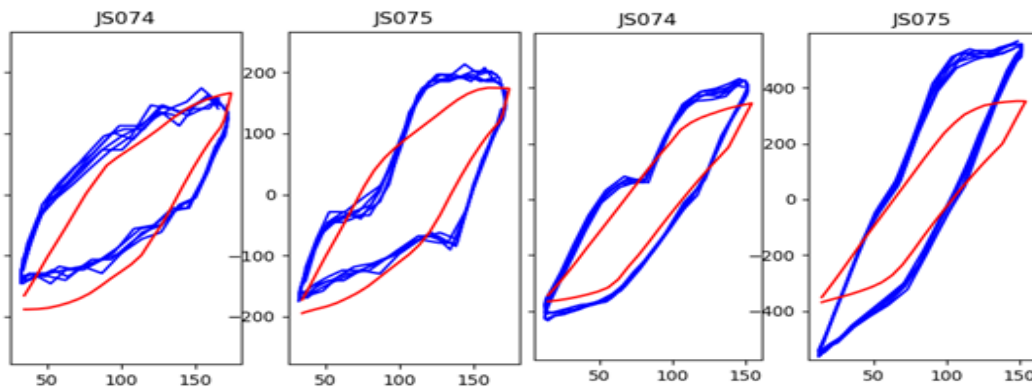


Figure 6 : Déformation ($\mu\text{m/m}$) vs le déplacement de la selle (mm) pour une tension de 20t (à gauche) et 60t (à droite), en 2 jauges JS074 et JS075 à l'extrados sous la selle. Cinq cycles d'essai (bleu) et dernier cycle du modèle ABQ-UEL (rouge) avec un coefficient de frottement $\mu=0.2$.

Ces résultats sont toutefois encourageants en termes de pertinence des modèles. Le bon comportement du modèle ABQ-UEL semble justifier l'hypothèse de petits glissements pour ce type de chargement. Ce modèle permet de gagner un facteur temps d'environ 60 par rapport à ABQ-EXPL et d'environ 30 par rapport au modèle MULTIFIL.

5. Conclusions et perspectives

Nous avons étudié les réponses de trois modèles éléments finis différents d'un tronçon de câble monotoron acier sous sollicitation de tension et cycles de flexion. Ces modèles sont basés soit sur une hypothèse de petits glissements (ABQ-UEL), en grands glissements (ABQ-EXPL) ou avec une représentation plus complète de la déformation de la section du câble (MULTIFIL).

Les résultats de cette étude ont permis d'obtenir une bonne reproduction des cycles de déformation expérimentaux de même que leur dépendance à la tension du câble.

Les comparaisons sont cependant moins bonnes loin de la selle et une étude supplémentaire prenant en compte la sensibilité au serrage initial du câble permettrait de mieux comprendre ces différences.

Les modèles mis en œuvre peuvent être utilisés avec des chargements en tension et courbure calculés par des logiciels multiphysiques rendant compte des mouvements de la structure flottante (voir par ex.

[1]). Ils peuvent alors prédire les quantités d'entrée nécessaires à un modèle local de fatigue de contact.

Remerciements

Les simulations numériques présentées dans ce travail ont été financées par TotalEnergies et Saipem dans le cadre de l'étude CITEPH 53-2020, Mooring without top chain phase II.

Références

- [1] Bussolati, F. "Multi-scale modeling of the fatigue of mooring wire ropes for floating offshore wind turbines". Thèse de doctorat de l'ENS Paris-Saclay, 2019
- [2] Bussolati, F., Guiton, M., Guidault, P.-A., Allix, O., Poirette, Y. and M. Martinez. "A New Fully Detailed Finite Element Model of Spiral Strand Wire Ropes for Fatigue Life Estimate of a Mooring Line". Proc. of the ASME 2019 38th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. OMAE, Glasgow, Scotland, OMAE2019-96165, 2019.
- [3] Durville, D. "MULTIFIL Software, <http://mssmat.centralesupelec.fr/en/Moyens-logiciels-multifil>". Ecole CentraleSupélec /CNRS UMR 8579. Laboratoire MSSMAT - Mécanique des Sols, Structures et Matériaux, 2021.
- [4] Durville, D. "Contact-friction modeling within elastic beam assemblies: an application to knot tightening". Computational Mechanics, 49(6), 687-707, 2012.
- [5] Fontaine, E., Kilner, A., Carra, C., Washington, D., Ma, K., Phadke, A., Laskowski, D. and G. Kusinski. "Industry survey of past failures, pre-emptive replacements and reported degradations for mooring systems of floating production units". Proc. Of the Offshore Technology Conference. OTC 2014, 2014.
- [6] Hobbs, R.E., Raoof, M. "Mechanism of fretting fatigue in steel cables", Fatigue, 16, 273-280, 1994.
- [7] Martinez M, Montalvo S. "Detailed finite element modelling of a high capacity mooring steel rope: calculation of the stress concentration near the connection", OMAE2020-18170, OMAE Conf., Fort Lauderdale, USA, 2020