

AUTO-DESSERRAGE DES ASSEMBLAGES BOULONNÉS EN ACIER-
DÉVELOPPEMENT D'UN MODELE MATHÉMATIQUE PRÉDICTIF

Par

ALI YAYA ACHIMOU

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DE LA
MAÎTRISE AVEC MÉMOIRE EN GÉNIE MÉCANIQUE
M. Sc. A.

MONTRÉAL, Le 11 MAI 2026

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

© Tous droits réservés

Cette licence signifie qu'il est interdit de reproduire, d'enregistrer ou de diffuser en tout ou en partie, le présent document. Le lecteur qui désire imprimer ou conserver sur un autre media une partie importante de ce document, doit obligatoirement en demander l'autorisation à l'auteur.

PRÉSENTATION DU JURY

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ
PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

Prof. Hakim Bouzid, directeur de recherche
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

Prof. Ahn Dung Ngo, co-directeur de recherche
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

Prof. Mohammad Jahazi, président du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

Prof. Omur Dagdeveren, member du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 22 AVRIL 2026

A L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

La réalisation de ce mémoire a été rendue possible grâce au soutien et à l'accompagnement de nombreuses personnes que je tiens à remercier sincèrement.

Je souhaite tout d'abord exprimer ma profonde gratitude au professeur Hakim Bouzid, mon directeur de recherche, pour son encadrement rigoureux, ses conseils avisés et sa grande disponibilité. Je le remercie également de m'avoir offert l'opportunité de poursuivre mes études de maîtrise dans le domaine passionnant des assemblages boulonnés. J'apprécie sincèrement tous ses efforts et son soutien constant qui ont été déterminants dans la réussite de ce projet.

Je tiens également à remercier chaleureusement mes collègues de laboratoire, Gilles, Rashique, Farah, et Ons pour leur aide et leur collaboration précieuses qui ont grandement enrichi mon expérience. J'exprime aussi ma sincère gratitude à Remington Anthony, Plamondon Serge et Drouin Michel pour leur disponibilité, leur expertise technique et leur aide inestimable tout au long de mon parcours, et à Luigi.

Mes plus sincères remerciements vont à ma famille, mes frères et sœurs Ali, Dahirou et Adam. Leur soutien indéfectible et leur présence sont une source constante de motivation. Je remercie particulièrement Ali pour son aide précieuse et son implication dans la réalisation de ce travail. Je tiens à remercier tout spécialement ma sœur Oumi, dont le soutien constant et la dévotion tout au long de mon parcours ont été une source de motivation et de dépassement inestimables. Sans elle, tout ceci n'aurait pas été possible.

AUTO-DESSERRAGE DES ASSEMBLAGES BOULONNÉS EN ACIER- DÉVELOPPEMENT D'UN MODELE MATHÉMATIQUE PRÉDICTIF

YAYA ACHIMOU ALI

RESUME

L'auto-desserrage des assemblages boulonnés sous contraintes cycliques transversales constitue un problème majeur pour les industries en affectant la fiabilité des structures mécaniques. Bien que plusieurs études portent sur le mécanisme de desserrage, l'influence de la rigidité et de l'amplitude demeure encore insuffisamment exploitée dans la littérature. Cette recherche vise à quantifier l'effet de l'amplitude sur des montages de différentes rigidités afin de comprendre le comportement de l'auto-desserrage selon diverses configurations.

Des essais expérimentaux ont été réalisés sur des plaques assemblées par boulonnage et soumises à des sollicitations cycliques transversales d'amplitudes variables, allant de 0,1 pouce à 0,35 pouce. L'utilisation de capteurs a permis de mesurer la perte de précharge, la rotation du boulon et de l'écrou, les déplacements relatifs ainsi que la force transversale en fonction du nombre de cycles. Les résultats démontrent une relation non linéaire entre l'amplitude et le taux de desserrage. Une zone de faibles amplitudes a été identifiée où le desserrage reste quasi nul, tandis qu'au-delà d'un seuil critique, une perte significative de précharge est observée.

Ces résultats permettent de mieux comprendre les mécanismes d'auto-desserrage et offrent des bases solides pour améliorer les futures conceptions et le dimensionnement des assemblages boulonnés. De plus, les données expérimentales ont permis d'établir une équation empirique prédictive de la perte de précharge en fonction du nombre de cycles.

Mots-clés : assemblage boulonné, auto-desserrage, amplitude, sollicitations dynamiques, précharge, rigidité, mouvement cyclique transversale.

SELF-LOOSENING OF STEEL BOLTED ASSEMBLIES- DEVELOPMENT OF A PREDICTIVE MATHEMATICAL MODEL

YAYA ACHIMOU ALI

ABSTRACT

The self-loosening of bolted assemblies under cyclic transverse loading is a major issue for industrial installation, as it affects the reliability of mechanical structures. Although many studies have examined the loosening mechanism involved, the influence of joint stiffness and lateral amplitude is still not well explored in the literature. This research aims to quantify the effect of amplitude on assemblies with different stiffnesses in order to understand the self-loosening behavior for various configurations.

Tests were carried out on plates bolted with a single fastener and subjected to cyclic transverse loading with varying amplitudes (from 0.1 in to 0.35 in). Using sensors, the tests made it possible to measure preload loss, bolt and nut rotation, relative displacements, and transverse force as a function of the number of cycles. The results show a nonlinear relationship between amplitude and loosening rate, with the identification of a low-amplitude range where loosening is almost negligible, while beyond a threshold a significant loss is observed. These results provide a better understanding of self-loosening mechanisms and form a basis for improving future designs and sizing of bolted joints, and allow, based on the data generated, to establish a predictive empirical equation for preload loss as a function of the number of cycles.

Keywords: bolted joint, self-loosening, amplitude, dynamic loading, preload, stiffness, transverse load.

TABLE DES MATIÈRES

Page

INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTERATURE.....	3
1.1 Introduction.....	3
1.2 Étape 1 de l'auto-desserrage	4
1.3 Étape 2 de l'auto-desserrage	5
1.3.1 Études expérimentales	6
1.3.2 Modèle analytiques	9
1.3.3 Modèles numériques	11
1.4 Études clés et modèles prédictifs	12
1.5 Objectif de la recherche	19
CHAPITRE 2 BANC D'ESSAI.....	21
2.1 Introduction.....	21
2.2 Description du banc d'essai	21
2.3 Description et présentation des composants du banc.....	22
2.4 Fonctionnement du banc et utilisation des instruments de mesure.....	24
2.5 Les capteurs utilisés	25
2.5.1 Capteur de types transformateur différentiel rotatif variable (RVDT)	26
2.5.2 Capteur de type transformateur différentiel linéaire variable (LVDT).....	29
2.5.3 Capteur de comptage de cycles.....	31
2.5.4 Capteur de force transversale.....	32
2.5.5 Capteur force axiale	33
2.6 Système de collecte de données	35
2.7 Matériaux utilisés.....	37
2.8 Détermination de la force de serrage maximale	38
2.9 Calibration du banc d'essai	40
2.10 Conclusion	42
CHAPITRE 3 MODELISATION EMPIRIQUE DE PREDICTION DE L'AUTO- DESSERRAGE.....	45
3.1 Introduction.....	45
3.2 Amplitude du déplacement transversal	45
3.3 Rigidité de l'assemblage	46
3.4 Calcule de la rigidité de l'assemblage	47
3.4.1 Rigidité des plaques	47
3.4.2 Calcul de la rigidité du boulon.....	50
3.4.3 Rigidité totale de l'assemblage	50
3.5 Précharge initiale	51
3.6 Modélisation du modèle de prédiction.....	52
3.6.1 Objectif et définition de la grandeur à prédire	52
3.6.2 Organisation et extraction des données expérimentales	52

3.6.3	Construction d'un jeu de données « essai-par essai ».....	53
3.6.4	Choix d'un modèle cinétique de décroissance de la précharge	54
3.6.5	Estimation de la constante K à partir des mesures.....	54
3.6.6	Linéarisation	54
3.6.7	Méthode de calcul de K	54
3.7	Construction des modèles prédictifs (Méthodes A et B)	55
3.8	Méthode A (avec la force transversale)	55
3.9	Méthode B (sans force transversale).....	56
3.10	Prédiction de la perte de précharge a un nombre de cycles donné	56
3.11	Validation du modèle et quantification de l'erreur	56
3.12	Remarques méthodologiques et limites	57
3.13	Comparaison modèle-expérience : validation de la prédiction de la perte de précharge	57
3.14	Présentation de l'interface.....	58
3.15	Conclusion	60
CHAPITRE 4 PRESENTATION ET DISCUSSION DES RESULTATS		
EXPERIMENTAUX.....		
4.1	Introduction.....	61
4.2	Présentation et analyse des résultats expérimentaux	62
4.3	Configuration 1 : Plaques de 6 mm avec précharge initiale de 10KN.....	63
4.3.1	Évolution de la précharge résiduelle.....	63
4.3.2	Évolution de la rotation cumulée et identification du seuil d'auto-desserrage.....	65
4.4	Configuration 2 : Plaques de 6 mm avec précharge initiale 20KN.....	67
4.4.1	Évolution de la précharge résiduelle.....	67
4.4.2	Évolution de la rotation : micro-rotation sans desserrage significatif	67
4.5	Configuration 3 : Plaques 14 mm avec précharge initiale 10KN	69
4.5.1	Évolution de la précharge résiduelle : desserrage sévère aux amplitudes élevées.....	69
4.5.2	Évolution de la rotation : croissante marquée pour les amplitudes 0,2 à 0.35.....	70
4.6	Configuration 4 : Plaques 14 mm avec précharge initiale 20KN	72
4.6.1	Évolution de la précharge résiduelle : pertes limitées	72
4.6.2	Évolution de la rotation : rotation très limitées.....	73
4.7	Comparaison globale et discussion des résultats	74
4.7.1	Effet de la précharge initiale : facteur déterminante	74
4.7.2	Effet de l'amplitude : identification d'un seuil d'initiation du desserrage	74
4.7.3	Effet de l'épaisseur des plaques : influence de la rigidité sur le desserrage ..	75
4.7.4	Synthèse comparative	76
4.8	Définition d'un facteur de sévérité du desserrage.....	78
4.9	Méthode B.....	79
4.9.1	Validation du modèle : comparaison avec les données expérimentales	79
4.9.2	Méthode A(A=0.1).....	82
4.9.3	Méthode B(A=0.3).....	82

4.9.4	Validation complémentaire sur une configuration intermédiaire	83
4.10	Conclusion	86
	CONCLUSION.....	89
	RECOMMANDATIONS	93
ANNEXE I	CODE EN PYTHON POUR LE CALCUL NUMERIQUE DE LA PERTE... DE LA PRECHARGE (EXECUTABLE SUR GOOGLE COLAB).....	97
ANNEXE II	CALCUL DE SEVERITE	107
ANNEXE III	CALCUL DES RIGIDITES	109
ANNEXE IV	GRAPHIQUE TESTS(5KN)	111
ANNEXE V	GRAPHIQUE TESTS(10KN)	119
ANNEXE VI	GRAPHIQUE TESTS(15KN)	125
ANNEXE VII	GRAPHIQUE TESTS(20KN)	131
	BIBLIOGRAPHIE.....	137

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 1.1	Tableau récapitulatif des études.....16
Tableau 2.1	Récapitulatif des avantages.....34
Tableau 2.2	Calibration du banc41
Tableau 3.1	Dimensions des boulons selon la norme (ASME1989a)49
Tableau 3.2	Propriétés mécaniques et thermiques du boulon (SA-193 B7) et des éléments serres (SA 285)49
Tableau 3.3	récapitulatif des rigidités des plaques50
Tableau 3.4	Récapitulatifs des valeurs de K_b et K_m50
Tableau 3.5	Récapitulatifs des rigidités K_j51
Tableau 4.1	comparaison 6mm vs 14mm a $F_0 = 10\text{kN}$76
Tableau 4.2	comparaison 6mm vs 14mm a $F_0 = 20\text{kN}$77
Tableau 4.3	sévérité à $N=98\text{cycles}$79
Tableau 4.4	Comparaison des pertes de précharge (expérimental vs prédiction) à $A =$ 0.10 , plaque 8 mm.....83
Tableau 4.5	Comparaison des pertes de précharge (expérimental vs prédiction) à $A =$ 0.10 , plaque 8 mm,.....83

LISTE DES FIGURES

		Page
Figure 1.1	Etapes 1 et 2 en nombre de cycles	4
Figure 1.2	Séparation entre les étapes 1 et 2 en nombre de cycles	5
Figure 1.3	Central part of the vibration machine	6
Figure 1.4	Experimental setup for self-loosening	7
Figure 1.5	Montage avec présence de capteurs	8
Figure 1.6	Impact du module d'Young sur le seuil de précharge	10
Figure 1.7	Impact de la longueur utile sur le seuil de précharge.....	11
Figure 1.8	Effet du jeu entre les filetages et le trou des plaques	11
Figure 2.1	Banc d'essai (1).....	23
Figure 2.2	Banc d'essai (2).....	23
Figure 2.3	Panneau de contrôle des données.....	24
Figure 2.4	Système bielle-manivelle avec la variation de la hauteur entre les plaques.. ..	25
Figure 2.5	Montage de l'assemblage.....	26
Figure 2.6	Montage du capteur « RVDT ».....	27
Figure 2.7	Cales de montage	28
Figure 2.8	Montage avec les cales.....	28
Figure 2.9	Capteur de déplacement (LVDT).....	30
Figure 2.10	Montage du capteur.....	30
Figure 2.11	compteur mécanique (gauche) ; capteur de comptage des cycles magnétique (droit)	32
Figure 2.12	Capteur de force transversale.....	33
Figure 2.13	Capteur de charge axiale et schéma du capteur dans le boulon.....	34

Figure 2.14	cage a aiguilles.....	35
Figure 2.15	Montage du système d'acquisitions de données.....	36
Figure 2.16	Interface de LabVIEW.....	36
Figure 2.17	Plaques en acier.....	38
Figure 2.18	Machine de traction utilisée avec l'assemblage boulonné.....	40
Figure 2.19	Graphique de calibration du banc.....	42
Figure 3.1	Schéma d'un assemblage boulonne.....	48
Figure 3.2	Interface de l 'application(A).....	58
Figure 3.3	Interface de l 'application (B).....	58
Figure 4.1	perte de précharge (6mm-10kN).....	65
Figure 4.2	Rotation d'écrou/boulon(6mm-10kN).....	66
Figure 4.3	Perte de précharge (6mm-20kN).....	67
Figure 4.4	Rotation d'écrou/boulon(6mm-10kN).....	68
Figure 4.5	Perte de précharge (14mm-10kN).....	70
Figure 4.6	Rotation d'écrou/boulon(14mm-10kN).....	71
Figure 4.7	Perte de précharge (14mm-20kN).....	72
Figure 4.8	Rotation d'écrou/boulon(14mm-20kN).....	73
Figure 4.9	résultats de la plaque 8mm (Méthode B), A=0.1.....	80
Figure 4.10	résultats expérimentaux plaque 8mm,A=0.1.....	80
Figure 4.11	résultats du la plaque 8mm (Méthode B),A=0.3.....	81
Figure 4.12	résultats expérimentaux plaque 8mm,A=0.3.....	81
Figure 4.13	résultats du la plaque 8mm(Méthode A),A=0.1.....	82
Figure 4.14	résultats du la plaque 8mm(Méthode A),A=0.3.....	82
Figure 4.15	résultat de la méthode B (12mm,10kN).....	84

Figure 4.16 résultat de la méthode A(12mm,10kN).....85

Figure 4.17 Comparaison entre valeurs expérimentales et prédites par le modèles
empirique de la perte de précharge(8mm-10kN)86

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

A	Amplitude de déplacement transversal imposée par la machine (mm) — valeurs typiques : 0.10 à 0.35
A_s	Section résistante (mm ²)
A_(s_réduite)	Aire de la section réduite (mm ²)
A_(s_trou)	Aire de la section du trou (mm ²)
α_i	Coefficients de Lagrange (optimisation quadratique)
b	Biais du modèle
B	Nombre d'arbres dans la forêt (typiquement 100–500)
CNN	Couches convolutives avec filtres (kernel size 3–5, stride 1)
Colab	Google Colaboratory : environnement Jupyter en ligne
CSV	Comma-Separated Values : format de fichier tabulaire
d	Diamètre nominal du boulon (mm)
d_h	Diamètre du trou des pièces assemblées (mm)
d_hd	Diamètre de la tête de boulon (mm)
d_m	Diamètre extérieur des pièces assemblées (mm)
D_w	Diamètre extérieur de la rondelle (mm)
$\Delta F\%$ ($\Delta F\%(n)$)	Perte de précharge en pourcentage au cycle n : $100 \cdot (1 - F(n)/F_0)$ (%)
E_m	Module d'élasticité du matériau des pièces assemblées (GPa)
f	Fréquence cyclique (Hz)
F(n)	Précharge (force de serrage) mesurée au cycle n (N)
F(N)	Précharge résiduelle après N cycles (N)
F(t)	Précharge résiduelle au temps t (N)
$\hat{F}(x_*)$	Précharge prédite (N) au point x_*

F₀ (F_o)	Précharge initiale (N) / référence (souvent moyenne des cycles 1 à 5)
F_{fin} / F_{end}	Précharge mesurée au cycle final d'intérêt (ex. n=99 ou n=149) (N)
F_{sm}	Force de serrage maximale (N)
F_t (F_t)	Force transversale mesurée pendant l'essai (colonne Force_MAX) (N)
 F_t _{moy} (F̄_t, F_{t_mean})	Moyenne de la valeur absolue de la force transversale sur une plage de cycles (N)
γ	Paramètre du kernel (0.1–1, contrôle la non-linéarité)
H	Épaisseur de la tête de boulon (mm)
h_t	État caché LSTM à temps t (vecteur de dimension cachée, ex. 128)
I	Matrice identité
IA	Intelligence artificielle ; ici, apprentissage supervisé / régression pour identifier les coefficients
in-sample	Évaluation effectuée sur les mêmes données utilisées pour l'ajustement
ipywidgets	Bibliothèque de widgets interactifs pour Jupyter/Colab
ISO 898-1	Norme internationale définissant les caractéristiques mécaniques des boulons et vis en acier
k	Constante de décroissance (taux de desserrage) dans $F(n)=F_0 \cdot \exp(-k \cdot n)$ (1/cycle)
K	Matrice de covariance $n \times n$ (n = nombre de données d'entraînement)
k(x,x')	Fonction de covariance (kernel)
k_*	Vecteur de covariances entre x _* et les points observés
k_b	Rigidité du boulon (N/mm)

k_obs	Valeur de k estimée à partir des données expérimentales (via $\ln(F/F_0)$ vs n) (1/cycle)
Kj (K_j)	Rigidité équivalente de l'assemblage / des plaques (variable explicative) (N/mm)
K_m	Rigidité des pièces assemblées (N/mm)
l	Longueur d'échelle (paramètre de lissage, ex. 1000 cycles)
L	Longueur de serrage du joint (mm)
λ	Taux de relaxation (s^{-1}) — dépend de la rigidité du joint k et de l'amplitude de vibration
ln(·)	Logarithme népérien (base e), utilisé pour linéariser et stabiliser l'ajustement
LSTM	Cellules récurrentes avec portes (forget, input, output)
LVDT	Linear Variable Differential Transformer — capteur de déplacement linéaire (mm)
MAE	Mean Absolute Error — erreur absolue moyenne sur F(n) (N) ou $\Delta F\%$ (points de %)
MAX_CYCLES	Valeur maximale de cycles utilisée dans l'application pour l'affichage (150 cycles)
n	Nombre / indice de cycles (cycle)
N	Nombre de cycles
N_nut	Épaisseur de l'écrou (mm)
n50 (n₅₀)	Nombre de cycles pour atteindre 50% de la décroissance exponentielle : $n_{50} = \ln(2)/k$ (cycle)
v (nu)	Coefficient de sécurité
OLS	Ordinary Least Squares — moindres carrés ordinaires, méthode de régression linéaire
p	Pas de filetage (mm)
R	Paramètre de sévérité sans dimension : $R = F_t _{\text{moy}} / F_0$

R_e	Limite d'élasticité (MPa)
RMSE	Root Mean Squared Error — racine de l'erreur quadratique moyenne sur F(n) ou $\Delta F\%$ (N ou points %)
RVDT	Rotary Variable Differential Transformer — transformateur différentiel variable rotatif
σ^2	Incertitude prédictive (intervalle de confiance à 95% : $\pm 2\sigma$)
σ_f^2	Variance du signal (amplitude des variations)
σ_n^2	Variance du bruit (erreur de mesure)
Streamlit	Bibliothèque Python pour créer une interface web locale d'application
t	Temps écoulé (s)
T_b	Arbre de décision b
τ (tau)	Échelle caractéristique : $\tau = 1/k$ (cycle)
θ	Rotation relative (rad)
UI	User Interface (interface utilisateur)
VS Code	Visual Studio Code : environnement de développement
w	Largeur de contact d'appui du boulon (mm)
W_f, W_i, W_o	Poids des portes LSTM (appris par rétropropagation)
W_o, b_o	Poids et biais de la couche de sortie linéaire
x	Vecteur d'inputs (N, k, F _o , amplitude de charge) / vecteur de features (A _v , k, F _o , f)
x_t	Input séquentiel (signaux ultrasonores/acoustiques au temps t)
y	Vecteur des précharges mesurées (N)
\hat{y}	Prédiction (rotation θ en rad ou perte ΔF en N)
y_i	Labels d'entraînement (valeurs mesurées)

INTRODUCTION

Les assemblages boulonnés constituent l'une des méthodes de fixation les plus utilisées dans l'industrie contemporaine, que ce soit dans les secteurs automobile, gazier, ferroviaire ou civil. Leur utilisation s'explique par la facilité de mise en œuvre et d'exploitation. En effet, leur montage et démontage aisés, leurs coûts relativement faibles et surtout la fiabilité qu'ils garantissent lorsqu'ils sont correctement installés et entretenus en font une solution privilégiée. Toutefois, les assemblages boulonnés demeurent vulnérables à un phénomène particulier qui leur est propre : l'auto-desserrage.

L'auto-desserrage peut être causé par plusieurs configurations de chargement. Dans le cadre de cette étude, l'attention est portée sur les charges cycliques transversales, lesquelles représentent une préoccupation majeure pour la sécurité et la fiabilité des structures. Ce phénomène entraîne une perte progressive de la précharge, compromettant ainsi l'intégrité de l'assemblage et pouvant conduire inéluctablement à des défaillances majeures. Plusieurs incidents liés au desserrage ont été documentés dans la littérature et ont causé des arrêts de production coûteux. Dans les cas extrêmes, ces défaillances ont mis en danger des vies humaines ou provoqué des détériorations environnementales.

La littérature scientifique propose plusieurs études explorant les mécanismes d'auto-desserrage. Certaines recherches ont examiné l'influence de l'amplitude sur l'auto-desserrage, mais généralement sur une seule configuration, ce qui limite la portée de la compréhension de ce paramètre. D'autres travaux se sont concentrés sur la fréquence des vibrations. Cependant, il subsiste un manque d'études comparatives intégrant plusieurs facteurs simultanément, ce qui permettrait une compréhension plus approfondie et une quantification plus précise de l'influence de ces paramètres sur l'auto-desserrage. La question centrale qui guide cette recherche est donc la suivante : quelle est l'influence de l'amplitude sur l'auto-desserrage des assemblages boulonnés présentant différentes rigidités ?

L'objectif principal de ce travail est de caractériser expérimentalement l'influence de l'amplitude sur la perte de précharge pour des assemblages de rigidités différentes. Cette caractérisation vise également à établir une équation empirique prédictive de la perte de précharge en fonction des paramètres examinés et à proposer des recommandations pour la

conception d'assemblages résistants à l'auto-desserrage. L'hypothèse avancée est que l'amplitude exerce une influence non linéaire sur le comportement de l'assemblage, caractérisée par l'existence d'un seuil minimal en dessous duquel le desserrage reste négligeable, suivi d'une zone quasi linéaire de perte progressive de précharge, puis d'un plateau indiquant une stabilisation du phénomène.

Pour vérifier cette hypothèse et atteindre les objectifs fixés, une approche expérimentale a été adoptée. Des essais contrôlés ont été réalisés sur des assemblages soumis à différentes amplitudes de chargement cyclique transversal, avec des niveaux de précharge variés et des configurations de montages présentant différentes rigidités. Cette méthodologie permet d'isoler l'effet de chaque paramètre et d'observer leur interaction dans le processus d'auto-desserrage. Le présent mémoire est structuré en quatre chapitres principaux. Le premier chapitre présente une revue exhaustive de la littérature sur l'auto-desserrage des assemblages boulonnés, identifiant les connaissances actuelles et les lacunes justifiant cette recherche. Le deuxième chapitre décrit en détail le banc d'essai développé pour cette étude, incluant les équipements de mesure et les dispositifs expérimentaux. Le troisième chapitre expose la méthodologie adoptée pour la réalisation des essais expérimentaux, précisant les protocoles et les paramètres contrôlés. Enfin, le quatrième chapitre présente, traite et discute les résultats expérimentaux obtenus, en établissant les corrélations entre les paramètres étudiés et le phénomène d'auto-desserrage observé.

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

1.1 Introduction

Le phénomène d'auto-desserrage des assemblages boulonnés représente un défi majeur dans la conception et la maintenance des structures mécaniques. La perte de précharge sous l'effet de charges cycliques, dynamiques, de vibrations ou même de changements de température peut compromettre l'intégrité et la fiabilité des assemblages. De nombreux travaux ont tenté de comprendre les mécanismes physiques à l'origine de ce phénomène et d'en quantifier les effets à travers des approches expérimentales, analytiques et numériques.

Ce chapitre dresse un état des connaissances actuelles sur le sujet en mettant en évidence les principaux paramètres influençant le phénomène d'auto-desserrage. Parmi ces paramètres, la rigidité de l'assemblage, l'amplitude des déplacements et la précharge initiale jouent des rôles déterminants. Cette revue permet également d'identifier les modèles existants de prédiction de la perte de précharge, leurs faiblesses ainsi que les axes de recherche encore à explorer.

L'objectif de ce chapitre est donc de situer la problématique de notre recherche dans le contexte scientifique et technique actuel. Il s'agit de mettre en relief les avancées majeures dans la compréhension du comportement des assemblages boulonnés soumis à des sollicitations dynamiques et d'expliquer le choix des méthodologies adoptées pour ce travail. Les études recensées se sont principalement portées sur la deuxième étape du phénomène d'auto-desserrage. Des expériences détaillées ont été effectuées sur cette phase, et des modèles analytiques et numériques complémentaires ont été développés pour permettre une compréhension plus précise du phénomène.

1.2 Étape 1 de l'auto-desserrage

Dans l'étude de l'auto-desserrage des assemblages boulonnés, deux étapes distinctes sont généralement identifiées. La première étape, bien que moins étudiée dans la littérature, a été observée et analysée par Jiang et ses collaborateurs en 2003. Ces chercheurs expliquent que cette étape se manifeste quelques cycles après l'application de la précharge et que la perte de serrage observée est relativement faible, comprise entre 0 % et 2 % de la charge initiale. Une fois cette diminution initiale survenue, la force de serrage se stabilise tant que le système demeure au repos. Cette diminution est principalement attribuée aux déformations plastiques localisées dans la vis, et plus particulièrement dans les filets. Toutefois, cette phase n'influence pas de manière significative le phénomène d'auto-desserrage proprement dit.

Cette première phase se caractérise donc essentiellement par la déformation plastique des filets. Jiang et ses collaborateurs ont démontré que le filet le plus sollicité durant cette phase est le premier filet en prise dans l'écrou. Ces déformations plastiques entraînent une redistribution des contraintes dans le filetage, ce qui provoque une légère perte de force de serrage du boulon. Durant cette étape, aucun mouvement significatif des éléments de l'assemblage n'est observé. Cependant, les auteurs précisent qu'il existe en réalité une faible rotation relative entre la vis et l'écrou. Jiang et ses collaborateurs ont quantifié cette rotation entre les deux phases à environ 0,5 degrés. De plus, ils ont observé que lorsque la valeur de l'angle de rotation augmente linéairement, la force de serrage diminue proportionnellement.

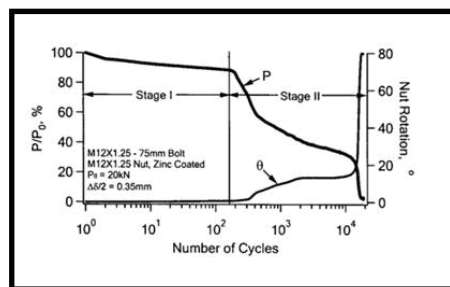


Figure 1.1 Étapes 1 et 2 en nombre de cycles
tirée de Jiang et al (2003)

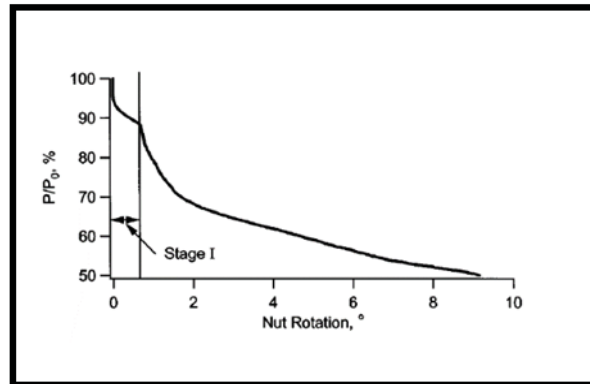


Figure 1.2 Séparation entre les étapes 1 et 2 en nombre de cycles
tirée de Jiang et al (2003)

1.3 Étape 2 de l'auto-desserrage

L'étape 2 constitue la phase la plus étudiée dans la littérature sur l'auto-desserrage. Elle est significativement plus longue que la première et a fait l'objet de nombreuses investigations approfondies. Pour mieux comprendre le phénomène durant cette seconde étape, plusieurs auteurs ont exploré différentes approches méthodologiques, notamment des tests expérimentaux, des modèles analytiques et des simulations par éléments finis. Parmi les contributions notables figurent les travaux d'Ishimura et ses collaborateurs en 2010, de Sawa et son équipe également en 2010, ainsi que de Nassar et Yang en 2009 et Yang et Nassar en 2012.

Contrairement à la première étape, l'étape 2 se déroule entièrement dans le domaine élastique du matériau, comme l'ont souligné Jiang et ses collaborateurs en 2003. Durant cette phase, le desserrage n'est considéré effectif que lorsqu'il y a rotation de l'écrou par rapport à la vis. Cette rotation résulte principalement du glissement aux surfaces de contact et du moment de flexion qui se développe dans les filetages de l'assemblage écrou-vis. C'est cette combinaison de phénomènes mécaniques qui caractérise le processus d'auto-desserrage progressif observé lors de sollicitations cycliques prolongées.

1.3.1 Études expérimentales

Les premières études expérimentales systématiques sur le phénomène de l'auto-desserrage ont été menées en 1969 par le chercheur allemand Dr Georg H. Junker. Dès les années 1960, il a conduit des expériences pionnières sur la perte de précharge des assemblages vissés soumis à des charges vibratoires transversales. Son objectif principal était de comprendre les mécanismes fondamentaux responsables du desserrage spontané des boulons.

Le dispositif expérimental développé par Junker est décrit et présenté en détail dans sa publication de 1969. Ce montage se compose d'un moteur qui actionne un mécanisme excentrique, provoquant ainsi un déplacement contrôlé de la plaque supérieure. Cette dernière est reliée à la base fixe par un assemblage fileté dont on souhaite étudier le comportement. Un capteur de force permet de mesurer en continu la tension dans la vis durant l'essai. Simultanément, le déplacement imposé, la force appliquée et la rotation relative de l'ensemble vis-écrou sont enregistrés afin d'évaluer quantitativement le processus d'auto-desserrage.

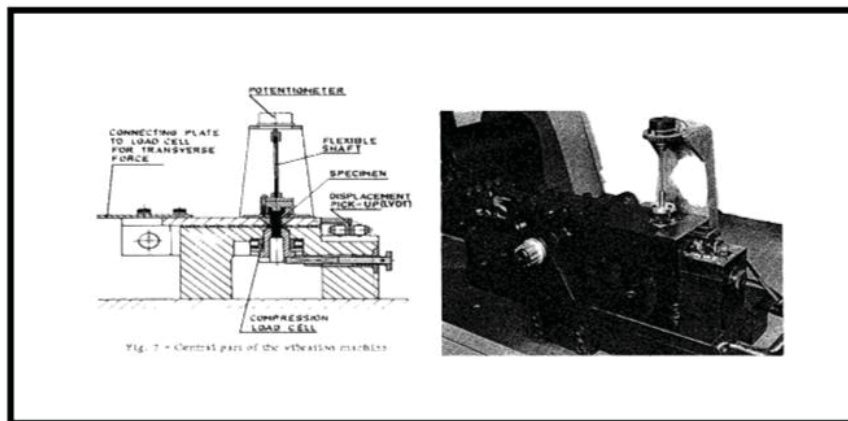


Figure 1.3 Central part of the vibration machine

Tiré de Junker, G.H (1969)

Ce dispositif expérimental développé par Junker a servi de modèle de référence pour l'étude de l'auto-desserrage des assemblages boulonnés et a établi le principe fondamental du desserrage sous sollicitation de charges transversales. Par la suite, ce dispositif a été adapté et

modifié par de nombreux chercheurs pour étudier différents scénarios et paramètres d'influence, bien qu'il demeure à ce jour un outil fondamental dans la recherche sur le phénomène d'auto-desserrage.

En effet, plusieurs chercheurs ont apporté des ajustements au dispositif original pour examiner d'autres effets sur l'auto-desserrage. Dans leur article de 2003, Jiang et ses collaborateurs ont notamment étudié l'effet de la précharge initiale, l'influence du type d'excitation exercée (contrôlée par la charge ou par le déplacement) ainsi que les déformations plastiques cycliques sous l'action des charges. Ces travaux ont permis d'affiner la compréhension des différents modes de desserrage en fonction des conditions de chargement.

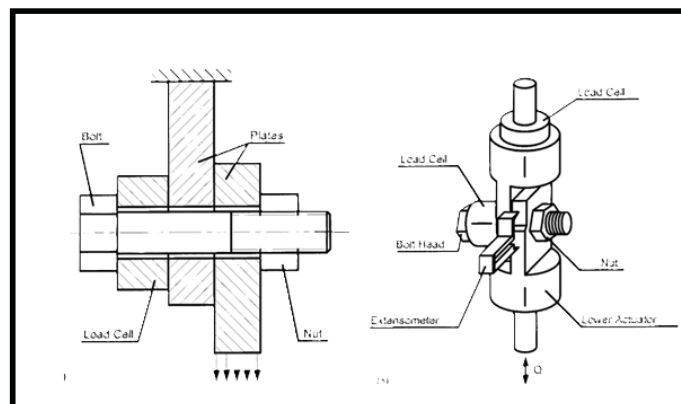


Figure 1.4 Experimental setup for self-loosening
Tirée de Jiang et al (2003)

En amélioration du système conçu par Junker, l'équipe de Jiang et ses collaborateurs a intégré en 2003 des capteurs de mesure dotés d'une précision accrue. Ces instruments ont été installés sur le montage expérimental et reliés à un système d'acquisition de données informatisé permettant une analyse plus détaillée et précise des phénomènes observés. Cette amélioration technologique a permis de capturer avec une meilleure résolution temporelle les évolutions de la précharge et des déplacements durant les essais.

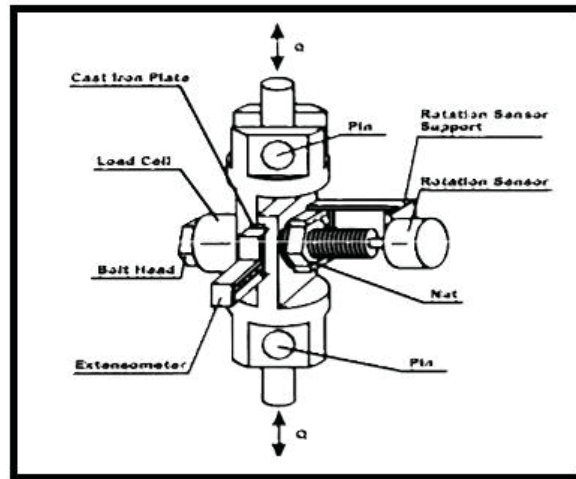


Figure 1.5 Montage avec présence de capteurs
Tirée de Jiang et al (2003)

En se servant du dispositif de base de Junker, d'autres chercheurs ont également apporté des modifications spécifiques pour étudier différents paramètres. Ziang et ses collaborateurs ont ainsi adapté le banc d'essai en 2006 pour évaluer l'effet de l'épaisseur des plaques assemblées sur le processus de desserrage. De leur côté, Nassar et Housari ont publié en 2007 une étude combinant approches analytique et expérimentale pour examiner comment l'augmentation du jeu d'alésage et la réduction de l'ajustement du filet favorisent le desserrage des vis sous l'effet de vibrations et de sollicitations transversales. Pour la partie expérimentale de leurs travaux, le type de banc d'essai utilisé demeurerait semblable à celui développé par Junker. Leurs résultats démontrent que plus le jeu d'alésage est important, plus la précharge chute rapidement et moins de cycles sont nécessaires pour observer un desserrage complet. À l'inverse, un filetage plus serré réduit les risques de perte de précharge et augmente ainsi la résistance à l'auto-desserrage. Plusieurs autres études ont par la suite exploité et adapté le système expérimental conçu par Junker pour explorer différentes configurations et conditions de chargement.

La méthodologie pour la réalisation de ces tests expérimentaux suit généralement les recommandations établies par Eccles en 1993, Bickford en 1995, ainsi que les directives présentées dans l'ouvrage « Éléments de machines » de Gilbert Drouin, Michel Grou, Pierre

Thiry et Robert Vinet publié par l'École Polytechnique de Montréal. Ces références précisent notamment que la force de charge maximale à appliquer durant les essais doit se situer entre 50 % et 75 % de la limite d'élasticité du boulon, valeur que les ouvrages spécialisés permettent de calculer en fonction des caractéristiques mécaniques du matériau utilisé.

1.3.2 Modèle analytiques

Afin d'élaborer des modèles analytiques permettant de prédire le phénomène d'auto-desserrage, plusieurs chercheurs ont entrepris des travaux visant à fournir des outils applicables à différentes configurations d'assemblage. Pour ce faire, différents paramètres ont été étudiés par diverses équipes de recherche, notamment le type de vis et d'écrou utilisés, le jeu existant entre ces deux éléments, le pas des filets, la longueur utile des plaques assemblées, la précharge initiale appliquée, l'amplitude des déplacements imposés, ainsi que les coefficients de frottement entre la tête de vis et la plaque en contact avec celle-ci.

Bien que l'on comprenne la difficulté et l'ampleur du travail nécessaire à l'étude exhaustive de tous ces paramètres, force est de constater que la littérature existante se concentre généralement sur un ou deux paramètres à la fois. C'est précisément là que réside l'importance de notre travail. En effet, cette recherche étudie expérimentalement plusieurs paramètres influençant simultanément l'auto-desserrage, tels que l'amplitude des déplacements, la précharge initiale appliquée et la longueur utile de serrage. Cinq longueurs utiles différentes sont testées afin de couvrir une gamme représentative de rigidités d'assemblage. La partie la plus novatrice de cette approche réside dans l'élaboration d'un modèle empirique basé sur les données qui prédit la perte de la précharge à un temps donné.

Concernant l'influence du module d'Young de la vis sur le comportement de l'assemblage, Yang et ses collaborateurs ont démontré en 2011 que plus le module d'élasticité du matériau est faible, plus la précharge seuil nécessaire pour limiter l'auto-desserrage est réduite. Cette observation met en évidence l'importance du choix du matériau dans la conception d'assemblages résistants au desserrage. La géométrie du filetage a également fait l'objet

d'études approfondies en raison de son impact significatif sur l'auto-desserrage. Yang et son équipe ont ainsi montré que plus le pas du filetage est important, plus le processus de desserrage s'accélère.

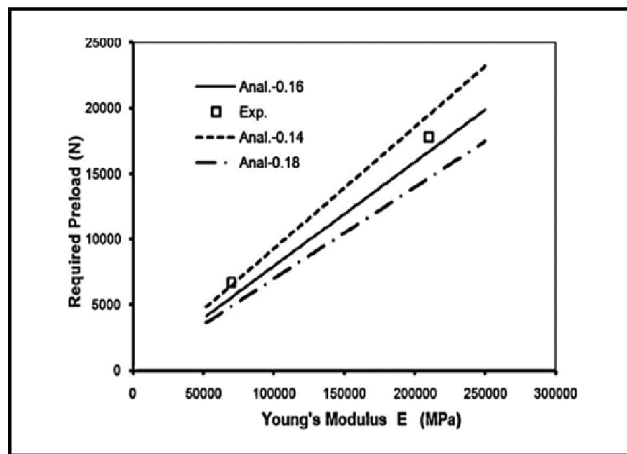


Figure 1.6 Impact du module d'Young sur le seuil de précharge
Tirée de Yang et al (2011)

Dans cette même publication, les chercheurs ont également déterminé l'impact de la longueur utile de l'assemblage, paramètre directement lié à la rigidité globale du système. Leurs résultats indiquent que plus la longueur utile est importante, plus la force de serrage requise pour prévenir le desserrage doit être élevée. Cette observation s'explique par la compliance accrue de l'assemblage lorsque la longueur augmente. Par ailleurs, l'impact du jeu radial entre les filets de la vis et le trou des plaques s'avère également significatif. Yang et ses collaborateurs ont analysé ce paramètre par une approche analytique et ont conclu que plus le diamètre du trou est proche de celui des filets, plus le desserrage est limité. À l'inverse, un jeu radial important favorise une perte de précharge plus rapide.

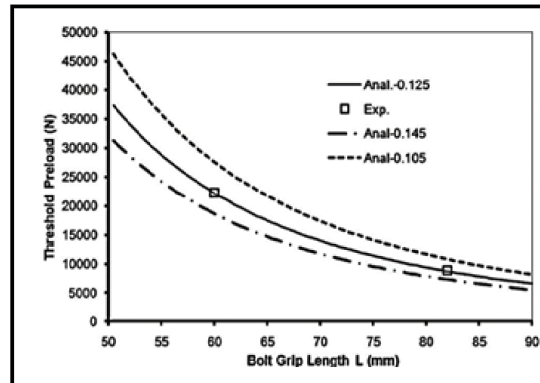


Figure 1.7 Impact de la longueur utile sur le seuil de précharge
Tirée de Yang et al (2011)

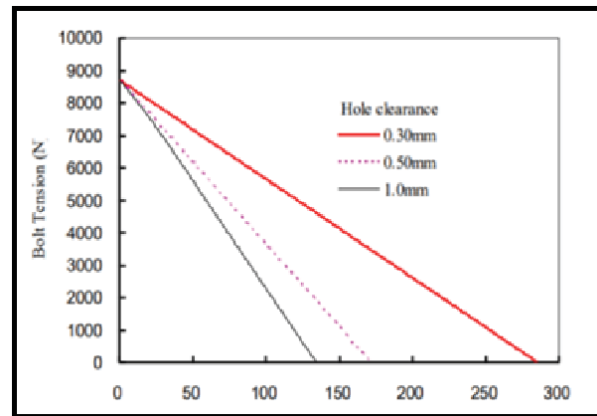


Figure 1.8 Effet du jeu entre les filetages et le trou des plaques
Tirée de Yang et al (2012)

1.3.3 Modèles numériques

Les différents modèles numériques développés pour étudier l'auto-desserrage s'appuient principalement sur la méthode des éléments finis. Cette technique numérique est largement utilisée pour résoudre des problèmes complexes en ingénierie et en physique, particulièrement lorsque les solutions obtenues par les méthodes analytiques ne peuvent être exactes à 100 % ou lorsqu'une confirmation des résultats théoriques est recherchée. Les études numériques recensées se focalisent exclusivement sur la deuxième phase du phénomène d'auto-desserrage, ce qui est compréhensible étant donné que cette phase constitue le processus principal de desserrage et qu'elle s'étend sur une durée beaucoup plus longue que la première.

Dans les travaux effectués, certains auteurs tels que Sawa et ses collaborateurs en 2008 ainsi que Wang et Jiang en 2006 ont étudié le phénomène en considérant le matériau dans sa zone de déformation élastique uniquement. En revanche, Sawa et son équipe ont publié en 2010 une étude prenant en compte la zone de déformation plastique du matériau, offrant ainsi une représentation plus complète du comportement mécanique de l'assemblage. Pour améliorer l'interprétation des résultats et faciliter la comparaison avec les données expérimentales, certains modèles intègrent explicitement la simulation des capteurs de mesure, comme l'ont fait Zhang et ses collaborateurs en 2007. D'autres chercheurs, à l'instar de Shoji et Sawa en 2005, ont choisi de simplifier le modèle étudié en se concentrant sur les composants essentiels de l'assemblage, à savoir les plaques, le boulon, l'écrou et les filets, afin de réduire la complexité computationnelle tout en préservant les phénomènes physiques fondamentaux.

En somme, les résultats obtenus par les simulations numériques se révèlent cohérents avec les prédictions des modèles analytiques et les observations expérimentales présentées précédemment. Cette convergence entre les différentes approches méthodologiques confère une validation croisée des conclusions et renforce la compréhension globale des mécanismes d'auto-desserrage.

1.4 Études clés et modèles prédictifs

Plusieurs études proposent des modèles et des formules prédictives pour estimer la perte de précharge dans les assemblages boulonnés soumis à des charges cycliques transversales. Bien que ces formulations présentent certaines différences dans leur structure mathématique, elles partagent une approche commune basée sur l'analyse de données expérimentales ou numériques. Les méthodologies employées combinent généralement des approches expérimentales, numériques, analytiques ou hybrides, suivies d'une méthode de régression appliquée aux données collectées. Les formules proposées prennent en compte divers

paramètres tels que la rigidité de l'assemblage, la précharge initiale, le nombre de cycles appliqués et la perte de précharge observée.

Dans son étude pionnière de 1969, Junker a déjà proposé une formule prédictive permettant de déterminer le nombre de cycles nécessaires pour observer une perte totale de la précharge. Cette formule, obtenue par analyse empirique et régression manuelle des données expérimentales, a constitué une première validation théorique des phénomènes observés lors de ses expériences. Elle demeure à ce jour une référence importante dans le domaine

$$N_L = f\left(\frac{\Delta\delta}{2}, \frac{F_0}{A_s \cdot \sigma_y}\right) \quad (1.1)$$

$$\Delta F \approx \mu \cdot F_t \cdot \log(N) \quad (1.2)$$

Dans une publication plus récente datant de 2005, Hashimura et Socie ont adopté une approche expérimentale combinée à une modélisation analytique hybride. Leur article propose une formule prédictive permettant d'estimer la précharge résiduelle après un nombre donné de cycles en fonction de la précharge initiale appliquée. Pour établir cette relation, les auteurs ont utilisé une méthode de régression paramétrique basée sur des lois de puissance, permettant ainsi de capturer la nature non linéaire de la dégradation de la précharge.

$$F(N) = F_0 \cdot \left(1 - \alpha \cdot \left(\frac{N}{N_{cr}}\right)^\beta\right) \quad (1.3)$$

Où α dépend de k , β de l'amplitude ; ou la limite de fatigue transversale : $\sigma_{alt} = F/A_s \cdot g(k)$, avec $g(k)$ en fonction de la rigidité.

De leur côté, Jiang et ses collaborateurs ont publié en 2004 une formule permettant de prédire la perte de précharge en distinguant les contributions respectives des phases 1 et 2 du processus de desserrage. Leur approche repose sur une régression logarithmique appliquée aux données expérimentales, reflétant ainsi le caractère progressif du phénomène.

Phase1:

$$\Delta F_1 = 0 - 2\% \cdot F_0 \quad (1.4)$$

Phase2:

$$\Delta F_2 = F_0 \cdot \gamma \cdot \log(N + 1) \quad (1.5)$$

Plus récemment, Li et son équipe ont proposé en 2019 une approche expérimentale associée à une modélisation temporelle. Leur formule prédit l'évolution de la précharge en fonction du temps plutôt qu'en fonction du nombre de cycles, offrant ainsi une perspective complémentaire sur la dynamique du desserrage. La méthode employée repose sur une régression exponentielle obtenue par ajustement de courbes aux données mesurées.

$$F(t) = F_0 \cdot \exp(-\lambda \cdot t) \quad (1.6)$$

Avec $\lambda=f(k,A_v)$, $F(t)$ est la précharge résiduelle au temps t - valeur de la force de serrage a un instant donne après le début de vibrations.

F_0 est la précharge initiale – force de serrage appliquée au boulon au temps $t=0$, avant toute relaxation

λ Taux de relaxation exponentielle- caractérise la vitesse de perte de précharge, dépendant de k , et A_v

K raideur du joint boulonne(boulon +pièces assemblées) une raideur plus élevée λ plus faible et la perte de précharge est plus lente.

A_v -Amplitude de vibration appliquée. une amplitude plus grande λ est plus élevé, et le desserrage plus rapide.

Ksentini et ses collaborateurs ont publié en 2016 une étude utilisant une méthode numérique par éléments finis, dont les résultats ont été validés par comparaison avec des essais expérimentaux. Cette approche hybride permet de bénéficier à la fois de la flexibilité des simulations numériques et de la fiabilité des mesures expérimentales. Plusieurs autres études utilisant des méthodes de modélisation par éléments finis ou des approches hybrides ont

également proposé des moyens prédictifs, notamment les travaux de Yang et ses collaborateurs en 2021 ou ceux de Hofmann et son équipe en 2024.

$$F_{cr} = \frac{k_b \cdot \delta_{crit}}{1 + \frac{k_j}{k_b}} \quad (1.7)$$

$$\Delta F(N) \approx N \cdot \mu \cdot (F_t - F_{cr}) \quad (1.8)$$

Toutefois, malgré la richesse de ces publications, dont la plupart sont relativement récentes, aucune n'a exploité le potentiel de l'intelligence artificielle pour développer une approche prédictive innovante permettant de mieux comprendre et valider les prédictions existantes.

En effet, très peu d'études ont intégré l'intelligence artificielle dans ce domaine de recherche. Parmi les rares exceptions, on peut citer les travaux de Gong et ses collaborateurs en 2021, qui ont utilisé une combinaison d'algorithmes Random Forest et SVM pour prédire l'évolution de la précharge en fonction du nombre de cycles à partir de données de capteurs. Wang et son équipe ont publié en 2023 une étude exploitant une architecture combinant réseaux de neurones convolutifs et réseaux de mémoire à long et court terme. Enfin, Liu et ses collaborateurs ont proposé en 2024 une méthode associant le krigeage à des techniques d'intelligence artificielle, en s'appuyant sur des données issues de simulations par éléments finis et d'essais expérimentaux très précis réalisés avec un nombre limité de points de mesure. Le tableau ci-après résume les trois études et explique le contexte

Tableau 1.1 Tableau récapitulatif des études

Étude / Auteurs	IA Utilisée	Formules Principales	Application
Gong et al. (2021) <i>Mechanical Systems and Signal Processing</i> , 152, 107456	Random Forest + SVM	RF et SVM sur signaux vibratoires	Prédiction rotation θ avec précision 95%, perte 10-30% F_0
Wang et al. (2023) <i>Journal of Sound and Vibration</i> , 545, 117432	CNN + LSTM	Deep learning séquentiel sur signaux temporels	Prédiction $F(N)$ avec RMSE <5%, monitoring temps réel
Liu et al. (2024) <i>International Journal of Fatigue</i> , 178, 108012	Gaussian Process Regression (Kriging)	Modèle bayésien probabiliste	Prédiction N_f ou ΔF avec incertitude quantifiée

Les conditions de chaque étude sont les suivantes :

Gong et al. (2021)

Random Forest (RF)

Prédiction par agrégation d'arbres de décision :

$$\hat{y} = \frac{1}{B} \sum_{b=1}^B T_b(x) \quad (1.9)$$

Support Vector Machine (SVM)

Prédiction avec kernel RBF :

$$\hat{y} = \sum_{i=1}^n \alpha_i y_i K(x_i, x) + b \quad (1.10)$$

Kernel RBF (Radial Basis Function):

$$K = \exp(-\gamma \|x_i - x\|^2) \quad (1.11)$$

Relation rotation-perte de précharge

$$\Delta F \approx k_b \cdot p \cdot \theta \quad (1.12)$$

Contexte d'application

Données d'accéléromètres sur machine Junker (vibrations transversales)

Cycles : $N = 10^3$ à 10^6

Précision : 95% pour prédire $\theta(N, k, F_0)$

Perte typique : 10-30% de F_0

Performance supérieure aux modèles physiques pour données bruitées

Wang et al. (2023)

Architecture hybride

État caché LSTM à temps t :

$$h_t = \text{LSTM}(\text{CNN}(x_{t-1}), h_{t-1}) \quad (1.13)$$

Prédiction de la précharge à temps t :

$$F(t) = W_0 h_t + b_0 \quad (1.14)$$

Perte de précharge:

$$\Delta F(t) = F_0 - F(t) \quad (1.15)$$

Relation avec le nombre de cycles :

$$t = \frac{N}{f} \quad (1.15)$$

Contexte d'application

Signaux acoustiques/ultrasons de joints boulonnés sous chargement cyclique transversal

Plage de cycles : $N = 10^2$ à 10^5

Rigidité : $k = 50$ à 300 N/mm

Précision : RMSE < 5%

Capture la décroissance exponentielle initiale (perte 15-40% de F_0)

Idéal pour monitoring en temps réel

Liu et al. (2024)

Prédiction GPR

Précharge prédite en un nouveau point x_* :

$$\hat{F}(x_*) = k_*^T (K + \sigma_n^2 I)^{-1} y \quad (1.17)$$

Incertitude (variance) de la prédiction :

$$\sigma^2(x_*) = k(x_*, x_*) - k_*^T (K + \sigma_n^2 I)^{-1} k_* \quad (1.18)$$

Kernel RBF (fonction de covariance)

$$k(x, x') = \sigma_f^2 \exp\left(-\frac{\|x - x'\|^2}{2\ell^2}\right) \quad (1.19)$$

Perte de précharge prédite

$$\Delta F(N) = F_0 - \hat{F}(N, k) \quad (1.20)$$

Contexte d'application

Combinaison de simulations éléments finis et essais expérimentaux de fatigue

Plage de cycles : 10^4 à 10^7 (self-loosening sous chargement multiaxial)

Très efficace avec peu de données ($n = 20$ à 50 points)

Prédiction de la durée de vie N_f ou de la perte ΔF avec quantification de l'incertitude

Perte typique : 20-50% de F_0

Permet de calculer la probabilité de défaillance : $P(\Delta F > 30\%)$

Excelle pour la quantification du risque

1.5 Objectif de la recherche

La fixation par assemblages boulonnés constitue la méthode de jonction la plus répandue dans l'industrie contemporaine. Sa présence s'étend à pratiquement tous les secteurs industriels, notamment l'aéronautique, l'automobile, le ferroviaire et le génie civil. La simplicité de sa mise en œuvre explique largement cette popularité. Les coûts associés à l'installation et au démantèlement de ce type d'assemblage demeurent en effet plus abordables que ceux d'autres méthodes permanentes telles que le rivetage, tout en offrant l'avantage considérable de permettre un désassemblage pour la maintenance ou le remplacement de composants.

Cependant, ce type de montage présente une vulnérabilité intrinsèque induite par le phénomène d'auto-desserrage, qui se manifeste par une perte progressive de la précharge initiale lorsque l'assemblage est soumis à des charges cycliques ou à des vibrations. Les conséquences de ce phénomène s'avèrent non négligeables sur plusieurs plans. Sur le plan financier, les défaillances d'assemblages peuvent entraîner des arrêts de production coûteux et des interventions de maintenance non planifiées. Sur le plan humain, les incidents liés au desserrage peuvent compromettre la sécurité des opérateurs et des usagers des structures concernées. Enfin, sur le plan environnemental, certaines défaillances peuvent conduire à des fuites de fluides ou à des dommages ayant des répercussions écologiques importantes.

Plusieurs études ont été menées sur ce sujet au fil des décennies, et diverses solutions ont été proposées pour renforcer la résistance à l'auto-desserrage. Parmi ces solutions figurent notamment l'utilisation de rondelles de sécurité, l'application de freins filetés ou encore l'emploi d'adhésifs anaérobies. Malgré ces avancées, le problème demeure une préoccupation majeure pour les ingénieurs, comme en témoigne le nombre important de recherches et

d'articles scientifiques produits chaque année sur ce sujet. Une compréhension toujours plus approfondie des mécanismes sous-jacents demeure donc essentielle pour prédire le comportement des assemblages et garantir ainsi une fiabilité et une sécurité accrues des structures mécaniques.

Dans ce contexte, le présent mémoire propose une approche expérimentale visant à mieux comprendre le phénomène d'auto-desserrage dans des conditions proches de celles rencontrées en utilisation réelle. L'objectif consiste à comparer les résultats obtenus avec ceux documentés dans la littérature, qu'ils proviennent de modèles numériques ou analytiques, afin de développer une équation prédictive de la perte de précharge permettant d'offrir un niveau de fiabilité satisfaisant pour les applications industrielles.

L'établissement de l'équation prédictive s'est fait par les méthodes de lissage qui permet de réduire les irrégularités techniques dans les données récoltées et une méthode de courbe de tendance (régressions), en imposant une forme mathématique de la courbe. En effet la forme exponentielle a été retenue car elle reflète le comportement physique observé et surtout cohérente avec la littérature, par exemple Li et al., 2019. En effet ce qui distingue ce travail des autres est l'utilisation de puissance de calcul de l'intelligence artificielle pour choisir le meilleur modèle qui correspond à notre configuration, nous avons en 120 configuration et un grand nombre de données. Il est possible d'affirmer, sans risque majeur de se tromper, que cette recherche figure parmi les travaux précurseurs dans l'application de cette approche méthodologique au domaine de l'auto-desserrage des assemblages boulonnés.

CHAPITRE 2

BANC D'ESSAI

2.1 Introduction

Le phénomène d'auto-desserrage constitue une problématique courante dans les assemblages mécaniques, et sa compréhension approfondie s'avère essentielle pour prévenir les défaillances et adapter des solutions appropriées permettant d'éviter des situations coûteuses. C'est dans cette optique qu'un banc d'essai a été développé afin de simuler des conditions proches de la réalité et de récolter des données fiables permettant une analyse approfondie du phénomène. Ce chapitre présente la démarche de collecte de données ainsi que les instruments utilisés pour obtenir des résultats fiables et conformes aux standards documentés dans la littérature scientifique.

2.2 Description du banc d'essai

Pour étudier efficacement le phénomène d'auto-desserrage, le banc d'essai développé doit permettre de reproduire les conditions auxquelles sont soumis les assemblages boulonnés en situation réelle. Le dispositif expérimental doit notamment remplir plusieurs exigences fondamentales. Premièrement, il doit permettre d'imposer des déplacements cycliques transversaux contrôlés entre les plaques assemblées. Deuxièmement, étant donné que l'étude porte sur l'effet de l'épaisseur des plaques et sur la variation du déplacement relatif entre celles-ci, il est essentiel que le banc permette le montage de plaques présentant différentes longueurs utiles. Troisièmement, le dispositif doit offrir la possibilité de faire varier l'amplitude du déplacement imposé de manière précise et reproductible.

Le banc d'essai conçu pour cette recherche satisfait l'ensemble de ces exigences. Une fois le montage des plaques à tester effectuée, plusieurs paramètres demeurent ajustables pour la réalisation des essais. La fréquence de mouvement des plaques peut être contrôlée avec précision, la force de serrage dans le boulon peut être ajustée selon les besoins, et l'amplitude

du déplacement peut être mesurée et modifiée à l'aide d'un capteur de déplacement linéaire variable (LVDT). Le banc est équipé d'un système de contrôle et d'acquisition comprenant plusieurs capteurs permettant de collecter les données expérimentales en temps réel. Ces données sont extraites et enregistrées à l'aide du logiciel LabVIEW, puis le traitement et l'analyse sont effectués à l'aide du logiciel Excel.

2.3 Description et présentation des composants du banc

Le banc d'essai présenté à la figure 2.1 se compose de plusieurs éléments essentiels permettant son fonctionnement et l'acquisition des données expérimentales. La structure repose sur un support rigide assurant la stabilité de l'ensemble durant les essais. Le bâti principal maintient les différents composants en position et garantit l'alignement des éléments mobiles. Un système d'excentricité permet de convertir le mouvement rotatif en mouvement de translation alternatif. Un capteur magnétique est installé pour détecter le passage du mécanisme et permettre le comptage des cycles.

Le dispositif comprend également un levier transmettant le mouvement du système d'entraînement aux plaques assemblées. Un capteur de force latéral mesure en continu la charge transversale appliquée durant les essais. Une tige assure la liaison entre le mécanisme d'entraînement et les plaques. Le boulon de serrage constitue l'élément central de l'assemblage étudié et fait l'objet des mesures de perte de précharge. Les plaques assemblées sont fixées selon deux configurations distinctes : un point de fixation maintient la plaque inférieure immobile, tandis qu'un second point permet la fixation de la plaque supérieure mobile.

Le système est complété par un panneau d'alimentation électrique intégrant les commandes de réglage de la fréquence d'oscillation. Un compteur de cycles magnétique enregistre automatiquement le nombre de sollicitations appliquées. Le mécanisme de bielle-manivelle réglable permet d'ajuster précisément l'amplitude du déplacement imposé. Enfin, une molette

de commande facilite le contrôle et l'ajustement de la fréquence de déplacement durant les essais.

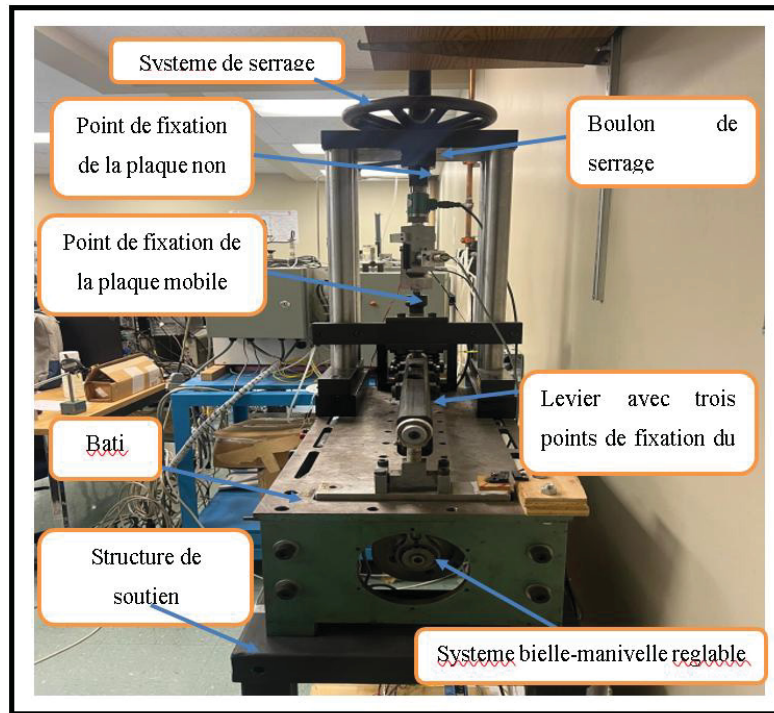


Figure 2.1 Banc d'essai (1)



Figure 2.2 Banc d'essai (2)

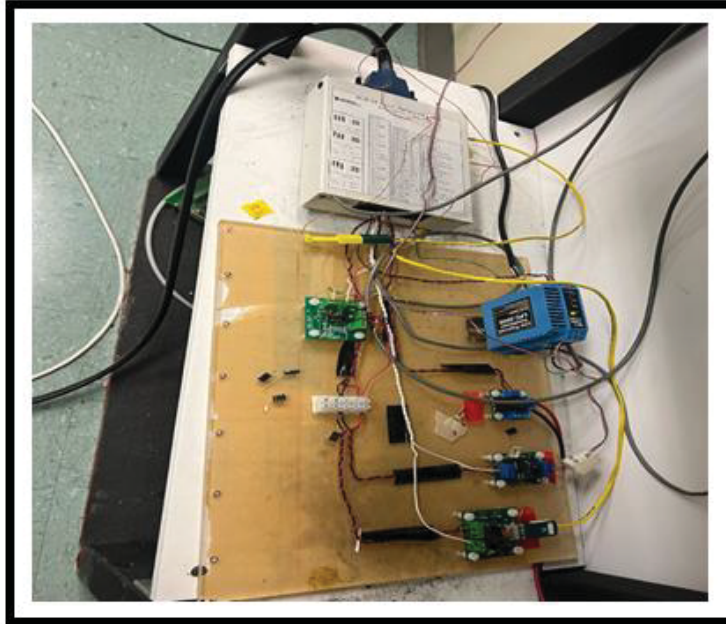


Figure 2.3 Panneau de contrôle des données

Le phénomène d'auto-desserrage s'observe particulièrement lors de déplacements très faibles et relatifs entre les plaques assemblées. Pour cette raison, les plaques destinées aux essais sont installées au point du levier où le déplacement est minimal. Cet emplacement correspond à la position la plus proche du point fixe du levier, permettant ainsi de reproduire les conditions de sollicitation les plus représentatives du phénomène étudié.

2.4 Fonctionnement du banc et utilisation des instruments de mesure

La gestion de la fréquence de mouvement des plaques constitue un paramètre crucial pour la qualité de l'acquisition des données. En effet, plus la fréquence est faible, plus le nombre de points de mesure collectés par seconde est élevé, permettant ainsi une résolution temporelle accrue. À l'inverse, lorsque la fréquence augmente, la densité de points de mesure diminue. La fréquence d'oscillation est ajustable manuellement à l'aide d'une molette de commande illustrée à la figure 2.2. Les réglages sont effectués de manière à obtenir un mouvement représentatif de sollicitations réelles caractérisées par des amplitudes minimales.

Le mouvement alternatif du levier à son extrémité libre est assuré par un système de bielle-manivelle relié à un moteur électrique qui en assure l'entraînement. Ce système bielle-manivelle est équipé d'un mécanisme d'engrenage permettant de régler précisément la course du levier et, par conséquent, l'amplitude du déplacement relatif entre les plaques assemblées. L'engrenage offre une plage de réglage s'étendant de 0 pouce à 2 pouces, permettant ainsi de faire varier l'amplitude du déplacement transversal imposé aux plaques sur une gamme étendue correspondant aux différentes configurations étudiées.



Figure 2.4 Système bielle-manivelle avec la variation de la hauteur entre les plaques

2.5 Les capteurs utilisés

Le système d'acquisition de données repose sur le logiciel LabVIEW, qui permet de collecter et d'enregistrer en temps réel plusieurs paramètres essentiels à la caractérisation du phénomène d'auto-desserrage. Parmi les données mesurées figurent la rotation relative entre le boulon et

l'écrou exprimée en degrés, la force transversale appliquée aux plaques exprimées en newtons, la charge axiale dans le boulon également exprimée en newtons, le déplacement relatif entre les plaques mesurées en millimètres, la température ambiante enregistrée en degrés Celsius, ainsi que le nombre de cycles de sollicitation accumulés. Chacun de ces paramètres est mesuré à l'aide d'un capteur spécifique calibré et intégré au système d'acquisition.

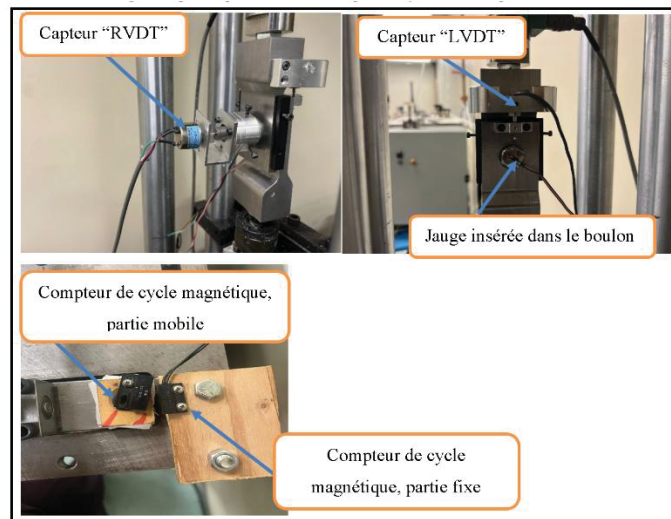


Figure 2.5 Montage de l'assemblage

2.5.1 Capteur de types transformateur différentiel rotatif variable (RVDT)

Le mouvement de rotation du boulon et de l'écrou constitue le signe distinctif du démarrage du phénomène d'auto-desserrage. La compréhension et l'étude de cette phase s'avèrent donc primordiales pour caractériser le processus de desserrage. Dans un assemblage boulonné, trois types de rotation peuvent être observés et doivent être distingués pour interpréter correctement le comportement de l'assemblage.

La rotation absolue correspond au mouvement de rotation de chaque pièce mesurée par rapport à un référentiel fixe externe au système. La rotation relative représente quant à elle le mouvement de rotation d'une pièce par rapport à une autre, soit dans le cas présent la rotation

du boulon par rapport à l'écrou ou inversement. Enfin, la rotation de corps rigide se produit lorsque le boulon et l'écrou se déplacent ensemble en rotation sans mouvement relatif entre eux. Il est important de noter que lorsque le boulon et l'écrou tournent simultanément et solidairement, aucun phénomène d'auto-desserrage n'est observé. En revanche, dès qu'une rotation relative significative apparaît entre ces deux éléments, le phénomène d'auto-desserrage se manifeste.

La mesure de la rotation est effectuée à l'aide d'un transformateur différentiel rotatif variable de type CP-2UT RVDT fabriqué par la société MIDORI PRECISIONS. Le principe de fonctionnement de ce capteur repose sur la détection du mouvement de rotation de la vis par rapport à un référentiel fixe. Pour assurer son installation correcte, le capteur doit être monté directement sur la vis. À cet effet, le boulon et le capteur ont été usinés de manière complémentaire : une rainure longitudinale a été créée sur la vis tandis qu'un espace correspondant a été aménagé au niveau du capteur, permettant ainsi un emboîtement précis entre les deux éléments comme l'illustre la figure 2.6.

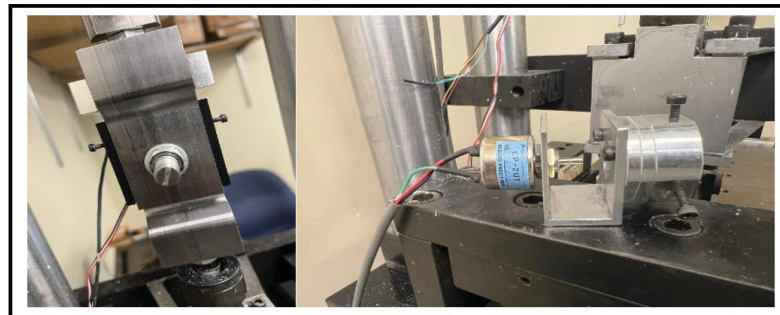


Figure 2.6 Montage du capteur « RVDT »

En raison des différentes épaisseurs de plaques utilisées lors des essais, l'emboîtement entre le boulon et le capteur ne peut pas toujours être réalisé de manière idéale. Pour remédier à cette problématique et assurer un positionnement correct du capteur quelle que soit la configuration d'assemblage testée, des cales d'ajustement de différentes épaisseurs ont été fabriquées et sont utilisées selon les besoins spécifiques de chaque montage. Ceci est illustré à la figure 2.7

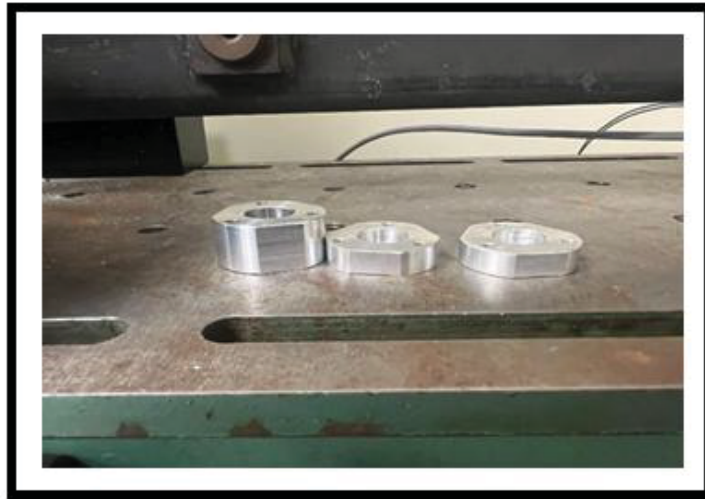


Figure 2.7 Cales de montage

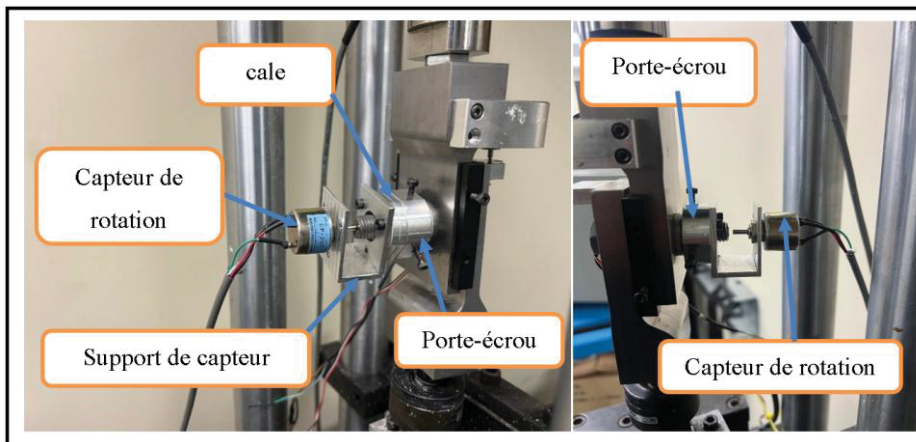


Figure 2.8 Montage avec les cales

Comme l'illustre la figure 2.8, le système de mesure de la rotation se compose de plusieurs éléments essentiels fonctionnant de manière intégrée. Ces composants comprennent le capteur RVDT proprement dit, la cale d'ajustement permettant de compenser les différences d'épaisseur, le porte-écrou assurant la fixation de l'écrou, ainsi que le support de capteur maintenant l'ensemble en position durant les essais.

2.5.2 Capteur de type transformateur différentiel linéaire variable (LVDT)

Dans le cadre des essais d'auto-desserrage sur des plaques boulonnées soumises à des charges cycliques transversales, le contrôle précis du déplacement relatif entre les plaques constitue un paramètre essentiel pour la validité de l'étude. À cette fin, un capteur de déplacement linéaire de type LVDT permet de mesurer avec exactitude le déplacement effectué entre les deux plaques durant les sollicitations cycliques. Le recours à un capteur de mesure précis se justifie par le fait que, bien que le déplacement soit réglable sur la machine à l'aide du système bielle-manivelle, la géométrie particulière et l'emplacement du dispositif font que la valeur réglée sur la machine ne correspond pas exactement à la valeur réelle mesurée par le LVDT et enregistrée par le logiciel LabVIEW. Cette particularité concernant les réglages de la machine sera présentée plus en détail dans un chapitre ultérieur dédié à la méthodologie expérimentale.

Les essais portant sur l'auto-desserrage exigent une précision élevée afin de se rapprocher au mieux des conditions réelles d'utilisation et nécessitent la détection de déplacements très faibles, souvent de l'ordre de quelques millimètres voire moins. Pour répondre à ces exigences, le capteur sélectionné est un LVDT de type électromagnétique sans contact, modèle Macro CD 375-025, qui offre une plage nominale de mesure adaptée aux amplitudes étudiées. Selon les spécifications du fabricant, ce capteur permet de détecter des déplacements extrêmement petits avec une résolution suffisante pour les besoins de cette recherche.

La figure 2.7 et 2.8 présente les différents composants constitutifs du capteur LVDT. Le dispositif comprend un boîtier externe qui demeure immobile durant les essais, un noyau magnétique mobile qui se déplace en fonction des mouvements cycliques relatifs des plaques, ainsi qu'un support de noyau fixé sur la plaque mobile. Le montage du capteur est réalisé de manière à exploiter le mouvement relatif entre les deux plaques assemblées. La partie fixe du capteur, constituée du boîtier, est solidement fixée sur la plaque inférieure qui reste immobile durant l'essai. La partie mobile du capteur, comprenant le noyau et son support, est quant à elle montée sur la plaque supérieure qui subit les déplacements cycliques transversaux imposés par le système d'entraînement.

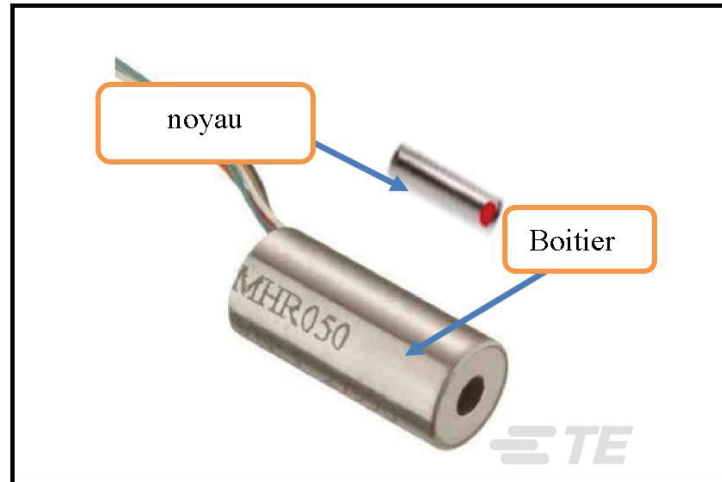


Figure 2.9 Capteur de déplacement (LVDT)

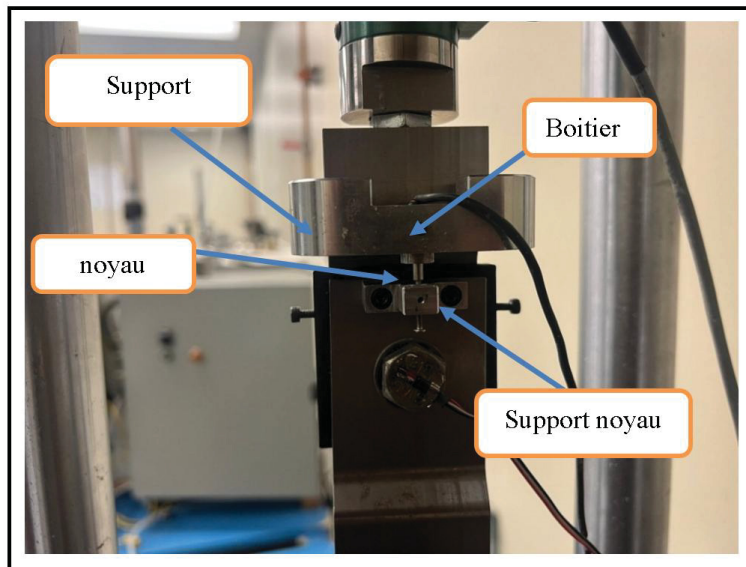


Figure 2.10 Montage du capteur

2.5.3 Capteur de comptage de cycles

Le banc d'essai était initialement équipé d'un compteur mécanique pour enregistrer le nombre de cycles effectués durant les essais. La configuration originale comportait un système de comptage mécanique à engrenage relié à l'arbre d'entraînement du dispositif. Le comptage des cycles s'effectuait sous forme de décompte, c'est-à-dire que le nombre de cycles souhaité était préalablement programmé et le mécanisme s'arrêtait automatiquement une fois ce nombre atteint. Toutefois, ce système de comptage mécanique présentait plusieurs limitations importantes. Le comptage s'effectuait par paliers de dix cycles, rendant impossible l'observation cycle par cycle nécessaire pour une analyse détaillée du phénomène. De plus, la synchronisation de ce compteur mécanique avec le système d'acquisition de données LabVIEW s'avérait problématique. Ces contraintes ont conduit à l'adoption d'un capteur magnétique permettant un comptage cycle par cycle et offrant une synchronisation simple et fiable avec le système d'acquisition LabVIEW.

Le capteur magnétique retenu se compose de deux parties distinctes : une partie mobile et une partie fixe. La partie mobile est constituée d'un aimant permanent qui, lors de son passage devant la partie fixe, induit un courant électrique dans la bobine interne de cette dernière. Ce phénomène d'induction génère un signal électrique qui est détecté par le système d'acquisition et qui permet le comptage d'un cycle. La partie fixe du capteur est montée solidement sur le bâti de la machine tandis que la partie mobile contenant l'aimant est fixée sur le levier de l'actionneur. Grâce à ce dispositif, chaque oscillation complète du levier génère un signal, permettant ainsi un comptage précis et continu. Lorsque le nombre de cycles programmé est atteint, le signal peut être utilisé pour déclencher l'arrêt automatique du système ou simplement pour enregistrer le nombre total de cycles effectués.

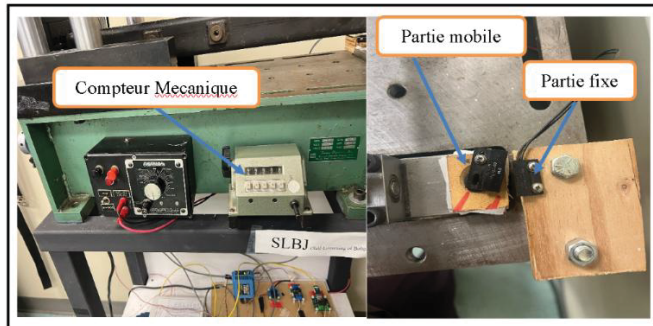


Figure 2.11 compteur mécanique (gauche) ; capteur de comptage des cycles magnétique (droit)

2.5.4 Capteur de force transversale

Dans l'étude des assemblages boulonnés soumis à des charges cycliques transversales, l'utilisation d'un capteur de force transversale s'avère essentielle pour une compréhension approfondie du phénomène d'auto-desserrage. Les données fournies par ce capteur permettent de suivre l'évolution des forces de frottement et du glissement entre les plaques durant les sollicitations cycliques. Elles permettent également d'établir une corrélation entre la force de serrage axiale dans le boulon et la charge transversale appliquée, ce qui constitue un élément clé pour la compréhension des mécanismes de desserrage. Dans certains cas particuliers, notamment lors de l'étude des performances de dispositifs anti-desserrage, ce capteur permet d'évaluer quantitativement leur efficacité. Pour répondre à ces exigences, le capteur de charge retenu est un modèle GSE 5410-8K capable de mesurer des charges allant jusqu'à 5000 livres, comme le présente la figure 2.12

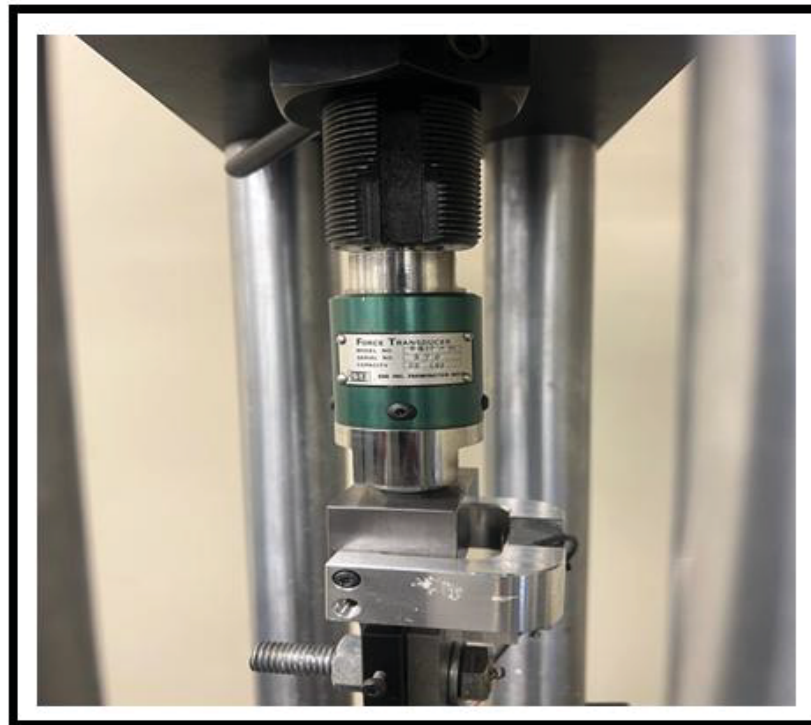


Figure 2.12 Capteur de force transversale

2.5.5 Capteur force axiale

Dans la recherche sur l'auto-desserrage, l'un des aspects cruciaux réside dans la précision et la représentativité de la mesure de la force de serrage axiale, également appelée précharge. Le dispositif de mesure de cette précharge doit donc être aussi précis que possible pour garantir la validité des résultats expérimentaux. Dans certaines études antérieures, des cellules de charge externes ont été utilisées pour cette mesure. Toutefois, cette approche complexifie considérablement le montage en changeant la rigidité du montage et augmentant la flexion du boulon, de plus le montage devient complexe et, susceptible d'introduire des sources d'erreur ou de perturber le comportement de l'assemblage étudié.

Afin d'éviter toute perturbation significative du montage et de préserver son comportement mécanique naturel, le choix s'est porté sur une jauge de déformation directement intégrée au boulon de serrage, plus précisément installée à l'intérieur de la vis. Cette solution présente l'avantage d'avoir une influence très faible sur les caractéristiques mécaniques intrinsèques de

la vis et ne perturbe donc pas la fiabilité du montage étudié. L'intégration de cette jauge à l'intérieur du boulon nécessite la réalisation d'une perforation longitudinale de 2 millimètres de diamètre dans le corps du boulon, permettant l'insertion et le positionnement adéquat du système de mesure par jauges de déformation.

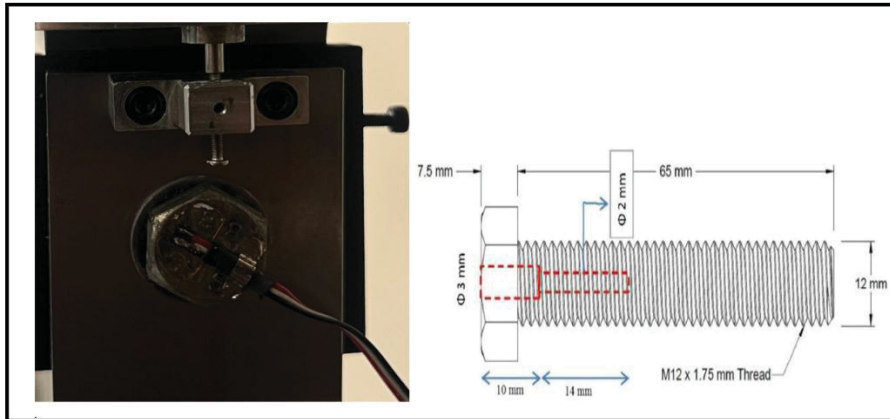


Figure 2.13 Capteur de charge axiale et schéma du capteur dans le boulon

La jauge de déformation utilisée est un modèle KYOWA KFG-3-120-C20-11, qui permet d'obtenir une mesure précise de la force de serrage initiale et de suivre son évolution au cours des cycles de sollicitation. Comme mentionné précédemment, ce type de jauge intégrée présente plusieurs avantages significatifs par rapport aux solutions alternatives de mesure de la précharge

Tableau 2.1 Récapitulatif des avantages

Critères	Jauge intégrée dans le boulon	Cellule de force externe
Type de mesure	Directe(tension du boulon)	Indirecte(relation entre pièces)
Perturbation du montage	Aucun	Oui(ajout d'épaisseur)
Précision dynamique	Elevée	moyenne
reproductibilité	Très bonne	moyenne

Au montage expérimental s'ajoute une pièce conçue spécifiquement pour minimiser les frottements entre les plaques durant les essais. Cette addition vise à isoler la force de friction entre la tête du boulon et les plaques afin de garantir la précision des mesures sans altérer les conditions réelles de fonctionnement des assemblages boulonnés. Le dispositif anti-friction est constitué de deux systèmes de roulements à billes et d'une cage à aiguilles fabriqués par impression tridimensionnelle

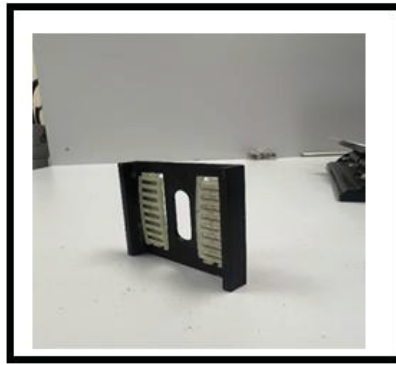


Figure 2.14 cage à aiguilles

2.6 Système de collecte de données

Le système de collecte de données repose sur une architecture électronique comprenant une carte d'acquisition et des modules électroniques associés, assurant la conversion des signaux analogiques en données numériques ainsi que leur transfert vers l'ordinateur d'acquisition et de contrôle. Le logiciel LabVIEW est utilisé comme plateforme centrale pour la visualisation en temps réel des données expérimentales, la supervision de l'ensemble du système et le contrôle de l'alimentation électrique, du démarrage et de l'arrêt des essais et stockage des données. Chaque paramètre mesuré est collecté par son capteur dédié, et le logiciel LabVIEW dispose d'une interface graphique spécifique pour l'affichage et le traitement de chacune de ces mesures.

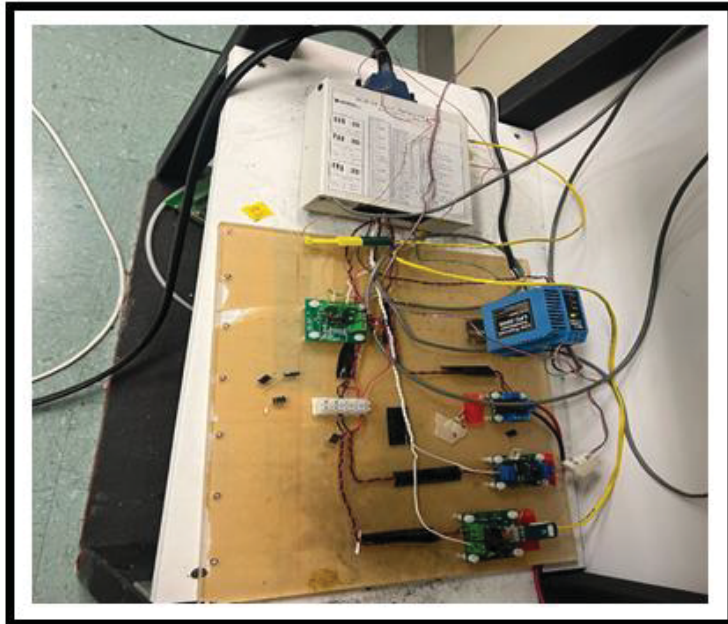


Figure 2.15 Montage du système d'acquisitions de données

Le logiciel LabVIEW permet ainsi de collecter simultanément les données provenant de l'ensemble des capteurs décrits précédemment dans ce chapitre.

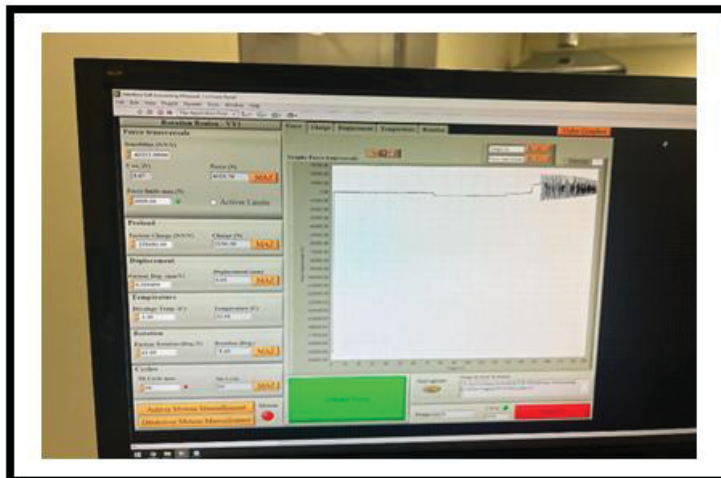


Figure 2.16 Interface de LabVIEW

Le logiciel offre également diverses fonctionnalités de contrôle et d'ajustement durant les essais. Il permet notamment de réaliser une mise à zéro des capteurs avant le début de chaque essai, de contrôler et de programmer le nombre de cycles à effectuer, et de visualiser en temps réel l'évolution de la précharge, du déplacement relatif entre les plaques ainsi que de la rotation du boulon et de l'écrou. L'ensemble des paramètres de mesure peuvent être ajustés et configurés via l'interface, à l'exception de la température qui est simplement enregistrée sans possibilité de contrôle actif. L'interface graphique comprend un bouton permettant de démarrer l'essai et un autre pour l'arrêter, ainsi que des commandes pour activer ou désactiver le moteur d'entraînement. L'ensemble des essais sont effectués à température ambiante, maintenue aux alentours de 25 degrés Celsius.

2.7 Matériaux utilisés

L'étude expérimentale du phénomène d'auto-desserrage des assemblages boulonnés a été réalisée sur des plaques en acier présentant différentes épaisseurs. Cinq épaisseurs distinctes ont été testées afin de couvrir une gamme représentative de rigidités d'assemblage, à savoir 6 millimètres, 8 millimètres, 10 millimètres, 12 millimètres et 14 millimètres. Comme précisé dans la description du montage, un dispositif équipé de roulements à billes est intégré entre les plaques afin de minimiser les frottements durant les déplacements relatifs imposés.

Le boulon utilisé pour l'ensemble des essais est un boulon métrique de dimensions M12×1,75 avec une tête hexagonale, conforme à la classe de résistance 8.8 selon les normes internationales. Les plaques assemblées comportent des trous percés d'un diamètre de 13,5 millimètres, offrant ainsi un jeu radial minimal avec les filets du boulon. Le matériau du boulon présente une limite d'élasticité de 640 MPa. La détermination de la charge de serrage maximale à appliquer a été calculée en fonction des caractéristiques mécaniques du boulon ainsi que d'autres paramètres pertinents, selon les méthodes présentées dans l'ouvrage de référence « Éléments de machines » [2] au chapitre 10. De manière similaire, la capacité portante maximale des plaques a également été évaluée pour s'assurer de l'intégrité structurelle du montage durant

les essais. Sur la base de ces calculs, la charge de serrage maximale appliquée durant les essais expérimentaux a été fixée à 20 kN



Figure 2.17 Plaques en acier

2.8 Détermination de la force de serrage maximale

La détermination de la force de serrage maximale admissible pour les essais expérimentaux a été obtenue selon une approche méthodique prenant en compte les caractéristiques géométriques et mécaniques de l'assemblage. Le montage est constitué de deux plaques d'épaisseurs variables, de deux rondelles de 2mm d'épaisseur chacune et d'un boulon métrique M12×1,75. Les plaques comportent des trous de 13,5mm de diamètre. Ainsi, selon l'épaisseur des plaques utilisées, la longueur utile de serrage varie respectivement de 16mm, 20mm, 24mm, 28mm et 32mm pour les cinq configurations testées.

La section résistante du boulon, normalisée selon la norme ISO 898-1, est donnée par :

$$A_s = 84,3 \text{ mm}^2$$

Le matériau du boulon présente une limite d'élasticité de :

$$R_e = 640 \text{ MPa}$$

En appliquant un coefficient de sécurité $\nu=2$, la force de serrage maximale théorique peut être calculée selon la formule classique de dimensionnement des assemblages boulonnés :

$$F_{sm} = \frac{A_s * Re}{v} \quad (2.1)$$

$$F_{sm} = \frac{84.3 * 640}{2} = 26\,976\text{N}.$$

Toutefois, cette valeur doit être corrigée pour tenir compte de la géométrie particulière du boulon utilisé dans cette étude. En effet, le boulon comporte une perforation longitudinale de 3 millimètres de diamètre au niveau de la tête et de 2 millimètres de diamètre dans sa partie centrale pour l'intégration de la jauge de déformation. La zone critique correspond à la section présentant le plus petit diamètre, soit 2 millimètres.

La section occupée par cette perforation est calculée comme suit :

$$A_{s_trou} = \frac{\pi}{4} * d^2 \quad (2.2)$$

$$A_{s_trou} = \frac{\pi}{4} * 2\text{mm}^2 = 3.14\text{mm}^2$$

Cette réduction représente environ 3,7 % de la section résistante totale :

$$\text{Pourcentage} = \frac{A_{s_trou}}{A_s} * 100 = \frac{3.14}{84.3} = 3,7\%$$

Bien que cette réduction soit relativement faible et n'affecte pas significativement la rigidité globale de la vis, elle doit néanmoins être prise en compte dans le calcul de la charge admissible. La section résistante réduite s'obtient par :

$$A_{s_réduite} = 84.3\text{mm}^2 - 3.14\text{mm}^2 = 81.16\text{mm}^2$$

La force de serrage maximale corrigée devient alors :

$$F_{sm} = \frac{81.16 * 640}{2} = 25\,971.12\text{N}$$

Cette force correspond à un couple de serrage d'environ 94 N·m. Le choix d'une force de serrage de 20 000 N pour les essais expérimentaux est guidé par ce calcul théorique. Cette valeur offre une marge de sécurité confortable par rapport à la limite calculée et tient également compte des capacités du moteur d'entraînement utilisé pour générer les mouvements cycliques des plaques, aspect qui sera détaillé ultérieurement dans la description de la méthodologie expérimentale.

2.9 Calibration du banc d'essai

Lors des premiers essais préliminaires, deux problèmes majeurs susceptibles d'affecter la validité des résultats ont été identifiés. Le premier concerne une incohérence observée entre le déplacement imposé par le système de bielle-manivelle et celui mesuré par le capteur de déplacement LVDT. Par exemple, pour une amplitude réglée sur le banc à 0,1 pouce, le logiciel LabVIEW enregistre une valeur de 0,12 millimètre. De même, pour un réglage de 0,15 pouce sur le système mécanique, la mesure du capteur indique également 0,12 millimètre.

Cette incohérence demeure visible lorsque la force de serrage est modifiée, suggérant que le capteur ne représente pas fidèlement le déplacement relatif réel des plaques, probablement en raison de particularités liées à la conception géométrique du banc d'essai. En effet, le système excentrique de gestion du déplacement et le point de montage des plaques ne sont pas situés au même endroit sur le dispositif. Ces deux éléments sont reliés par un levier qui crée un angle entre l'axe d'entraînement et l'axe de mesure, ce qui explique le décalage observé entre les valeurs réglées et les valeurs mesurées.

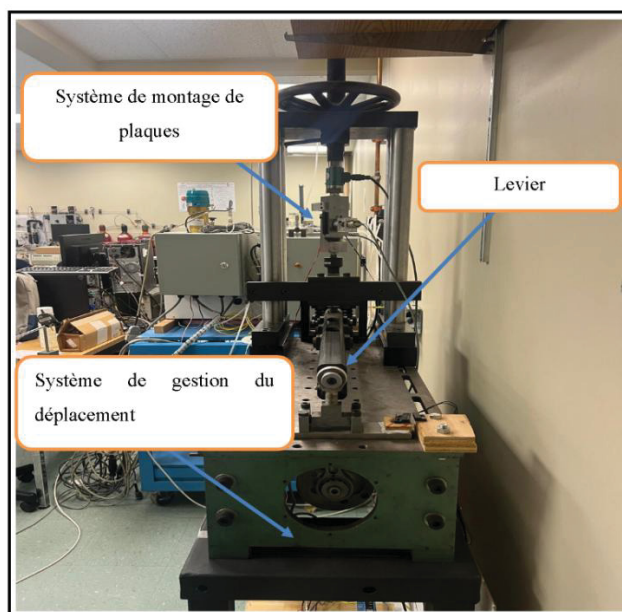


Figure 2.18 Machine de traction utilisée avec l'assemblage boulonné

Le système de gestion du déplacement et le système de montage des plaques sont reliés par un levier, et c'est précisément cette distance entre les deux points qui crée un effet d'angle géométrique. Ce phénomène est à l'origine de la disproportion observée entre les mesures obtenues par le logiciel LabVIEW et les valeurs imposées mécaniquement sur le banc d'essai. Afin de garantir la fiabilité des données expérimentales, une procédure de calibration rigoureuse a été mise en œuvre. Cette calibration consistait à établir une relation mathématique entre le déplacement imposé par le système mécanique du banc et celui mesuré par le capteur LVDT via LabVIEW, et ce pour différentes amplitudes de déplacement et différentes forces de serrage.

Le tableau suivant ainsi que les graphiques associés présentent les résultats de cette calibration. Dans ces données, le terme « CAM » désigne le déplacement imposé par le réglage du système de came sur le banc d'essai, tandis que « LVDT » correspond au déplacement effectivement mesuré par le capteur.

Tableau 2.2 Calibration du banc

5kN		10kN		15kN		20kN	
CAM	LVDT	CAM	LVDT	CAM	LVDT	CAM	LVDT
0.1	0.02	0.1	0.02	0.1	0.016	0.1	0.01
0.15	0.12	0.15	0.04	0.15	0.03	0.15	0.03
0.2	0.13	0.2	0.06	0.2	0.05	0.2	0.04
0.25	0.2	0.25	0.112	0.25	0.1	0.25	0.07
0.3	0.25	0.3	0.2	0.3	0.125	0.3	0.1
0.35	0.35	0.35	0.25	0.35	0.16	0.35	0.12
0.4		0.4		0.4	0.23	0.4	0.17
0.45		0.45		0.45		0.45	0.2

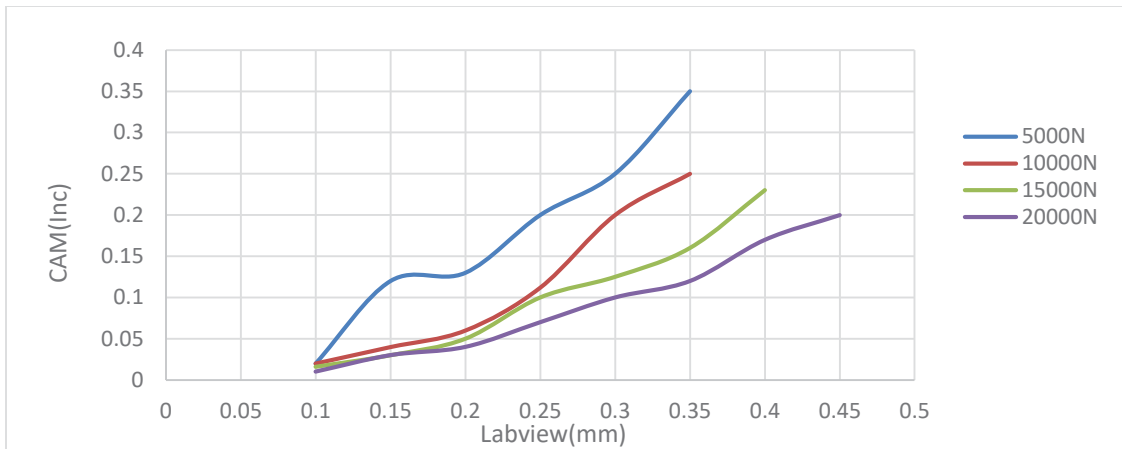


Figure 2.19 Graphique de calibration du banc

2.10 Conclusion

En somme, le banc d'essai utilisé dans le cadre de cette recherche permet de réaliser de manière méthodique et rigoureuse les essais expérimentaux nécessaires à l'étude des effets de l'amplitudes de déplacement et de l'épaisseurs des plaques sur le phénomène d'auto-desserrage. Sa configuration, équipée d'instruments de mesure précis et calibrés, permet de reproduire fidèlement les conditions réelles auxquelles sont soumis les assemblages boulonnés dans les applications industrielles.

Le dispositif offre également une grande flexibilité dans la gestion et le contrôle des paramètres expérimentaux. La force de serrage, l'amplitude du déplacement relatif entre les plaques, la fréquence des sollicitations cycliques ainsi que d'autres paramètres pertinents peuvent être ajustés et contrôlés avec précision durant les essais. Cette malléabilité du système d'essai, combinée à la fiabilité de l'acquisition des données, facilitent l'étude des phénomènes observés en conditions réelles.

Les données expérimentales collectées à l'aide de ce banc d'essai pourront ainsi servir à améliorer les méthodologies de conception des assemblages boulonnés, à développer des stratégies de prévention des défaillances causées par l'auto-desserrage, et à établir des

programmes de maintenance préventive adaptés aux conditions de service des structures mécaniques concernées.

CHAPITRE 3

MODELISATION EMPIRIQUE DE PREDICTION DE L'AUTO-DESSERRAGE

3.1 Introduction

L'auto-desserrage des assemblages boulonnés soumis à des charges cycliques transversales, tel qu'étudié dans cette recherche, représente une problématique complexe influencée par de nombreux paramètres interdépendants. Afin de quantifier l'influence de ces paramètres sur le phénomène, une série d'essais expérimentaux a été conçue et réalisée. Ce chapitre présente la démarche méthodologique adoptée ainsi que le protocole expérimental développé pour atteindre les objectifs de cette recherche.

L'approche expérimentale vise à étudier l'effet de trois paramètres principaux sur le phénomène d'auto-desserrage sous sollicitations cycliques transversales. Le premier paramètre étudié est l'amplitude du déplacement transversal imposé, qui simule les vibrations rencontrées dans diverses applications industrielles. Le deuxième paramètre concerne la rigidité de l'assemblage, examinée à travers la variation de l'épaisseur des plaques assemblées. Le troisième paramètre est la charge de serrage initiale appliquée au boulon, également appelée précharge. Pour déterminer le comportement de l'assemblage face au phénomène d'auto-desserrage, l'étude de l'interaction entre ces trois paramètres s'avère essentielle, car leur effet combiné peut différer significativement de leurs effets individuels.

3.2 Amplitude du déplacement transversal

Le déplacement relatif entre les plaques est imposé grâce au système de came présenté dans le chapitre 2. Toutefois, comme expliqué dans la description des instruments de mesure, la valeur réglée sur ce système mécanique ne correspond pas exactement au déplacement réel en raison de la configuration géométrique particulière du banc d'essai. C'est pourquoi un capteur LVDT, illustré aux figures 2.8 et 2.9, est utilisé pour fournir une mesure plus fiable et précise des déplacements effectifs entre les plaques durant les essais.

L'amplitude maximale de déplacement a été fixée à 0,35 pouces en raison des contraintes géométriques imposées par les dimensions du boulon et des plaques. En effet, le boulon utilisé étant de type M12×1,75, le diamètre extérieur des filets est de 12 millimètres tandis que le diamètre des trous percés dans les plaques est de 13,5 millimètres. Le jeu radial résultant limite donc l'amplitude maximale pouvant être appliquée sans provoquer un contact direct entre les filets du boulon et les bords des trous. Pour chaque configuration d'essai, six amplitudes de déplacement différentes sont testées afin de couvrir une gamme représentative de sollicitations. Ces amplitudes sont respectivement de 0,1inc, 0,15 inc , 0,2 inc, 0,25 inc, 0,3 inc et 0,35 inc.

3.3 Rigidité de l'assemblage

Le choix d'inclure la rigidité comme paramètre d'étude dans ce travail repose sur le fait qu'elle constitue un paramètre fondamental gouvernant le comportement mécanique des assemblages boulonnés. Selon les principes établis par la théorie des assemblages préchargés développée par Shigley et Mischke, le ratio de rigidité entre les plaques assemblées et le boulon détermine la manière dont les charges externes sont distribuées au sein de l'assemblage. Cette distribution de charge affecte directement la stabilité de la précharge initiale et influence par conséquent la susceptibilité de l'assemblage au phénomène d'auto-desserrage.

La variation de la rigidité globale de l'assemblage est obtenue en utilisant des plaques de différentes épaisseurs, ce qui modifie la longueur utile de serrage et donc la compliance de l'assemblage. Cinq épaisseurs de plaques ont été sélectionnées pour cette étude, à savoir 6 millimètres, 8 millimètres, 10 millimètres, 12 millimètres et 14 millimètres, comme illustré à la figure 2.14. Cette gamme d'épaisseurs permet de couvrir un large spectre de rigidités d'assemblage et ainsi de mieux comprendre le comportement du phénomène d'auto-desserrage sous différentes configurations structurelles. Chaque configuration de rigidité est soumise aux essais pour l'ensemble des amplitudes de déplacement mentionnées précédemment.

3.4 Calcul de la rigidité de l'assemblage

Le calcul de la rigidité globale de l'assemblage nécessite la détermination de la rigidité des plaques assemblées ainsi que celle du boulon de serrage. Pour le calcul de la rigidité des plaques, plusieurs approches et formulations ont été proposées dans la littérature scientifique, chacune apportant des raffinements successifs pour améliorer la précision de l'estimation.

3.4.1 Rigidité des plaques

Shigley et Mitchell ont proposé en 1983 une formule pour le calcul de la rigidité des plaques en considérant la distribution de la force de compression dans les éléments serrés. Leur approche initiale prenait en compte la présence d'une rondelle de 2 millimètres d'épaisseur sous la tête du boulon ainsi que le diamètre nominal du boulon utilisé. Cette formulation constituait une première approximation du comportement mécanique des plaques sous charge de compression.

Par la suite, Shigley et Mischke ont proposé en 1989 une formulation améliorée prenant en considération la variation d'un angle de dispersion α dans le calcul de la rigidité. Cet angle représente la propagation de la charge dans les plaques à partir de la zone de contact sous la tête du boulon et l'écrou. Cette approche plus raffinée permet de tenir compte de la distribution non uniforme des contraintes dans les plaques assemblées et conduit à l'expression suivante :

$$K_M = \frac{\pi * E_m * d * \tan(\alpha)}{2 \ln \left[\frac{(L \tan(\alpha) + dw - d)(dw + d)}{(L \tan(\alpha) + dw + d)(dw - d)} \right]} \quad (3.1)$$

Plus récemment, Rashique Iftekhar, Abdel-Hakim Bouzid et Zijian Zhao ont proposé en 2024 une formule simplifiée pour calculer la rigidité de l'assemblage serré. Cette approche vise à faciliter les calculs pratiques tout en conservant une précision suffisante pour les applications d'ingénierie.

$$K_m = [2.0726 \left(\frac{W}{L}\right) + 0.6134] * E_m * d_h \quad (3.2)$$

On constate que la rigidité des plaques varie en fonction de la longueur utile L de l'assemblage. Pour les calculs effectués dans le cadre de cette étude, cette équation sera utilisée en raison de sa simplicité et de sa précision. Selon l'article de référence, le calcul de la largeur d'appui W s'effectue comme suit :

$$W = \frac{d_{hd} - d_h}{2} \quad (3.3)$$

$$W = \frac{19.39mm - 13.5mm}{2} = 2.945mm$$

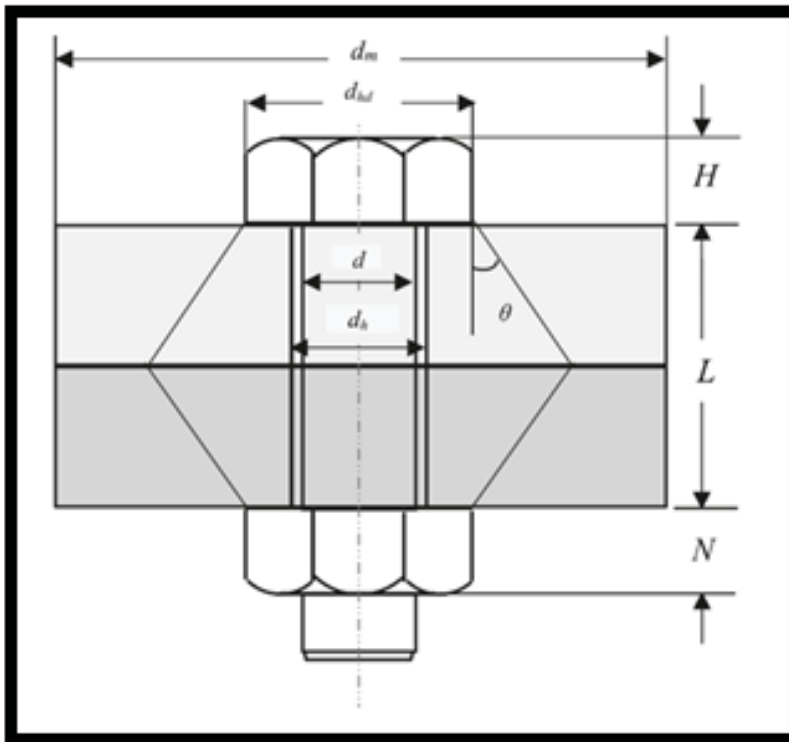


Figure 3.1 Schéma d'un assemblage boulonné
Tirée de Rashique Iftakhar Rousseau, Abdel-Hakim Bouzid, et Zijian Zhao

Tableau 3.1 Dimensions des boulons selon la norme (ASME1989a)
Tiré de Rashique Iftekhar Rousseau, Abdel-Hakim Bouzid, et Zijian Zhao

Bolt size	Hole diameter, d_h [mm]	Equivalent head diameter, d_{hd} [mm]	Head thickness, H [mm]
M6	6.5	10.78	4.38
M8	8.5	14.01	5.68
M10	11	16.16	6.85
M12	13	19.39	7.95
M16	17	25.86	10.75
M20	21	32.32	13.4
M36	37	59.26	23.55
Aspect ratio, d_h/l (for all bolt sizes)			
0.35, 0.38, 0.40, 0.44, 0.48, 0.53, 0.58, 0.66, 0.75, 0.88, 1.05, 1.31, 1.50, 1.75, 1.91			

Avec le d_{hd} pour le boulon M12= 19.39mm et le d_h =13.5mm

On extrait E_m se grâce au tableau 4.2

Tableau 3.2 Propriétés mécaniques et thermiques du boulon (SA-193 B7) et des éléments serres (SA 285)

Tiré de Rashique Iftekhar Rousseau, Abdel-Hakim Bouzid, et Zijian Zhao

Properties	Bolt material	Member material
Ultimate tensile strength [MPa]	860	450
Yield strength [MPa]	720	165
Young's modulus [GPa]	206.8	206.8
Poisson's ratio	0.3	0.3
Coefficient of thermal expansion [K^{-1}]	0.000015	0.000012

La longueur utile de l'assemblage varie selon l'épaisseur des plaques utilisées ainsi que la configuration du montage. Le montage expérimental est constitué de deux rondelles de 2 millimètres d'épaisseur chacune, ce qui ajoute 4 millimètres à la longueur totale de chaque configuration. Ainsi, la valeur de la longueur utile L se calcule comme suit :

$$L1=(6\text{mm}\cdot 2)+4\text{mm}=16\text{mm}$$

Le tableau suivant présente les différentes rigidités calculées pour les configurations de plaques assemblées testées dans cette étude. L'ensemble des calculs ont été effectués selon la méthodologie présentée précédemment.

Tableau 3.3 récapitulatif des rigidités des plaques

L(mm)	6	8	10	12	14
$K_m(N/mm)$	2 777 528	2 564 520	2 422 515	2 321 083	2 245 009

3.4.2 Calcul de la rigidité du boulon

La rigidité d'un boulon se calcule en modélisant le boulon comme une barre élastique soumise à une traction axiale. Cette approche considère le boulon comme un assemblage de ressorts en série le long de l'axe de serrage, chaque section du boulon présentant des caractéristiques géométriques différentes contribuant à la compliance globale.

$$K_b = \frac{EA_b}{L} \quad (3.4)$$

$E=200GPa$ et $A_b=84,3mm^2$

Avec L , Dans le cadre de cette étude, la longueur équivalente du boulon correspond à :

$$L = L_p * L_r + 2 * 20\% \frac{H^2 + d^2}{H} \quad (3.5)$$

Tableau 3.4 Récapitulatifs des valeurs de K_b et K_m

Plaque(mm)	6	8	10	12	14
$K_b(N/mm)$	638 032	554 149	489 760	438 776	397 407
$K_m(N/mm)$	2 777 528	2 564 520	2 422 515	2 321 083	2 245 009

3.4.3 Rigidité totale de l'assemblage

Le calcul de la rigidité totale de l'assemblage s'effectue en combinant la rigidité des plaques K_m et la rigidité du boulon K_b . Puisque ces deux éléments fonctionnent comme des ressorts en série dans l'assemblage, la rigidité équivalente se calcule selon la formule :

$$\frac{1}{k_j} = \frac{1}{K_m} + \frac{1}{k_b} \quad (3.6)$$

$$k_j = \frac{k_m * k_b}{k_m + k_b} \quad (3.7)$$

Avec K_j , la rigidité de l'assemblage.

Tableau 3.5 Récapitulatifs des rigidités K_j

Plaque(mm)	6	8	10	12	14
K_j (N/mm)	518 846	455 683	407 396	369 017	337 638

3.5 Précharge initiale

La charge de serrage initiale, ou précharge, constitue le troisième paramètre étudié dans cette recherche. Ce choix est justifié par le rôle crucial que joue la précharge dans la résistance à l'auto-desserrage et par le fait que ce paramètre peut être contrôlé précisément lors de l'assemblage, contrairement à d'autres paramètres plus difficiles à maîtriser en pratique industrielle.

La détermination de la force de serrage maximale admissible doit être établie avant le début des essais expérimentaux. Contrairement à la rigidité qui est définie par la conception géométrique des pièces ou à l'amplitude de déplacement qui dépend des conditions d'utilisation, la précharge doit respecter les normes et recommandations industrielles établies. Les standards recommandent généralement d'appliquer une précharge maximale correspondant à environ 75 % de la limite d'élasticité du matériau du boulon. Dans le cadre de cette étude, la force de serrage maximale admissible du boulon a été calculée et s'élève à 26, 976kN, comme détaillé dans le chapitre 2.

Il est essentiel que la précharge soit suffisamment élevée pour assurer la fonction mécanique de l'assemblage et maintenir le contact entre les pièces durant les sollicitations, tout en

demeurant dans la marge de sécurité recommandée pour éviter la plastification du matériau. Sur la base de ces considérations, quatre niveaux de précharge ont été déterminés pour les essais expérimentaux, à savoir 5kN, 10kN, 15kN et 20kN. Cette gamme permet d'évaluer l'influence de la précharge sur la résistance à l'auto-desserrage tout en restant dans les limites admissibles du boulon utilisé.

3.6 Modélisation du modèle de prédiction

3.6.1 Objectif et définition de la grandeur à prédire

L'objectif est de construire une relation prédictive permettant d'estimer la perte de précharge d'un assemblage boulonné soumis à un mouvement cyclique transversal, en fonction des paramètres expérimentaux et d'un nombre de cycles donné.

La perte de précharge au cycle n est définie par :

$$\Delta F\%(n) = 100 \cdot \left(1 - \frac{F(n)}{F_0} \right) \quad (3.8)$$

Où $F(n)$ est la précharge mesurée au cycle n et F_0 la précharge de référence au début de l'essai. Choix de F_0 .

Afin de limiter l'influence du bruit et des transitoires initiaux (mise en place, micro-ajustements), F_0 est estimée comme la moyenne des premières valeurs stabilisées, par exemple sur les cycles 1 à 5 :

$$F^0 = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 F((i)) \quad (3.9)$$

3.6.2 Organisation et extraction des données expérimentales

Chaque essai est stocké dans un fichier contenant plusieurs feuilles correspondant à l'amplitude de déplacement transversal réglée A . Les grandeurs mesurées typiques incluent :

la précharge $F(n)$,
 la force transversale $F_t(n)$ (ou Force_MAX),
 la rotation $\theta(n)$, et le déplacement $\delta(n)$ mesuré par un LVDT.

3.6.3 Construction d'un jeu de données « essai-par essai »

Pour permettre l'apprentissage supervisé, les séries temporelles cycle-par-cycle sont transformées en un tableau où une ligne correspond à un essai (c.-à-d. une configuration $\{A, F_0, K_j, \dots\}$).

Les grandeurs suivantes sont calculées pour chaque essai :

Amplitude imposée : A (mm).

Rigidité équivalente : K_j (N/mm), issue des calculs de rigidité ou associée à l'épaisseur des plaques.

Précharge initiale de référence : F_0 (N).

Précharge finale : $F(n)$ au cycle visé (ex. $n=99$ pour 100 cycles, ou $n=149$ pour 150 cycles).

Perte finale :

$$\Delta F\%(n) = 100 \cdot \left(1 - \frac{F(n)}{F_0}\right) \quad (3.10)$$

Excitation transversale moyenne (valeur absolue) : $|F_t|$ calculée sur une plage de cycles cohérente.

Excitation transversale moyenne (valeur absolue) :

$$|F_t| = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 |F_t(i)| \quad (3.11)$$

Avec une plage de cycles cohérente (ex. $i_1=1, i_2=99$ ou 149).

3.6.4 Choix d'un modèle cinétique de décroissance de la précharge

Afin d'obtenir une relation compacte, interprétable et exploitable, on adopte une loi exponentielle décrivant la décroissance de la précharge avec le nombre de cycles :

$$F(n) = F^0 \cdot e^{-kn} \quad (3.12)$$

Où k (en 1/cycle) est une constante de décroissance (taux de desserrage).

La perte correspondante s'écrit :

$$\Delta F\%(n) = 100 \cdot (1 - e^{-kn}) \quad (3.13)$$

Justification pratique : cette loi correspond à une décroissance proportionnelle à la précharge restante. Elle fournit une forme fermée simple, permettant de ramener un essai complet (courbe $F(n)$) à un paramètre unique k , ensuite modélisable en fonction des paramètres expérimentaux.

3.6.5 Estimation de la constante K à partir des mesures

3.6.6 Linéarisation

En prenant le logarithme :

$$\ln\left(\frac{F(n)}{F_0}\right) = -k \cdot n \quad (3.14)$$

Ainsi, une représentation semi-logarithmique de $\ln(F/F_0)$ en fonction de n doit produire approximativement une droite, dont la pente vaut $-k$.

3.6.7 Méthode de calcul de K

Pour chaque essai, k est estimé par régression linéaire sur une plage de cycles choisie :

Définir $Y(n) = \ln(F(n)/F_0)$.

Ajuster un modèle $Y(n) = a + b \cdot n$ sur $n \in [n_1, n_2]$.

En déduire $k = -b$.

Contrôles : les essais donnant $k \leq 0$ ou présentant des incohérences manifestes (données invalides, saturation capteur, erreurs d'unité) sont exclus de l'étape d'apprentissage.

3.7 Construction des modèles prédictifs (Méthodes A et B)

L'étape précédente fournit un ensemble de points expérimentaux :

$$(A, F_0, Kj, |F_t|) \rightarrow k_{obs} ;$$

L'objectif est alors d'apprendre une fonction $k = f(\cdot)$. Afin d'imposer $k > 0$ et de stabiliser l'échelle, on modélise (puis que k peut varier significativement, on modélise) :

$$\ln(k) = g(\cdot).$$

3.8 Méthode A (avec la force transversale)

La méthode A introduit un paramètre sans dimension représentant la sévérité de l'excitation transversale relativement au serrage :

$$R = \frac{|F_t|}{F_0} \quad (3.14)$$

Ce terme est physiquement motivé : le desserrage est fortement lié au glissement à l'interface, lui-même gouverné par la sollicitation transversale effective. On obtient :

$$\ln(k) = b_0 + b_1 \cdot A + b_2 \cdot A^2 + b_3 \cdot \ln(F_0) + b_4 \cdot \ln(Kj) + b_5 \cdot \ln(R) \quad (3.15)$$

Ajustement des coefficients (apprentissage supervisé)

Les coefficients $\{c_i\}$ et $\{b_i\}$ sont estimés par régression (par exemple moindres carrés ordinaires) en utilisant comme variable cible :

$$y = \ln(k_{obs}) \quad (3.16)$$

et comme variables explicatives :

- Méthode B : [1, A, A², ln(F₀), ln(Kj)]
- Méthode A : [1, A, A², ln(F₀), ln(Kj), ln(R)]

Sortie : on obtient une équation fermée de k :

$$k = \exp(\ln(k)) \quad (3.17)$$

3.9 Méthode B (sans force transversale)

La méthode B relie k à l'amplitude, à la précharge initiale et à la rigidité :

$$\ln(k) = c^0 + c^1 \cdot A + c^2 \cdot A^2 + c^3 \cdot \ln(F^0) + c^4 \cdot \ln(Kj) \quad (3.18)$$

A^2 - permet de capturer une non-linéarité observée de l'influence de l'amplitude.

$\ln(F_0)$ - représente l'influence du niveau de serrage sur le taux de perte.

$\ln(Kj)$ - représente l'influence de la rigidité de l'assemblage.

3.10 Prédiction de la perte de précharge a un nombre de cycles donné

Une fois k prédit, la précharge et la perte s'obtiennent directement :

$$F(n) = F^0 \cdot e^{-kn} \quad (3.19)$$

$$\Delta F\%(n) = 100 \cdot (1 - e^{-kn}) \quad (3.20)$$

Cette formulation permet de prédire la perte pour tout n compris dans le domaine expérimental (jusqu'à 150 cycles selon la configuration).

3.11 Validation du modèle et quantification de l'erreur

La performance du modèle est évaluée en comparant les prédictions aux valeurs expérimentales :

Erreur absolue en précharge :

$$e_F = |F_{pred}(n) - F_{exp}(n)| \quad (3.21)$$

Erreur absolue sur la perte (%), en points de pourcentage :

$$e_{\Delta} = |\Delta F\%_{pred}(n) - \Delta F\%_{exp}(n)| \quad (3.22)$$

Des indicateurs statistiques sont ensuite reportés (MAE, RMSE, etc.), idéalement obtenus sur un ensemble de validation ou par validation croisée. Une analyse des résidus en fonction de A , F_0 et K_j est recommandée pour détecter d'éventuels biais systématiques.

3.12 Remarques méthodologiques et limites

- La loi exponentielle peut être moins représentative si l'essai présente deux régimes (chute rapide initiale puis stabilisation). Dans ce cas, un modèle à deux constantes (k_1 , k_2) ou un modèle asymptotique peut être envisagé.
- La méthode A est généralement plus robuste que B car elle intègre l'excitation réellement mesurée via R.
- La qualité des prédictions dépend fortement de la cohérence de calcul de F_0 et de $|F_1|$ (mêmes conventions pour tous les essais).

3.13 Comparaison modèle-expérience : validation de la prédiction de la perte de précharge

À partir des données expérimentales collectées durant cette campagne d'essais, un modèle mathématique prédictif de la perte de précharge a été développé et l'intelligence artificielle a permis de confirmer et faire un meilleur choix dans l'équation qui correspond le mieux à notre situation. Afin de faciliter son utilisation par les ingénieurs et les chercheurs, ce modèle a été implémenté dans une application informatique permettant de générer automatiquement la précharge résiduelle à un nombre de cycles donné ainsi que les courbes d'évolution complètes en fonction des paramètres d'essai définis par l'utilisateur, notamment l'épaisseur des plaques, la précharge initiale et l'amplitude du déplacement transversal.

Cette section a pour objectif de valider la fiabilité et la précision de cet outil prédictif en comparant les résultats issus de l'application aux courbes expérimentales obtenues directement des essais et traitées sous Excel à partir des données brutes acquises par le logiciel LabVIEW. La validation est effectuée en comparant systématiquement les valeurs de précharge résiduelle

prédites par l'application avec les données expérimentales mesurées, et en quantifiant la marge de différence entre les deux pour évaluer la performance du modèle développé.

3.14 Présentation de l'interface

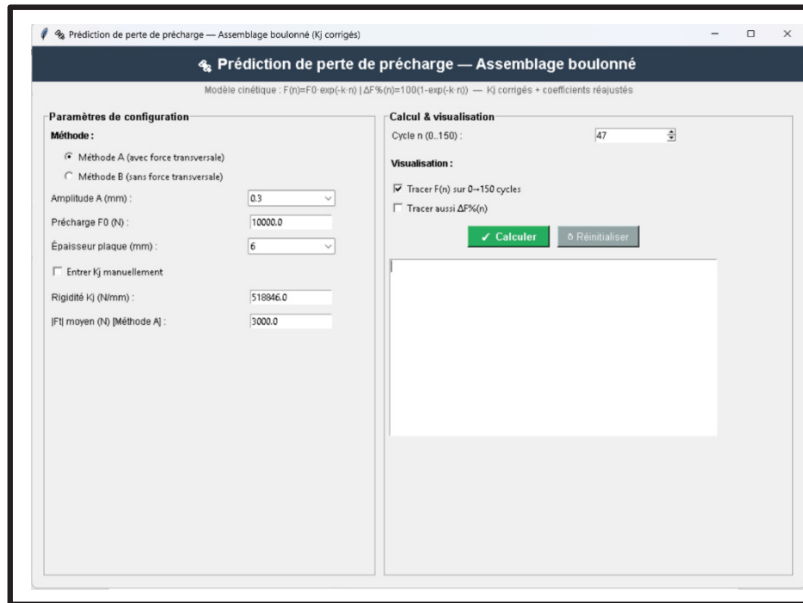


Figure 3.2 Interface de l'application(A)

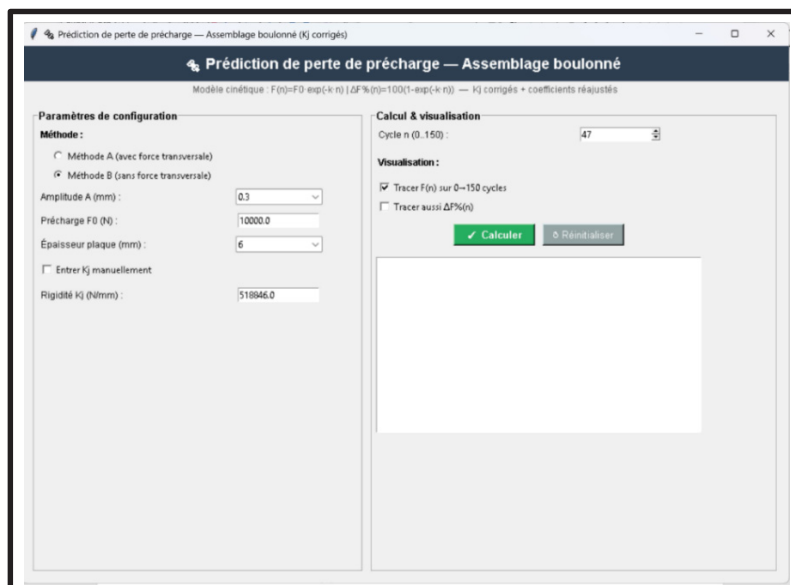


Figure 3.3 Interface de l'application (B)

Les figures 3.2 et 3.3 présentent l'interface de l'application développée pour calculer la perte de précharge à un nombre de cycles déterminé par l'utilisateur. L'application propose deux méthodes de calcul distinctes, désignées respectivement par les méthodes A et B. La différence principale entre ces deux approches réside dans l'ajout d'un paramètre supplémentaire pour la méthode A, à savoir la force transversale moyenne appliquée durant l'essai. Cette distinction permet d'évaluer l'influence de la prise en compte explicite de la charge transversale sur la précision des prédictions du modèle.

Pour les deux méthodes, l'utilisateur doit d'abord renseigner la précharge initiale appliquée lors de l'assemblage, en sélectionnant l'une des quatre valeurs testées dans cette étude, soit 5kN, 10kN, 15kN ou 20kN. Comme expliqué dans la méthodologie expérimentale, la précharge initiale effective est calculée en prenant la moyenne arithmétique des cinq premières valeurs de précharge enregistrées au début de l'essai. Cette procédure est nécessaire car, dans la majorité des cas, la précharge mesurée ne correspond pas exactement aux valeurs nominales théoriques de 5kN, 10kN, 15kN ou 20kN en raison des incertitudes de serrage et des ajustements initiaux du système.

L'utilisateur sélectionne ensuite l'épaisseur des plaques assemblées parmi les cinq configurations testées. Dès cette sélection effectuée, la rigidité correspondante de l'assemblage est automatiquement calculée et affichée par le programme, cette valeur ayant été préalablement implémentée dans la base de données de l'application selon les formulations présentées précédemment. L'utilisateur peut alors faire varier l'amplitude du déplacement transversal et choisir le nombre de cycles pour lequel la prédiction de la précharge résiduelle est souhaitée.

Pour les calculs utilisant la méthode A, le paramètre additionnel de force transversale est obtenu en calculant la moyenne arithmétique de toutes les valeurs de force transversale enregistrées durant l'essai par le capteur dédié. Afin d'éviter les complications liées aux variations de signe dues aux inversions de direction du mouvement cyclique, la valeur absolue de la force transversale est systématiquement utilisée dans les calculs.

3.15 Conclusion

En résumé, la méthodologie détaillée dans ce chapitre définit un cadre rigoureux pour l'étude expérimentale de l'auto-desserrage des assemblages boulonnés soumis à des charges cycliques transversales. Bien que le phénomène d'auto-desserrage dans les assemblages boulonnés soit relativement bien documenté dans la littérature scientifique, il demeure partiellement incompris en raison des nombreuses variables qui l'influencent et de leurs interactions complexes.

Cette étude se distingue par l'approche méthodologique adoptée, qui examine simultanément trois paramètres fondamentaux afin de mieux cerner le phénomène dans sa globalité. Ces paramètres sont l'amplitude du déplacement transversal, la rigidité de l'assemblage et la précharge initiale. Cette approche contraste avec la majorité des études antérieures qui ont généralement étudié le rôle de ces paramètres de manière isolée, sans considérer leurs interactions potentielles.

La matrice expérimentale complète comprend 120 configurations distinctes résultant de la combinaison systématique des différents niveaux de chaque paramètre. Cette approche factorielle permet non seulement de quantifier l'influence individuelle de chaque paramètre, mais également d'identifier les interactions entre paramètres qui peuvent soit accélérer soit réduire le processus d'auto-desserrage. Chaque configuration est soumise à 120 cycles de sollicitation à une fréquence comprise entre 1 et 2 hertz, offrant ainsi une durée d'essai suffisante pour observer l'évolution complète du phénomène.

Le protocole expérimental détaillé dans ce chapitre a été conçu pour assurer la répétabilité des essais et garantir la qualité des données collectées. Cette rigueur méthodologique constitue la base nécessaire à l'analyse approfondie des résultats et à l'établissement de corrélations fiables entre les paramètres étudiés et le comportement observé en termes d'auto-desserrage.

CHAPITRE 4

PRESENTATION ET DISCUSSION DES RESULTATS EXPERIMENTAUX

4.1 Introduction

Pour étudier le phénomène de l'auto-desserrage, l'épaisseur des plaques en acier a constitué un paramètre important dans la configuration du montage expérimental. Cinq épaisseurs de plaques ont été testées, à savoir 6mm, 8mm, 10mm, 12mm et 14mm. Parallèlement, quatre niveaux de précharge initiale ont été appliqués, soit 5kN, 10kN, 15kN et 20kN. Le boulon utilisé pour l'ensemble des essais est de type hexagonal M12 avec un pas de filetage de 1,75 mm et de classe de résistance 8.8. Le montage comprenait également deux rondelles de 2 mm d'épaisseur chacune.

Ce chapitre présente les résultats des essais expérimentaux obtenus lors de l'étude du phénomène d'auto-desserrage des assemblages boulonnés soumis à des mouvements cycliques transversaux. L'objectif principal de cette série d'essais consiste à évaluer l'influence de plusieurs facteurs sur la perte de précharge des assemblages, notamment l'amplitude des déplacements transversaux, l'épaisseur des plaques assemblées et la force de serrage initiale.

Les résultats présentés dans ce chapitre permettront d'identifier les interactions entre ces différents facteurs et de déterminer les conditions critiques conduisant à une perte importante de la précharge. Cette analyse contribuera à une meilleure compréhension des mécanismes physiques responsables de l'auto-desserrage et permettra de fournir des recommandations pratiques pour la conception d'assemblages boulonnés plus fiables et résistants à ce phénomène.

Le présent mémoire a pour objectif de développer un modèle prédictif de la perte de précharge en fonction des paramètres étudiés. Grâce aux données expérimentales extraites par le logiciel LabVIEW, avec la méthode de la courbe de tendance un modèle empirique a été proposé et tester et confirmer avec des comparaisons avec les données expérimentales. Pour ce faire, la rigidité de l'assemblage a été utilisée comme paramètre fondamental de l'analyse. Le calcul de la rigidité de l'assemblage serré a été effectué selon la méthode proposée par Rashique Iftexhar Rousseau, Abdel-Hakim Bouzid et Zijian Zhao dans leur publication de 2024, qui fournit une

formulation permettant de quantifier la rigidité globale de l'assemblage en tenant compte des caractéristiques géométriques et mécaniques des composants.

4.2 Présentation et analyse des résultats expérimentaux

Dans cette section, les résultats expérimentaux obtenus sont présentés et discutés de manière détaillée. Les essais ont été réalisés sur cinq épaisseurs de plaques en acier, à savoir 6mm, 8mm, 10mm, 12mm et 14mm. Pour chaque épaisseur, la précharge initiale a été variée selon quatre niveaux distincts, soit 5kN, 10kN, 15kN et 20kN. De plus, six amplitudes de déplacement transversal ont été testées, correspondant respectivement à 0,1 po, 0,15 po, 0,2 po, 0,25 po, 0,3 po et 0,35 po.

Pour chaque configuration d'essai, plusieurs données ont été collectées de manière continue durant les cycles de sollicitation. Ces données comprennent l'évolution de la précharge dans le boulon, la rotation relative entre le boulon et l'écrou, le déplacement transversal entre les plaques, la force transversale appliquée ainsi que la température ambiante, toutes enregistrées en fonction du nombre de cycles accumulés. Dans le cadre de cette présentation, le choix a été fait de privilégier l'évolution de la précharge résiduelle et de la rotation cumulée, ces deux paramètres constituant les marqueurs les plus pertinents et les plus directement liés au phénomène d'auto-desserrage. Au total, la campagne expérimentale représente environ 120 configurations de tests distinctes résultant de la combinaison systématique de tous les paramètres étudiés.

Afin de garantir une présentation lisible et bien structurée du mémoire, l'ensemble des résultats n'est pas reproduit intégralement dans le corps du document. Cette section adopte donc une approche représentative en privilégiant la présentation détaillée de configurations caractéristiques. Deux épaisseurs extrêmes ont été sélectionnées, à savoir 6mm représentant les assemblages de faible rigidité et 14mm représentant les assemblages de rigidité élevée. De même, deux niveaux de précharge contrastés ont été retenus, soit 10kN et 20kN, permettant ainsi de couvrir une gamme significative de conditions de serrage.

Ce choix méthodologique permet d'illustrer de manière claire l'influence des principaux paramètres étudiés sur le phénomène d'auto-desserrage. La rigidité de l'assemblage est caractérisée par la variation d'épaisseur des plaques, la force de serrage initiale est représentée par les deux niveaux de précharge sélectionnés, et l'effet de l'amplitude sur l'initiation et la progression du desserrage peut ainsi être mis en évidence de manière systématique. Les autres configurations intermédiaires, notamment les épaisseurs de 8mm, 10mm et 12mm ainsi que les niveaux de précharge de 5kN et 15kN, ont été utilisées pour confirmer les tendances observées et valider la cohérence globale des résultats. Les graphiques correspondant à ces configurations sont regroupés en annexe pour permettre une visualisation d'ensemble tout en préservant la lisibilité du corps principal du mémoire.

La discussion des résultats est principalement centrée sur deux indicateurs clés. Le premier est la précharge résiduelle, exprimée en pourcentage de la précharge initiale appliquée, qui quantifie directement la perte de serrage subie par l'assemblage. Le second est la rotation cumulée, exprimée en degrés, qui témoigne du mouvement relatif entre le boulon et l'écrou au fil des cycles. Ces deux paramètres permettent de distinguer clairement deux régimes de comportement. Le régime stable se caractérise par une faible rotation cumulée et une précharge demeurant quasi constante, indiquant l'absence de desserrage significatif. À l'inverse, le régime d'auto-desserrage se manifeste par une rotation croissante accompagnée d'une perte progressive de précharge au fil des cycles de sollicitation.

4.3 Configuration 1 : Plaques de 6 mm avec précharge initiale de 10KN

4.3.1 Évolution de la précharge résiduelle

La figure 4.1, met en évidence une réponse fortement dépendante de l'amplitude du déplacement transversal imposé. Deux régimes de comportement distincts apparaissent clairement à partir de l'analyse des courbes expérimentales.

Le premier régime, qualifié de régime stable, correspond aux faibles amplitudes où aucun desserrage prononcé n'est observé. Pour les amplitudes de 0,10 po et 0,15 po, la précharge

résiduelle demeure pratiquement constante et reste très proche de 100 % de la valeur initiale sur toute la durée de l'essai. Ce comportement indique que les glissements aux interfaces de contact demeurent relativement limités et ne provoquent pas de rotation significative du système vis-écrou. L'assemblage conserve donc son intégrité mécanique même après plusieurs milliers de cycles de sollicitation.

Le second régime, caractérisé par un desserrage progressif avec perte cumulée de précharge, se manifeste pour les amplitudes plus élevées. À partir de 0,2 po d'amplitude, la précharge diminue progressivement au fil des cycles. À la fin des essais, après 120 cycles, les niveaux de précharge résiduelle observés varient significativement selon l'amplitude appliquée. Pour une amplitude de 0,2 po, la précharge retenue se situe aux alentours de 86 % à 88 % de la valeur initiale, correspondant à une perte modérée mais néanmoins mesurable. Pour une amplitude de 0,25 po, la précharge résiduelle chute à environ 66 % à 70 %, indiquant une perte importante qui pourrait compromettre la fonction de l'assemblage. Pour une amplitude de 0,3 po, la précharge résiduelle atteint approximativement 62 % à 64 %, confirmant la sévérité du phénomène. Enfin, pour l'amplitude maximale testée de 0,35 po, la précharge résiduelle se stabilise autour de 61 % à 63 %, représentant une perte de près de 40 % de la précharge initiale.

L'analyse de la cinétique de perte de précharge révèle un comportement caractéristique. Une baisse plus marquée est observée durant les premiers cycles de sollicitation, suivie d'une diminution plus graduelle et stabilisée au fur et à mesure que le nombre de cycles augmente. Ce comportement correspond au comportement typique de la première phase de l'auto-desserrage décrite initialement par Junker en 1969, combinée à l'apparition progressive du glissement relatif aux interfaces de contact entre les différents éléments de l'assemblage.

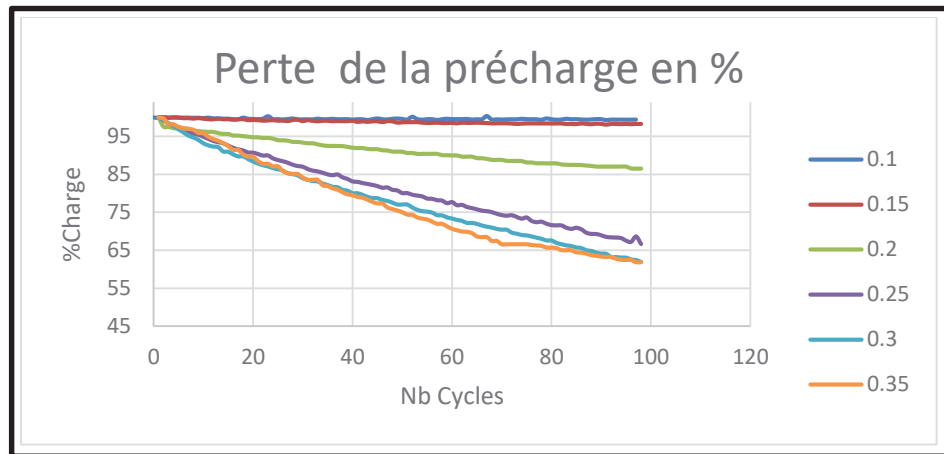


Figure 4.1 perte de précharge (6mm-10kN)

4.3.2 Évolution de la rotation cumulée et identification du seuil d'auto-desserrage

La figure 4.2, présentant l'évolution de la rotation cumulée en fonction du nombre de cycles confirme le changement de régime observé précédemment sur les courbes de précharge résiduelle. Pour les amplitudes de 0,10 po et 0,15 po, la rotation demeure pratiquement nulle tout au long de l'essai, ne dépassant pas quelques dixièmes de degré. Cette absence de rotation significative corrobore parfaitement l'absence de perte de précharge observée pour ces mêmes amplitudes, confirmant ainsi que l'assemblage demeure stable et qu'aucun mécanisme de desserrage ne s'est enclenché.

En revanche, pour les amplitudes supérieures ou égales à 0,2 po, la rotation cumulée augmente progressivement avec le nombre de cycles appliqués. À la fin des essais, après 120 cycles, les valeurs de rotation finale mesurées varient de manière significative selon l'amplitude imposée. Pour une amplitude de 0,2 po, la rotation finale atteint environ 1,4 à 1,6 degré, indiquant un desserrage modéré mais mesurable. Pour une amplitude de 0,25 po e, la rotation s'élève à approximativement 4,6 à 4,8 degrés, témoignant d'un processus de desserrage nettement plus prononcé. Pour une amplitude de 0,3 po, la rotation finale se situe autour de 4,0 à 4,2 degrés, avec une observation particulière d'une accélération de la cinétique de rotation durant les derniers cycles de l'essai. Enfin, pour l'amplitude maximale de 0,35 po, la rotation cumulée atteint environ 6,0 degrés, marquant le niveau de desserrage le plus sévère observé dans cette configuration.

L'apparition d'une rotation cumulée significative à partir de l'amplitude de 0,2 po suggère fortement l'existence d'un seuil d'initiation de l'auto-desserrage situé dans l'intervalle compris entre 0,15 po et 0,2 po pour la configuration testée associant des plaques de 6 millimètres d'épaisseur et une précharge initiale de 10kN. Cette identification d'un seuil critique constitue une information précieuse pour la conception d'assemblages résistants au desserrage, puisqu'elle permet de définir une limite d'amplitude en dessous de laquelle l'assemblage demeure stable.

La corrélation clairement établie entre l'augmentation de la rotation cumulée et la diminution de la précharge résiduelle confirme que ces deux phénomènes sont intimement liés. Cette corrélation indique que le mécanisme de desserrage est dominé par le glissement transversal aux interfaces de contact, conduisant progressivement à la rotation relative de l'ensemble écrou-boulon. Ce comportement observé expérimentalement est conforme au mécanisme attendu dans les essais de type Junker, validant ainsi la pertinence de la méthodologie expérimentale adoptée et la représentativité des conditions de test par rapport aux phénomènes réels d'auto-desserrage rencontrés dans les applications industrielles.

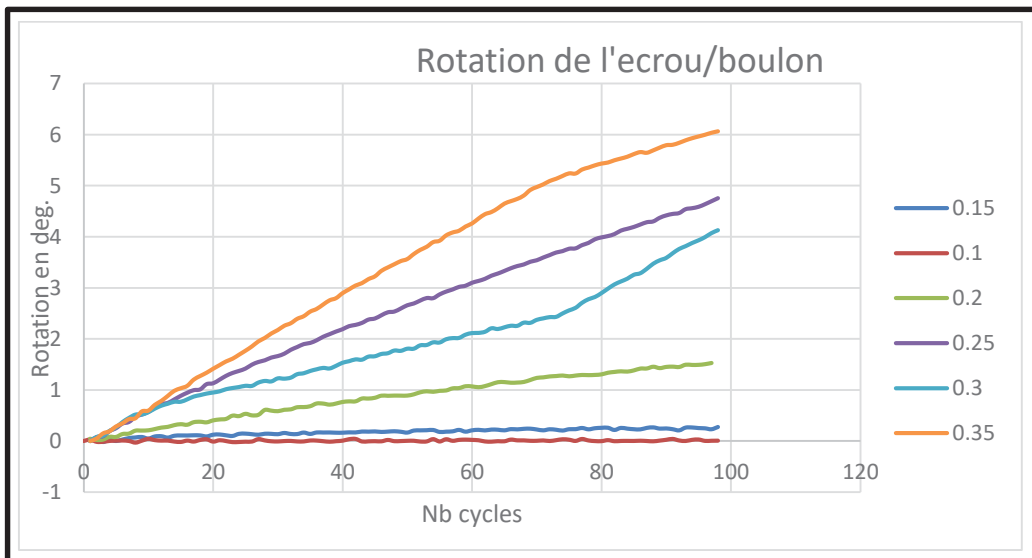


Figure 4.2 Rotation d'écrou/boulon(6mm-10kN)

4.4 Configuration 2 : Plaques de 6 mm avec précharge initiale 20kN

4.4.1 Évolution de la précharge résiduelle

La figure 4.3, correspondante révèle un comportement radicalement différent de celui observé avec la précharge initiale de 20kN. Pour cette configuration présentant une précharge initiale doublée, l'ensemble des amplitudes testées, s'étendant de 0,1 po à 0,35 po, présente une précharge résiduelle qui demeure très élevée tout au long de la durée de l'essai. Les valeurs mesurées oscillent autour de 97 % à 99 % de la précharge initiale, même après 150 cycles de sollicitation. Les pertes maximales observées semblent être limitées à quelques points de pourcentage seulement, indiquant que l'augmentation de la précharge initiale confère à l'assemblage une résistance nettement supérieure au phénomène d'auto-desserrage. Cette observation souligne l'importance critique du niveau de précharge initiale comme paramètre de conception pour prévenir le desserrage dans les assemblages soumis à des sollicitations cycliques transversales.

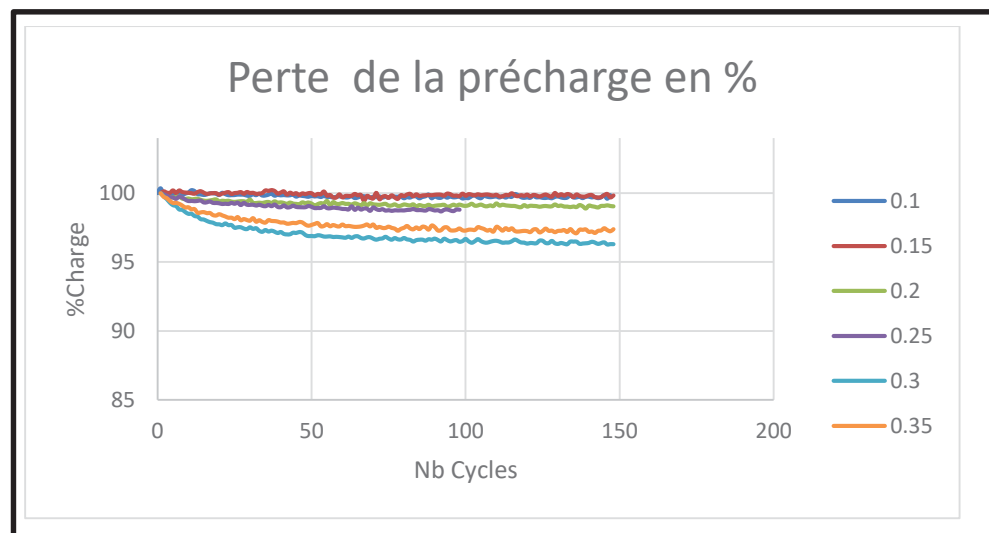


Figure 4.3 Perte de précharge (6mm-20kN)

4.4.2 Évolution de la rotation : micro-rotation sans desserrage significatif

La figure 4.4, illustre l'évolution de la rotation cumulée pour cette configuration démontre que les rotations demeurent très faibles pendant toute la durée de l'essai, quelle que soit l'amplitude

appliquée. Les valeurs observées en fin d'essai, après 150 cycles, restent toutes inférieures à 0,35 degré. Ce niveau de rotation est considérablement plus faible que celui mesuré dans la configuration précédente avec une précharge initiale de 10kN, où des rotations atteignant jusqu'à 6 degrés avaient été enregistrées pour les amplitudes les plus élevées.

Cette différence marquée de comportement s'explique par l'effet de l'augmentation de la précharge initiale sur les mécanismes tribologiques aux interfaces de contact. En doublant la précharge initiale, la force normale de contact aux interfaces entre les plaques, ainsi qu'entre la tête du boulon et la plaque supérieure, est également doublée. Cette augmentation de la force normale accroît proportionnellement la capacité de résistance par frottement du système et repousse significativement le seuil critique de glissement. Ainsi, même sous l'effet d'amplitudes de déplacement transversal élevées, le système demeure principalement en régime d'adhérence ou ne subit que des micro-glissements limités localement aux interfaces. Ces micromouvements s'avèrent insuffisants pour entraîner une rotation cumulative significative conduisant au desserrage de l'assemblage. Cette observation confirme l'efficacité d'une précharge initiale élevée comme moyen de prévention de l'auto-desserrage dans les assemblages boulonnés soumis à des sollicitations cycliques transversales.

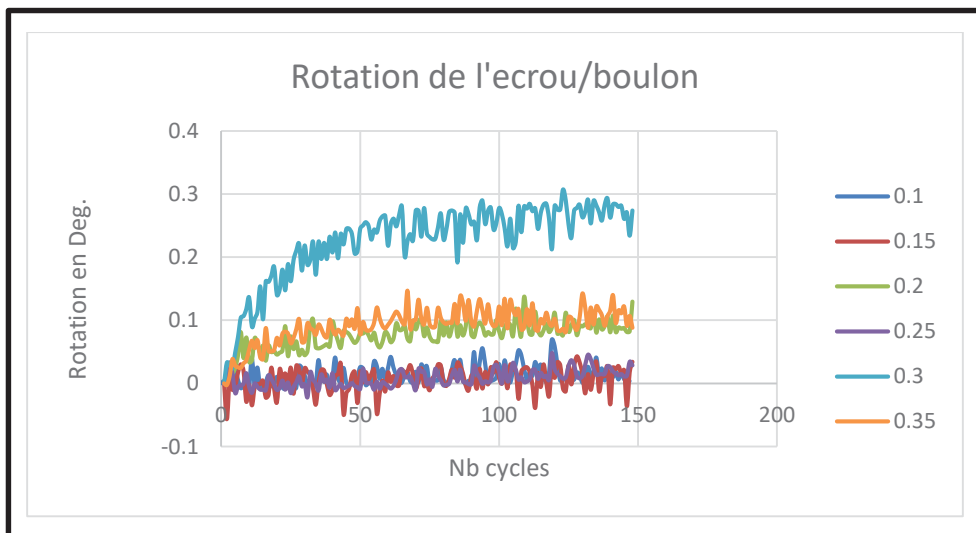


Figure 4.4 Rotation d'écrou/boulon(6mm-10kN)

4.5 Configuration 3 : Plaques 14 mm avec précharge initiale 10kN

4.5.1 Évolution de la précharge résiduelle : desserrage sévère aux amplitudes élevées

La figure 4.5, présente les résultats des essais sur des plaques de 14mm d'épaisseur avec une précharge initiale de 10kN révèle un comportement nettement différent de celui observé avec les plaques de 6 millimètres pour le même niveau de précharge. Les courbes obtenues pour différentes amplitudes de déplacement sur une durée de 120 cycles mettent en évidence une sensibilité accrue de cette configuration au phénomène d'auto-desserrage.

Pour l'amplitude la plus faible de 0,1 po, la précharge résiduelle demeure pratiquement stable tout au long de l'essai, se maintenant autour de 99 % à 100 % de la valeur initiale. Ce résultat indique qu'à cette faible amplitude, même avec une rigidité réduite due à l'épaisseur importante des plaques, l'assemblage conserve son intégrité. Pour une amplitude de 0,15 po, une légère diminution de la précharge devient perceptible, celle-ci se stabilisant autour de 94 % à 96 % en fin d'essai. Cette perte demeure faible mais est néanmoins visible et mesurable, suggérant l'amorce d'un processus de desserrage.

Lorsque l'amplitude atteint 0,2 po, la perte de précharge devient modérée mais significative, la précharge résiduelle se situant autour de 82 % à 86 % de la valeur initiale. Cette diminution plus prononcée témoigne de l'activation des mécanismes de glissement et de rotation aux interfaces. Pour les amplitudes supérieures ou égales à 0,25 po, le phénomène d'auto-desserrage devient particulièrement sévère. Les niveaux de précharge résiduelle observés en fin d'essai chutent dramatiquement pour atteindre environ 50 % à 55 % de la précharge initiale selon l'amplitude exacte appliquée. Cette perte de près de la moitié de la précharge initiale représente un niveau critique qui peut compromettre gravement la fonction de l'assemblage dans une application réelle et conduire à une défaillance mécanique de la structure.

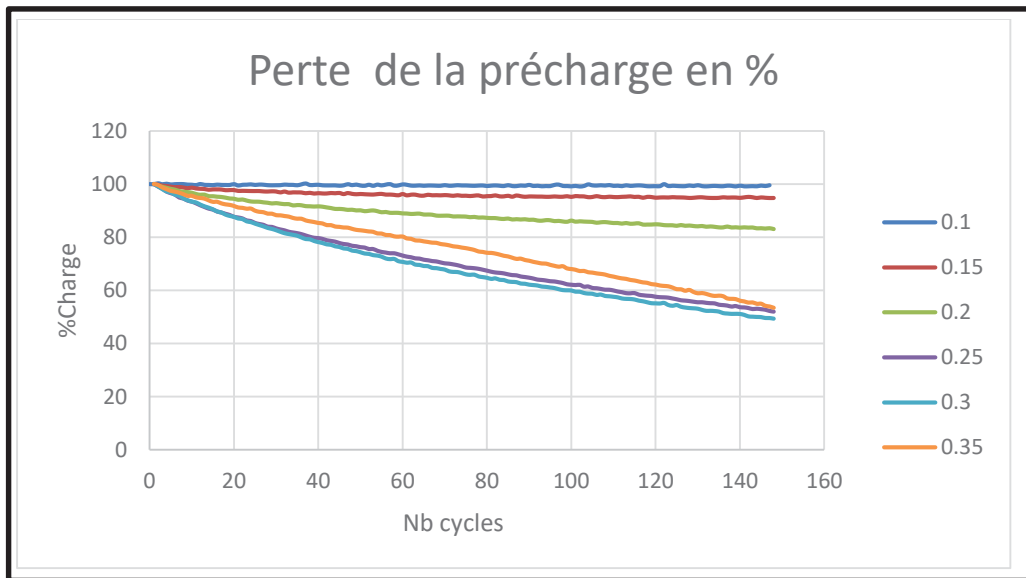


Figure 4.5 Perte de précharge (14mm-10kN)

Cette perte de précharge devient particulièrement prononcée lorsque l'amplitude atteint les valeurs comprises entre 0,25 po et 0,35 po, et ce phénomène s'accroît avec l'accumulation d'un nombre élevé de cycles de sollicitation.

4.5.2 Évolution de la rotation : croissante marquée pour les amplitudes 0,2 à 0.35

La figure 4.6, illustre l'évolution de la rotation cumulée confirmant cette tendance observée sur les courbes de précharge résiduelle. Pour l'amplitude de 0,1 po, la rotation demeure quasi nulle tout au long de l'essai, ne dépassant pas quelques centièmes de degré. Pour une amplitude de 0,15 po, la rotation reste faible, atteignant seulement 0,2 po à 0,3 po degré en fin d'essai. Lorsque l'amplitude atteint 0,2 po, la rotation cumulée s'élève à environ 1 degré, indiquant l'amorce d'un processus de desserrage mesurable.

Pour les amplitudes de 0,25 po et 0,3 po, la rotation devient particulièrement élevée, atteignant approximativement 4,5 à 4,7 degrés en fin d'essai. Cette rotation importante témoigne d'un mécanisme de desserrage très actif pour ces niveaux d'amplitude. De manière intéressante, pour l'amplitude maximale de 0,35 po, la rotation observée est certes importante mais demeure

inférieure à celle mesurée pour les amplitudes de 0,25 et 0,3 po, se situant autour de 3,2 à 3,4 degrés.

Cette observation apparemment contre-intuitive, où les amplitudes intermédiaires de 0,25 et 0,3 po produisent une rotation plus importante que l'amplitude maximale de 0,35 po, illustre une réalité expérimentale fréquemment rencontrée dans les essais d'auto-desserrage. La réponse du système n'est pas toujours strictement monotone avec l'augmentation de l'amplitude, car elle dépend également de paramètres secondaires tels que le coefficient de frottement effectif aux interfaces, les conditions réelles de contact évoluant durant l'essai, ainsi que la dispersion inhérente au montage expérimental et aux conditions initiales. L'enseignement principal de ces résultats demeure que, dès que l'amplitude dépasse le seuil situé entre 0,2 et 0,25 po, la rotation cumulée devient suffisamment importante pour entraîner une perte de précharge significative susceptible de compromettre l'intégrité fonctionnelle de l'assemblage.

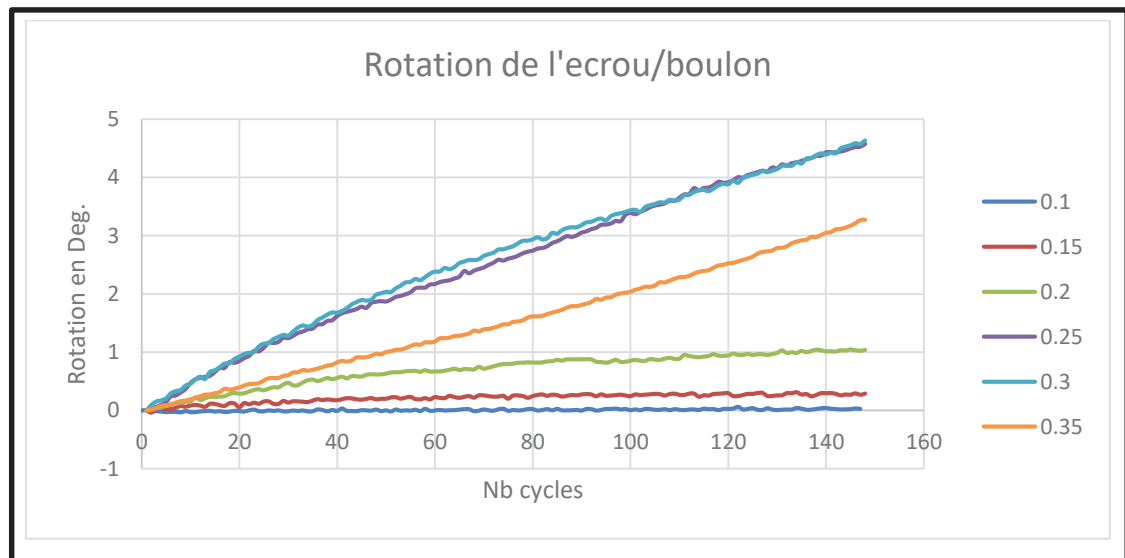


Figure 4.6 Rotation d'écrou/boulon(14mm-10kN)

4.6 Configuration 4 : Plaques 14 mm avec précharge initiale 20kN

4.6.1 Évolution de la précharge résiduelle : pertes limitées

La figure 4.7, correspondant à cette configuration révèle un comportement nettement plus favorable en termes de résistance au desserrage. Dans cette configuration associant des plaques de 14 millimètres d'épaisseur et une précharge initiale élevée de 20kN, on observe une conservation remarquable de la précharge quelle que soit l'amplitude de déplacement appliquée. La majorité des amplitudes testées présente des niveaux de précharge résiduelle très élevés, proches de la valeur initiale même après 150 cycles de sollicitation.

Bien que l'amplitude de 0,3 po semble légèrement plus défavorable, avec une précharge résiduelle un peu plus basse que pour les autres amplitudes, l'écart demeure faible à l'échelle globale des résultats obtenus. Cette observation confirme que l'augmentation de la précharge initiale compense efficacement l'effet déstabilisateur de la faible rigidité associée aux plaques épaisses, permettant ainsi de maintenir l'intégrité de l'assemblage même sous des sollicitations d'amplitude élevée.

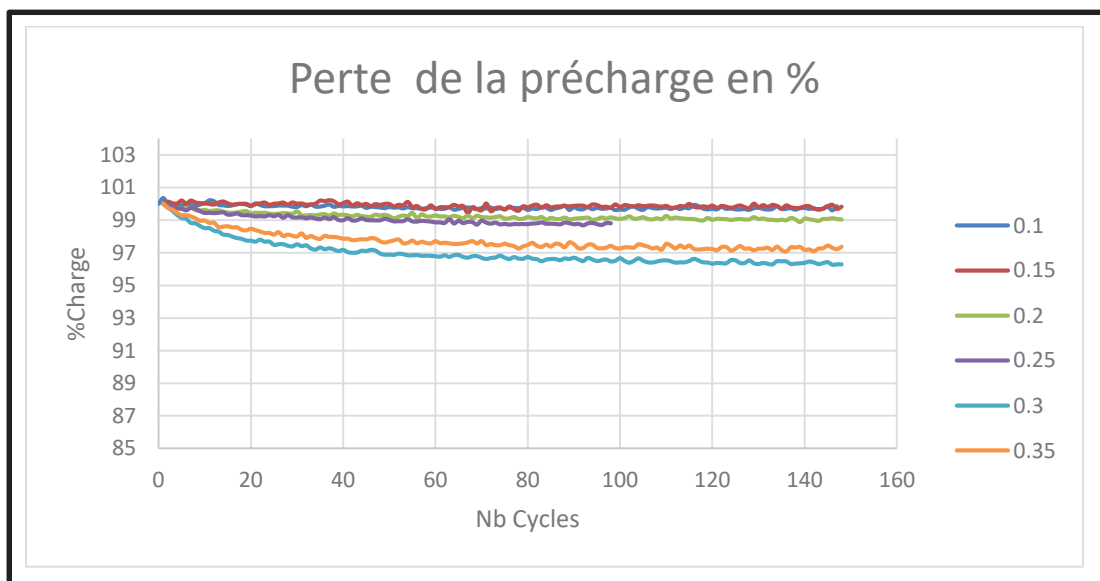


Figure 4.7 Perte de précharge (14mm-20kN)

4.6.2 Évolution de la rotation : rotation très limitées

La figure 4.8, illustre l'évolution de la rotation cumulée confirme le comportement stable de cette configuration. Pour l'amplitude de 0,3 po, la rotation observée est légèrement plus marquée que pour les autres amplitudes, atteignant environ 0,25 à 0,3 degré en fin d'essai. Toutefois, cette valeur demeure très faible en termes absolus. Pour les autres amplitudes testées, la rotation cumulée reste extrêmement limitée, oscillant autour de 0 à 0,12 degré. Ces niveaux de rotation négligeables confirment que l'assemblage demeure essentiellement stable et qu'aucun mécanisme significatif d'auto-desserrage ne s'est développé durant les essais, même pour les amplitudes les plus élevées. Cette configuration combinant une épaisseur importante de plaques et une précharge initiale élevée démontre ainsi une excellente résistance au phénomène d'auto-desserrage.

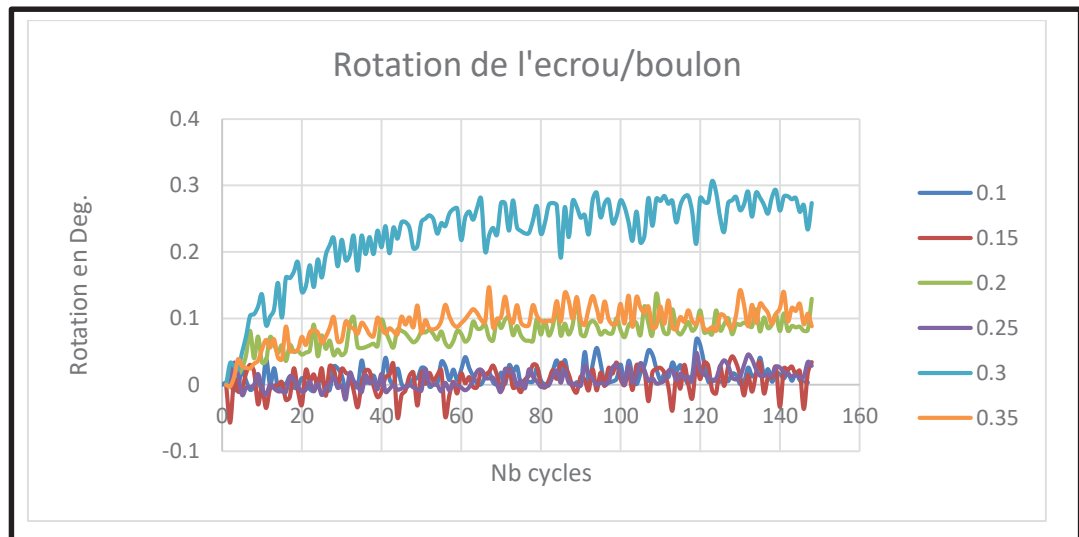


Figure 4.8 Rotation d'écrou/boulon(14mm-20kN)

Comme observé précédemment pour la configuration avec des plaques de 6 millimètres, le passage à une précharge initiale de 20kN place le système dans un régime où l'adhérence aux interfaces domine le comportement mécanique. La rotation cumulée demeure trop faible pour engager un processus de desserrage progressif notable, assurant ainsi la stabilité de l'assemblage même sous des sollicitations d'amplitude élevée.

4.7 Comparaison globale et discussion des résultats

4.7.1 Effet de la précharge initiale : facteur déterminante

La comparaison systématique entre les configurations testées avec des précharges initiales de 10kN et 20kN révèle des différences de comportement sans ambiguïté. Pour les assemblages préchargés à 10kN, dès que l'amplitude de déplacement atteint le seuil de 0,2 à 0,25 po, une rotation de plusieurs degrés s'amorce et s'accompagne d'une baisse significative de la précharge résiduelle. Pour les plaques de 6mm d'épaisseur, la précharge chute jusqu'à environ 60 % de sa valeur initiale après 150 cycles. Pour les plaques de 14mm, la perte s'avère encore plus sévère, la précharge résiduelle atteignant seulement 50 % à 55 % de la valeur initiale après le même nombre de cycles.

En revanche, pour les assemblages préchargés à 20kN, le comportement demeure remarquablement stable quelle que soit l'amplitude testée. La précharge résiduelle se maintient entre 96 % et 99 % de la valeur initiale, et la rotation cumulée reste inférieure à 0,35 degré, même pour les amplitudes les plus élevées de l'ordre de 0,35 po. Cette différence fondamentale de comportement s'explique par le fait que l'augmentation de la précharge initiale accroît proportionnellement la force normale de contact aux interfaces de l'assemblage. Cette augmentation de la force normale entraîne une augmentation directe de la force de frottement disponible selon la loi de Coulomb, ce qui repousse considérablement le seuil critique de glissement et inhibe efficacement le mécanisme d'auto-desserrage par rotation dans toute la plage des amplitudes testées.

4.7.2 Effet de l'amplitude : identification d'un seuil d'initiation du desserrage

Pour les configurations présentant une précharge initiale de 10kN, qu'il s'agisse de plaques de 6 millimètres ou de 14mm d'épaisseur, un seuil pratique d'initiation du desserrage apparaît clairement dans les résultats expérimentaux. Pour l'amplitude de 0,1 po, le comportement

demeure stable avec une rotation pratiquement nulle et une précharge résiduelle maintenue à environ 99 % de la valeur initiale. Pour l'amplitude de 0,15 po, une phase de transition se manifeste, caractérisée par l'apparition de micro-glissements aux interfaces. Ces micro-glissements entraînent des pertes de précharge faibles mais mesurables et une rotation cumulée modérée. Pour les amplitudes supérieures à 0,2 po, un processus de desserrage progressif s'enclenche, caractérisé par une rotation importante et une perte cumulative significative de précharge au fil des cycles.

Pour les configurations bénéficiant d'une précharge initiale de 20kN, le seuil d'initiation du desserrage est déplacé au-delà de la plage d'amplitudes testée, qui s'étend jusqu'à 0,35 po. Cette observation confirme le rôle crucial de la précharge comme paramètre stabilisant permettant de repousser, voire d'éliminer, le risque d'auto-desserrage dans la gamme de sollicitations considérée.

4.7.3 Effet de l'épaisseur des plaques : influence de la rigidité sur le desserrage

La comparaison entre les plaques de 6mm et de 14mm d'épaisseur, à niveau de précharge identique, révèle une influence notable de ce paramètre géométrique sur la résistance au desserrage. Pour les assemblages préchargés à 10kN, les deux épaisseurs présentent une transition différente vers le régime de desserrage. À l'amplitude de 0,15 po, la configuration avec des plaques de 6mm perd moins de précharge que celle avec des plaques de 14kN pour la même amplitude de sollicitation. Cette tendance se confirme également, bien que de manière atténuée, pour les assemblages préchargés à 20kN. Même à ce niveau élevé de précharge, on observe que la configuration avec les plaques moins épaisses tend à mieux résister à la perte de précharge que celle avec les plaques plus épaisses.

Cette observation s'explique par l'influence de l'épaisseur sur la rigidité globale de l'assemblage. Les plaques plus épaisses, correspondant à une longueur utile de serrage plus importante, réduisent la rigidité axiale de l'assemblage et augmentent sa compliance. Cette compliance accrue facilite les micro-déplacements relatifs aux interfaces et favorise ainsi

l'amorçage du processus de desserrage pour une amplitude de sollicitation donnée. On peut donc conclure que l'épaisseur des plaques, et plus généralement la rigidité de l'assemblage, constitue également un paramètre influent dans le phénomène de perte de précharge, bien que son effet soit moins déterminant que celui de la précharge initiale.

4.7.4 Synthèse comparative

Afin de faciliter la visualisation et la comparaison globale de l'ensemble des résultats obtenus, les données clés ont été synthétisées et présentées sous forme de tableaux récapitulatifs.

Tableau 4.1 comparaison 6mm vs 14mm a F0 =10kN

A	%F0 N=98 ;6m a m	⊖ N=98;6mm, a (°)	%F0 N=98 ;14m a m	⊖ N=98;14mm, a (°)	Δ%F0(14- 6) a N=98	Δθ(14-6) a N=98,(°)
0.1	99.4	0.042	99.8	0.038	0.4	-0.004
0.15	98.3	0.250	95.3	0.304	-3.0	0.055
0.2	86.5	1.531	86.0	0.844	-0.6	-0.687
0.25	66.7	4.788	62.7	3.259	-3.9	-1.529
0.3	61.9	4.087	60.1	3.422	-1.8	-0.665
0.35	61.9	6.072	69.1	2.002	7.2	-4.069

Tableau 4.2 comparaison 6mm vs 14mm a F0 =20kN

A	%F0 a N=98 ;6 mm	Θ a N=98;6m m, (°)	%F0 a N=98 ;14mm	Θ a N=98;14mm, (°)	$\Delta\%F0(14-$ 6) a N=98	$\Delta\theta(14-$ 6) a N=98,(°)
0.1	99.9	0.102	99.7	0.004	-0.2	-0.098
0.15	99.8	0.010	99.8	0.022	-0.0	0.012
0.2	99.5	0.022	99.2	0.075	-0.3	0.052
0.25	97.6	0.303	98.8	0.003	1.2	-0.300
0.3	98.0	0.162	96.5	0.390	-1.5	0.228
0.35	97.7	0.118	97.4	0.085	-0.2	-0.033

$\Delta\%F0 > 0$: à N=98, la plaque 14 mm conserve plus de précharge que la 6 mm → donc 14 mm est “meilleure” dans ce cas.

$\Delta\%F0 < 0$: la plaque 14 mm conserve moins de précharge → donc 6 mm est “meilleure”.

Exemple: $\Delta\%F0=+7$

→ 14 mm garde 7 points de %F0 en plus que 6 mm

$\Delta\%F0 > 0$: à N=98, la plaque 14 mm conserve plus de précharge que la 6 mm → donc 14 mm est “meilleure” dans ce cas.

$\Delta\%F0 < 0$: la plaque 14 mm conserve moins de précharge → donc 6 mm est “meilleure”.

Exemple : $\Delta\%F0 = +7$

→ 14 mm garde 7 points de %F0 en plus que 6 mm

$\Delta\theta > 0$: 14 mm tourne plus → desserrage plus prononcé côté rotation.

$\Delta\theta < 0$: 6 mm tourne plus.

Pour les configurations testées avec une précharge initiale de 20 000 newtons, le comportement observé se situe globalement dans un régime stable, et ce même pour les amplitudes de déplacement les plus élevées. La précharge résiduelle demeure très élevée, se maintenant au-dessus de 98 % de la valeur initiale quelle que soit l'amplitude appliquée. De manière cohérente, la rotation cumulée reste très faible, n'excédant pas 0,4 degré même après plusieurs

milliers de cycles de sollicitation. Ces observations confirment que cette configuration bénéficie d'une excellente résistance au phénomène d'auto-desserrage.

4.8 Définition d'un facteur de sévérité du desserrage

Dans la littérature scientifique, plusieurs travaux portant sur l'auto-desserrage des assemblages boulonnés servent de référence à cette étude, notamment ceux de Junker (1968), « New Criteria for Self-Loosening of Fasteners under Vibration », de Fort Valentin, « Étude de l'auto-desserrage des assemblages boulonnés », mémoire de maîtrise, ainsi que ceux de J. Butz et al. (2024), « Method of Accumulation of Preload Loss of Bolt Joints due to Rotational Self-Loosening Caused by Cyclic Transversal Excitation », publié dans *Engineering Failure Analysis*. Il est généralement admis dans ces travaux qu'un phénomène d'auto-desserrage significatif se manifeste lorsque la perte de précharge, par rapport à la valeur initiale F_0 , atteint un seuil compris entre 10 % et 15 %. En s'appuyant sur cette définition établie, un facteur de sévérité du desserrage a été introduit dans la présente étude afin de classer de manière objective le niveau de criticité des différentes configurations testées. Trois classes de sévérité ont ainsi été définies en fonction du pourcentage de perte de précharge observé à un nombre de cycles de référence N . Dans le cadre de cette analyse, le nombre de cycles retenu est de 98 cycles, correspondant à un stade précoce du processus de desserrage, ce qui permet d'identifier rapidement les configurations présentant un risque élevé.

- Stable(S0) :
 $\%F \geq 95\%$ et $|\theta| \leq 0.5^\circ$

- Transition(S1):
 $90\% \leq \%F < 95\%$ OU $0.5^\circ < |\theta| \leq 1^\circ$

- Auto-desserrage (S2):
 $\%F < 90\%$ OU $|\theta| > 1^\circ$

Tableau 4.3 sévérité à N=98cycles

Amplitude A	6 mm – 10 kN	6 mm – 20 kN	14 mm – 10 kN	14 mm – 20 kN
0.10	S0	S0	S0	S0
0.15	S0	S0	S0	S0
0.20	S2	S0	S2	S0
0.25	S2	S0	S2	S0
0.30	S2	S0	S2	S0
0.35	S2	S0	S2	S0

4.9 Méthode B

4.9.1 Validation du modèle : comparaison avec les données expérimentales

Afin de valider la précision du modèle prédictif développé, une comparaison systématique a été effectuée entre les prédictions fournies par l'application et les mesures expérimentales réelles. À titre d'exemple représentatif, la validation est présentée pour une configuration spécifique dont les paramètres sont les suivants : amplitude de déplacement de 0,1po et 0,3 po, précharge nominale initiale de 10kN, nombre de cycles fixé à 47, et épaisseur des plaques de 8 millimètres.

Pour cette configuration avec une précharge nominale de 10kN, la précharge initiale effective a été calculée selon la procédure décrite précédemment, c'est-à-dire en prenant la moyenne arithmétique des cinq premières valeurs enregistrées au début de l'essai. Les valeurs mesurées étaient respectivement 10 290 newtons, 10 298,8847 newtons, 10 303,606 newtons, 10 290 newtons et 10 290 newtons. Le calcul de la moyenne donne :

$$F_0 = (10\,290 + 10\,298,8847 + 10\,303,606 + 10\,290 + 10\,290) / 5 = 10\,294,4981\text{ N}$$

À l'issue de 47 cycles de sollicitation, la précharge résiduelle mesurée expérimentalement s'élève à 10 288,5881 newtons. En comparaison, la précharge résiduelle prédite par le modèle mathématique utilisant la méthode B, qui ne prend pas en compte explicitement la force transversale, donne une valeur de 10 286,1653 newtons.

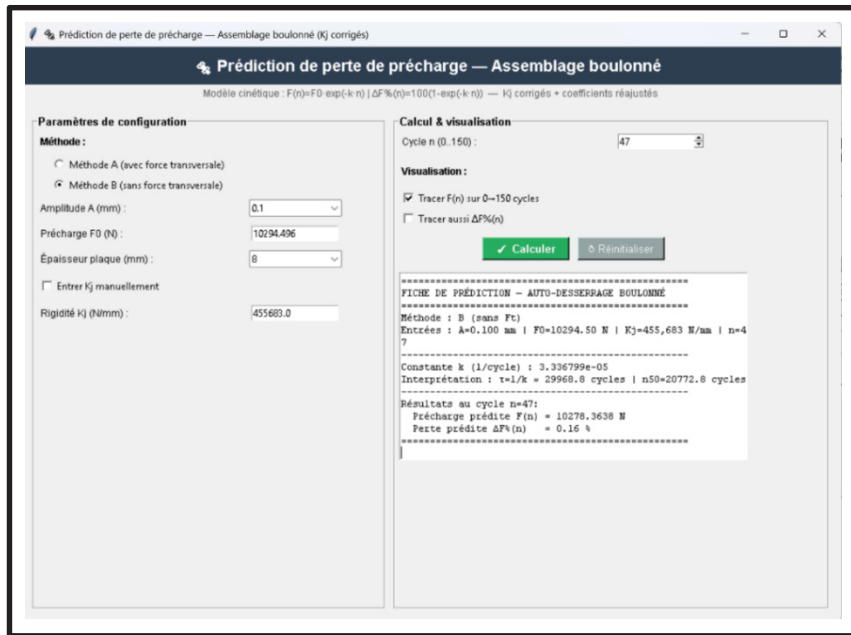


Figure 4.9 résultats de la plaque 8mm (Méthode B), A=0.1

	A	B	C	D	E	F	G	H	J
30	16	-2300.603	10290	0.0078	23.5366	-0.0194	15	0.0071	99.94088
31	17	224.187	10297.514	0.0021	23.5187	-0.002	16	0.0015	99.78869
32	18	5.1676	10281.8337	0.0012	23.5017	0.0036	17	0.0082	99.81912
33	19	219.0332	10284.9692	0.0016	23.522	-0.0031	18	-0.0021	99.90413
34	20	-22.4136	10293.7281	0.0017	23.4758	0.0072	19	0.0031	99.73021
35	21	254.612	10275.8084	0.0016	23.5082	0.002	20	0.0046	99.7533
36	22	-353.977	10278.1867	0.0025	23.526	0.0005	21	-0.0046	99.79842
37	23	362.5862	10282.8385	0.0024	23.5155	0.0097	22	0.0077	99.59474
38	24	71.5293	10261.85	0.0011	23.4863	-0.0026	23	-0.0062	99.86795
39	25	-2342.3982	10290	0.008	23.5187	0.0113	24	-0.0067	100.0504
40	26	269.9602	10308.7989	0.0023	23.4952	0.0118	25	-0.0015	99.94976
41	27	-108.4037	10298.4296	0.0038	23.5009	0.0066	26	-0.0051	99.86173
42	28	345.9685	10289.3588	0.0014	23.4831	0.0102	27	0.0026	100.1562
43	29	-1925.3198	10319.7016	0.0082	23.5236	0.0077	28	0.0015	99.94176
44	30	87.0995	10297.6049	0.0018	23.4831	0.0036	29	-0.0021	99.86795
45	31	-2348.9769	10290	0.0081	23.4871	0.0072	30	-0.0031	100.2731
46	32	456.0739	10331.7494	0.0036	23.5212	0.0082	31	-0.0046	99.90198
47	33	-109.2695	10293.5064	0.0035	23.4806	0.0097	32	0.0281	99.86795
48	34	-2299.0313	10290	0.011	23.4969	-0.023	33	0.0348	99.69178
49	35	46.3754	10271.8485	0.0033	23.5001	-0.0297	34	0.0716	99.9209
50	36	347.4166	10295.4562	0.0016	23.4977	-0.0665	35	0.0138	99.71652
51	37	238.07	10274.3973	0.0014	23.5009	-0.0087	36	-0.0148	99.86795
52	38	-2338.9791	10290	0.0103	23.5009	0.0199	37	-0.0101	99.73008
53	39	202.4828	10275.7942	0.0028	23.5066	0.0152	38	-0.0051	99.90736
54	40	614.9068	10294.0612	0.0031	23.522	0.0102	39	-0.0087	100.0544
55	41	-784.9016	10309.2111	0.0048	23.4993	0.0138	40	-0.0031	99.99024
56	42	3.6544	10302.6004	0.0025	23.505	0.0082	41	-0.0021	99.85762
57	43	237.632	10288.9356	0.0025	23.5042	0.0072	42	0.0046	99.86795
58	44	-2371.7687	10290	0.0089	23.505	0.0097	43	0.0056	99.8687
59	45	-323.332	10290.077	0.0029	23.4855	0.0107	44	-0.0131	99.71107
60	46	3.8143	10273.8353	0.0028	23.4742	0.0174	45	0.0015	99.86795
61	47	-2343.0742	10290	0.0086	23.4701	0.0036	46	-0.0087	99.85417
62	48	-6.8753	10288.5801	0.0028	23.5017	0.0138	47	-0.0067	99.86795
63	49	-2390.0727	10290	0.0099	23.5366	0.0118	48	-0.0087	99.7093
64	50	173.0029	10273.653	0.0028	23.505	0.0138	49	0.002	99.85163

Figure 4.10 résultats expérimentaux plaque 8mm,A=0.1

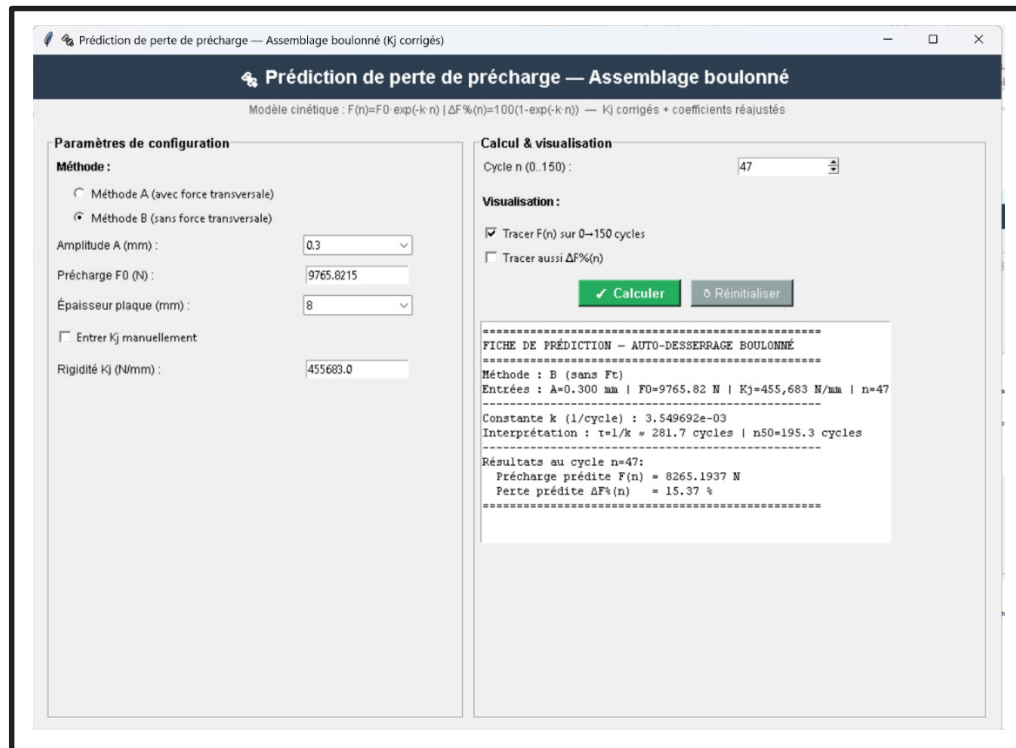


Figure 4.11 résultats du la plaque 8mm (Méthode B),A=0.3

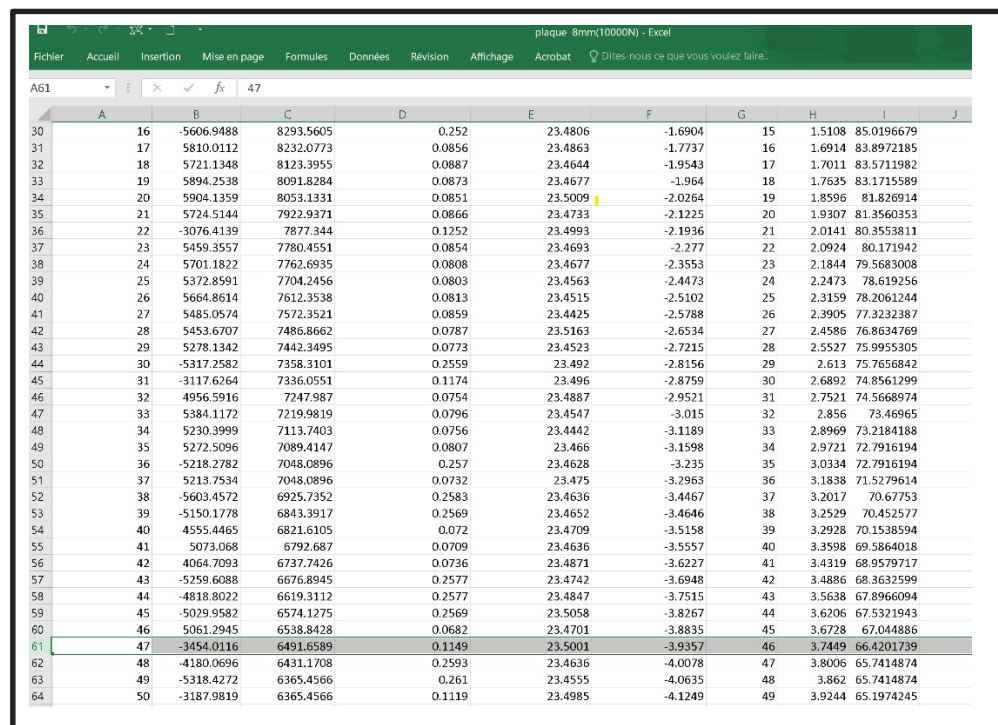


Figure 4.12 résultats expérimentaux plaque 8mm,A=0.3

4.9.2 Méthode A(A=0.1)

Pour la méthode A, nous devons déterminer la force transversale moyenne :

$$|F_t| = 883.87 \text{ N.}$$

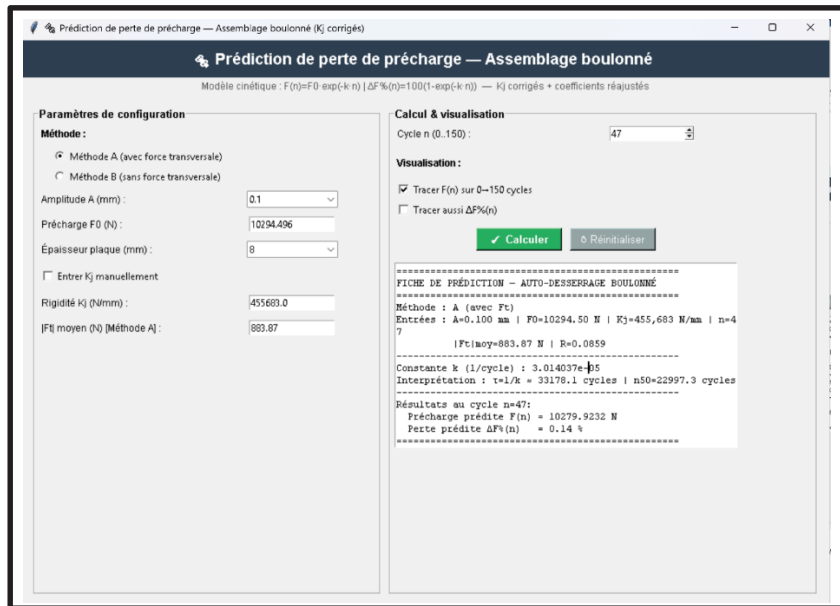


Figure 4.13 résultats du la plaque 8mm(Méthode A),A=0.1

4.9.3 Méthode B(A=0.3)

$$|F_t| = 4\,712.70 \text{ N}$$

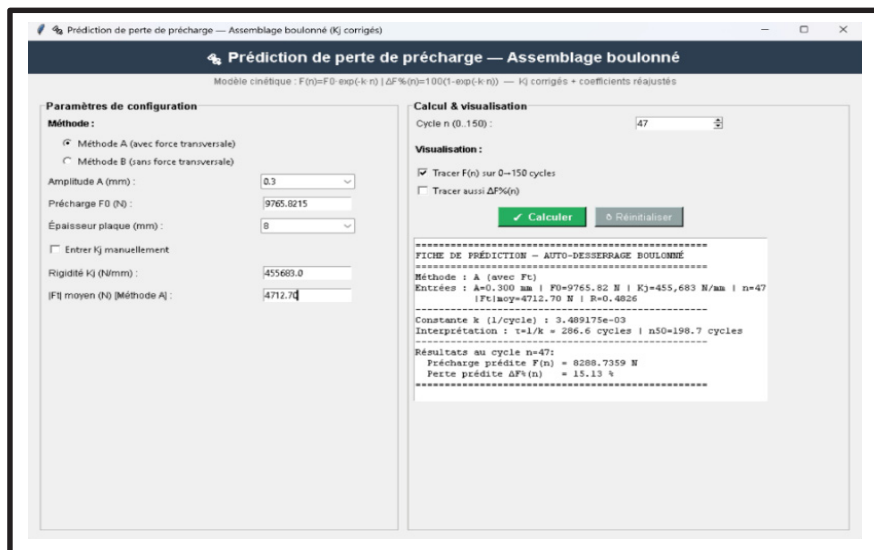


Figure 4.14 résultats du la plaque 8mm(Méthode A),A=0.3

Tableau 4.4 Comparaison des pertes de précharge (expérimental vs prédiction) à $A = 0.10$, plaque 8 mm

Parametre	Expérimental	Méthode A	Méthode B
$F_0(N)$	10 294.49814	10 294.49814	10 294.49814
$N_{ref}(cycles)$	47	47	47
$F(N_{ref})$	10 288.5801	10 286.5966	10 286.5801
Précharge retenue $R(N_{ref})\%$	99.9425%	99.9232	99.9231
Perte $L(N_{ref})\%$	---	0.07675	0.07692
Erreur absolue $e_L(points\%)$	---	0.01927	0.01943

Tableau 4.5 Comparaison des pertes de précharge (expérimental vs prédiction) à $A = 0.10$, plaque 8 mm,

Parametre	Expérimental	Méthode A	Méthode B
$F_0(N)$	9 765.8215	9 765.8215	9 765.8215
$N_{ref}(cycles)$	47	47	47
$F(N_{ref})$	6 491.6589	8 407.0389	8 447.8950
Précharge retenue $R(N_{ref})\%$	66.4732	86.0863	86.5047
Perte $L(N_{ref})\%$	33.5268	13.9137	13.4953
Erreur absolue $e_L(points\%)$	---	19.6131	20.0315

Définition :

- Précharge retenue : $R = \frac{F(N)}{F_0}$
- Perte de précharge $L = 100 - R$
- Erreur absolue sur la perte $e_L = L_{predict} - L_{exp}$

4.9.4 Validation complémentaire sur une configuration intermédiaire

Afin de confirmer la robustesse du modèle prédictif développé, une seconde configuration représentative a été sélectionnée pour validation. Cette configuration présente les paramètres suivants : plaques de 12 millimètres d'épaisseur, amplitude de déplacement de 0,2 po, précharge initiale effective $F_0 = 10\,124,155$ newtons, et nombre de cycles de référence $N = 47$.

Pour cette configuration, le modèle mathématique utilisant la méthode B, qui ne prend pas en compte explicitement la force transversale, prédit une précharge résiduelle de 9614,35 newtons. La méthode A, intégrant le paramètre de force transversale moyenne, prédit quant à elle une précharge résiduelle légèrement inférieure de 9584,5417 newtons. En comparaison, les mesures expérimentales donnent une précharge résiduelle effective de 9214,5366 newtons après 47 cycles de sollicitation.

Le calcul de l'erreur absolue entre les prédictions et les mesures expérimentales révèle que la méthode A présente une erreur de 3,6547 points de pourcentage, tandis que la méthode B présente une erreur légèrement supérieure de 3,9491 points de pourcentage. Dans ce cas de figure, les marges d'erreur observées demeurent tout à fait acceptables pour une application prédictive en ingénierie. Il est à noter que, contrairement à l'exemple précédent, les deux méthodes A et B surestiment légèrement la précharge résiduelle, c'est-à-dire qu'elles sous-estiment la perte effective observée expérimentalement, bien que l'écart reste dans une plage acceptable.

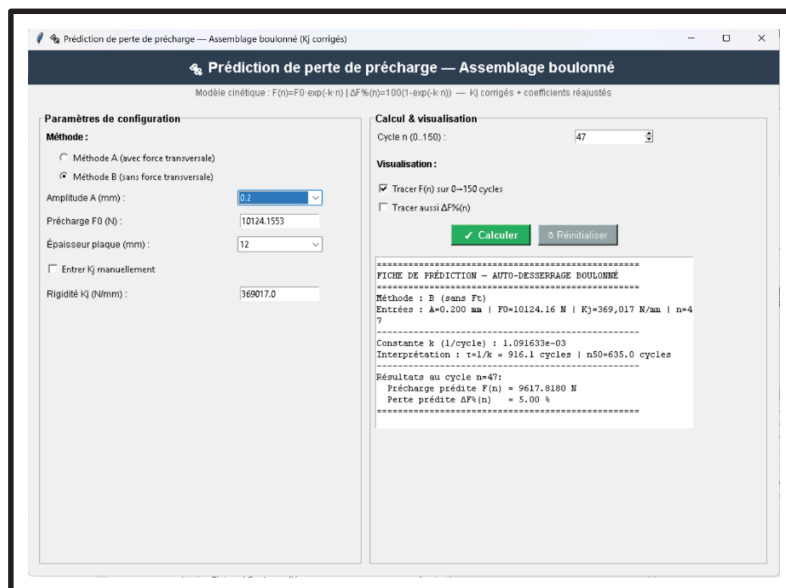


Figure 4.15 résultat de la méthode B (12mm,10kN)

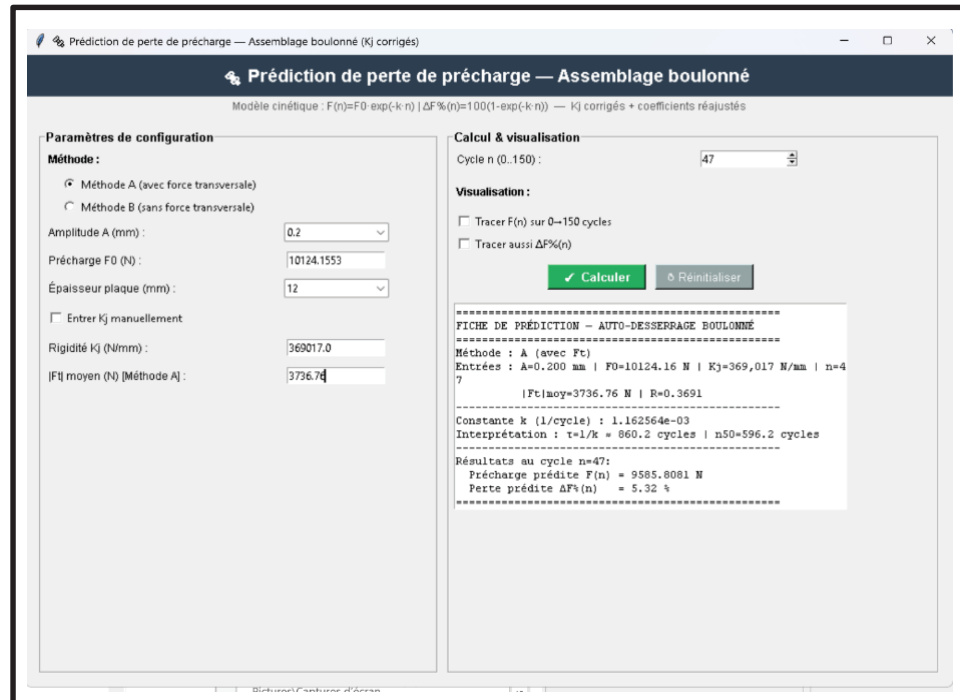


Figure 4.16 résultat de la méthode A(12mm,10kN)

La figure 4.17 présente l'évolution de la perte de précharge (%) en fonction du nombre de cycles, pour chacune des conditions testées, en comparant les données expérimentales avec celles issues de la méthode prédictive A. Cette dernière est plus particulièrement retenue car elle intègre la force transversale dans son équation, ce qui la rend plus complète et lui confère des résultats plus fiables. La figure comporte 12 courbes au total : 6 représentant les données expérimentales et 6 représentant les données issues de la méthode A, permettant ainsi de mieux visualiser les écarts et la concordance entre les deux approches.

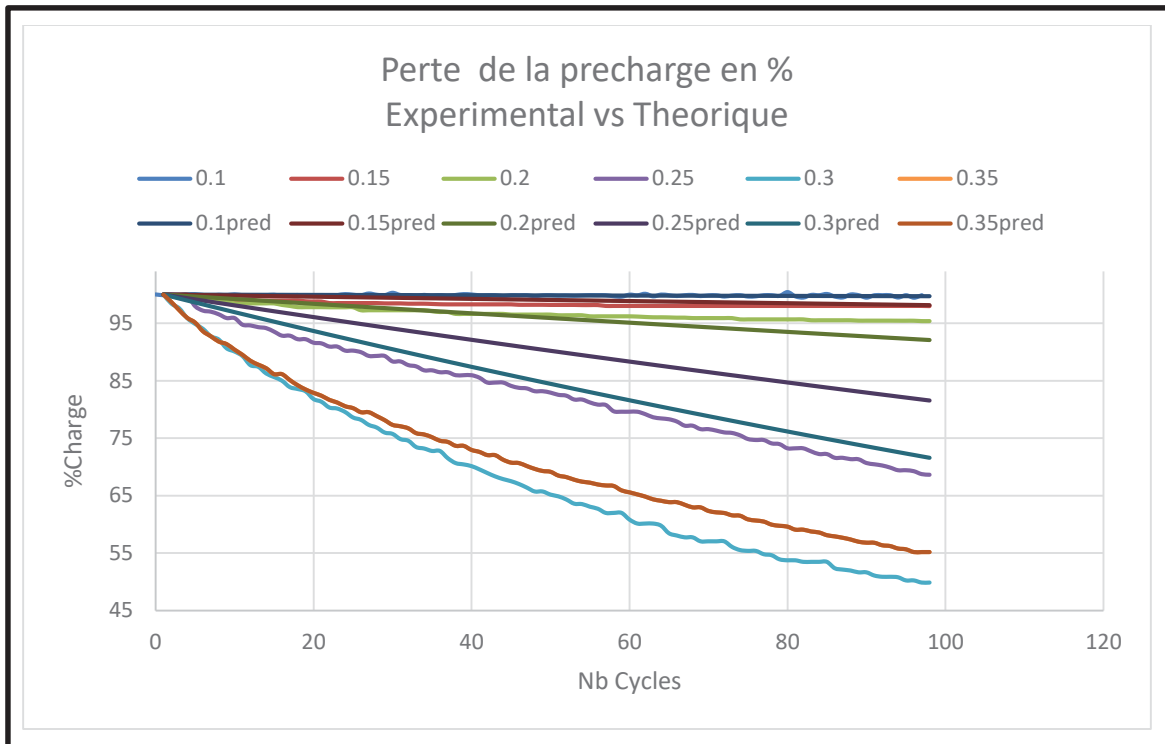


Figure 4.17 Comparaison entre valeurs expérimentales et prédites par le modèles empirique de la perte de précharge(8mm-10kN)

4.10 Conclusion

La comparaison entre les prédictions du modèle et les mesures expérimentales réalisée au nombre de cycles de référence $N = 47$ met en évidence un bon accord pour les faibles amplitudes de déplacement. Pour l'amplitude de 0,1, la perte de précharge mesurée expérimentalement demeure quasi nulle, s'établissant à seulement 0,06 % de la valeur initiale. Dans ce régime stable, les deux méthodes prédictives A et B fournissent des estimations de perte de précharge pratiquement identiques à la mesure expérimentale, avec une erreur absolue de seulement 0,02 point de pourcentage. Cette excellente concordance valide la capacité du modèle à prédire correctement le comportement dans le régime où aucun desserrage significatif ne se produit.

En revanche, pour l'amplitude plus élevée de 0,3 po, un écart notable apparaît entre les prédictions et les mesures. L'essai expérimental indique une perte de précharge importante

d'environ 33,5 % après 47 cycles, témoignant d'un processus de desserrage actif. Or, les méthodes A et B prédisent toutes deux une perte nettement plus faible, de l'ordre de 13,5 % à 13,9 % respectivement, conduisant à un écart d'environ 20 points de pourcentage avec la réalité expérimentale. Cette sous-estimation significative indique que le modèle ne capture pas entièrement l'accélération du phénomène de desserrage qui se produit aux amplitudes élevées.

L'analyse globale des résultats de validation sur l'ensemble des configurations testées montre que, pour les amplitudes les plus élevées, l'erreur de prédiction peut atteindre environ 20 % dans les cas les plus défavorables, comme celui présenté ci-dessus. Toutefois, pour la majorité des configurations situées dans des régimes intermédiaires, le modèle présente une erreur comprise entre 10 % et 15 %, ce qui demeure acceptable pour ce type d'application prédictive en ingénierie mécanique, compte tenu de la complexité inhérente au phénomène d'auto-desserrage et de la dispersion naturelle des résultats expérimentaux.

Malgré ces résultats globalement encourageants qui démontrent la faisabilité de l'approche par de confirmation des équations par la puissance de calcul de l'IA, pour la prédiction de l'auto-desserrage, plusieurs améliorations du modèle s'avèrent nécessaires pour en accroître la précision et la fiabilité. Premièrement, la collecte de données expérimentales plus précises et plus cohérentes constitue une priorité. L'utilisation de capteurs de mesure dotés d'une résolution et d'une stabilité accrues permettrait de réduire les incertitudes sur les paramètres d'entrée du modèle. Deuxièmement, le paramètre K de la formulation mathématique, qui représente la vitesse de perte de précharge par cycle, devrait faire l'objet d'une attention particulière. Dans la configuration actuelle du banc d'essai, ce paramètre ne peut être considéré comme strictement constant en raison des limitations de précision du dispositif expérimental, notamment au niveau du contrôle de l'amplitude et de la fréquence des sollicitations. L'amélioration du système de motorisation et de contrôle recommandée précédemment permettrait d'obtenir des conditions d'essai plus stables et reproductibles, conduisant à une meilleure estimation de ce paramètre critique et, par conséquent, à une amélioration de la performance prédictive du modèle.

Dans un souci de clarté et de lisibilité, nous avons choisi de ne présenter dans cette section que quatre configurations jugées représentatives. L'intégralité des graphiques relatifs aux essais d'auto-desserrage est disponible en annexe.

CONCLUSION

Sous sollicitations cycliques transversales, l'auto-desserrage des assemblages boulonnés représente un défi majeur pour la fiabilité des structures mécaniques dans de nombreux secteurs industriels. Cette recherche visait à caractériser l'influence spécifique de l'amplitude des déplacements et de la rigidité de l'assemblage sur ce phénomène, deux paramètres encore insuffisamment documentés dans la littérature scientifique malgré leur importance pratique. Pour atteindre cet objectif, une approche expérimentale rigoureuse a été développée et présentée au chapitre 3. Cette méthodologie permet de soumettre les assemblages à des charges cycliques transversales d'amplitudes contrôlées tout en mesurant simultanément les paramètres clés du comportement mécanique. Les données de précharge, de rotation relative du boulon et de l'écrou, de force transversale appliquée et de déplacement relatif entre les plaques ont été systématiquement collectées tout au long des essais grâce à un système d'acquisition automatisé.

Les résultats obtenus, analysés avec l'assistance de techniques d'intelligence artificielle, révèlent clairement une relation non linéaire entre l'amplitude des sollicitations et le comportement d'auto-desserrage de l'assemblage. Trois régimes distincts ont été identifiés au cours de cette étude. Le premier régime, qualifié de stable, correspond aux faibles amplitudes qui ne provoquent pas de desserrage significatif, la précharge demeurant essentiellement constante. Le deuxième régime, qualifié d'intermédiaire, est caractérisé par des amplitudes moyennes induisant un processus de desserrage accéléré et progressif. Enfin, le troisième régime correspond aux amplitudes élevées, où la perte de précharge devient rapide et prononcée, conduisant potentiellement à une défaillance de l'assemblage. L'analyse et le traitement statistique des données expérimentales ont permis d'établir un modèle empirique reliant l'amplitude du déplacement au taux de perte de précharge, offrant ainsi un outil prédictif potentiellement utile pour les ingénieurs lors de la phase de conception. De plus, l'étude a permis de quantifier le nombre de cycles nécessaires pour atteindre un niveau critique de desserrage en fonction de la configuration testée, information essentielle pour l'établissement de stratégies de maintenance préventive.

Cette recherche apporte des contributions significatives à la compréhension du phénomène d'auto-desserrage sous plusieurs aspects. Sur le plan scientifique, elle enrichit les connaissances existantes en quantifiant précisément l'effet combiné de l'amplitude et de la rigidité, deux paramètres dont l'interaction était souvent négligée dans les études antérieures qui se concentraient généralement sur un seul facteur à la fois. Sur le plan pratique, les résultats expérimentaux obtenus permettent d'envisager de nouvelles approches de conception visant à améliorer la résistance intrinsèque à l'auto-desserrage, notamment par l'optimisation de la rigidité des assemblages ou par l'intégration judicieuse de dispositifs anti-desserrage adaptés aux conditions de service.

Néanmoins, certaines limites méthodologiques doivent être soulignées pour contextualiser la portée des résultats. Les essais ont été réalisés sur un seul type de boulon de classe 8.8 dans des conditions de laboratoire strictement contrôlées, ce qui peut limiter la généralisation directe des conclusions à d'autres configurations. Plusieurs paramètres potentiellement influents n'ont pas été explorés dans le cadre de cette étude, tels que l'effet de variations de température ambiante, l'utilisation de différents types de dispositifs anti-desserrage au-delà des rondelles plates standards employées, ou encore l'effet de sollicitations combinées associant charges transversales et axiales. De plus, les charges appliquées étaient exclusivement de nature transversale, alors que les conditions réelles d'utilisation peuvent impliquer des sollicitations plus complexes.

Ces limites identifiées ouvrent néanmoins des perspectives intéressantes et stimulantes pour la poursuite des travaux de recherche dans ce domaine. Il serait particulièrement pertinent d'explorer une gamme plus large de paramètres expérimentaux et de tester systématiquement différents types de dispositifs anti-desserrage afin de mieux comprendre le comportement de l'auto-desserrage dans des conditions optimisées visant à le retarder ou à le prévenir. Par ailleurs, l'utilisation de capteurs dotés d'une résolution encore supérieure et la réalisation d'essais sur des durées plus longues permettraient d'établir des équations prédictives plus fiables et applicables à un éventail plus large de situations industrielles. L'exploitation

d'algorithmes de lissage plus performants et spécialisés dans l'analyse de données expérimentales contribuerait également à faciliter le traitement des données collectées et à réduire les incertitudes d'analyse inhérentes aux méthodes actuelles. Enfin, le développement

RECOMMANDATIONS

Les recommandations formulées dans cette section s'articulent autour de deux axes principaux en cohérence avec les limites identifiées dans cette recherche. Le premier axe concerne l'amélioration des conditions expérimentales en laboratoire afin d'accroître la fiabilité et la précision des mesures. Le second axe porte sur l'exploration de configurations plus vastes et diversifiées permettant d'obtenir des données plus variées et ainsi d'approfondir la compréhension du phénomène d'auto-desserrage dans différentes conditions d'utilisation.

Recommandations concernant le dispositif expérimental.

Plusieurs améliorations du banc d'essai sont nécessaires pour accroître la fiabilité et la précision des mesures expérimentales. Premièrement, le système de motorisation actuel nécessite une amélioration substantielle. Le moteur qui génère le mouvement transversal cyclique s'est révélé insuffisamment puissant lors des essais, particulièrement pour les configurations présentant une rigidité élevée ou une précharge importante. De plus, le réglage de la fréquence d'oscillation n'offre pas la fiabilité requise pour garantir des conditions expérimentales parfaitement reproductibles, ce qui compromet la qualité et la cohérence des données collectées. Un remplacement par un moteur plus performant, doté d'un système de contrôle électronique précis et stable, est fortement recommandé pour les travaux futurs.

Deuxièmement, une calibration rigoureuse et une harmonisation des systèmes de mesure s'imposent. Comme mentionné au chapitre 2, une différence notable a été observée entre le réglage du déplacement sur le système de came et les mesures effectuées par le capteur LVDT via le logiciel LabVIEW. Bien qu'une procédure de calibration ait été mise en place pour cette étude, une refonte complète du système permettrait d'éliminer cette source d'incertitude à la source. Par ailleurs, l'unité de mesure utilisée pour le réglage sur la came est exprimée en incréments tandis que le logiciel LabVIEW enregistre les données en millimètres, nécessitant ainsi une conversion systématique qui constitue une source potentielle d'erreur. L'harmonisation des unités de mesure sur l'ensemble du système faciliterait grandement l'acquisition, le traitement et l'interprétation des données expérimentales.

Troisièmement, l'installation d'un capteur magnétique de comptage des cycles doté d'une sensibilité accrue permettrait d'étendre la gamme expérimentale accessible. Le capteur

magnétique actuellement installé sur le banc d'essai ne détecte les déplacements qu'à partir d'un certain seuil d'amplitude, limitant ainsi l'exploration systématique des faibles amplitudes qui correspondent pourtant à des conditions réelles d'utilisation fréquentes. L'acquisition d'un capteur plus sensible et précis permettrait d'étendre la gamme de déplacements mesurables vers les amplitudes inférieures et d'enrichir significativement l'analyse du phénomène dans cette zone critique.

Enfin, l'acquisition et l'utilisation systématique d'une clé dynamométrique électronique calibrée améliorerait considérablement la reproductibilité des essais. Un tel instrument permettrait d'appliquer un couple de serrage exact et parfaitement reproductible d'un essai à l'autre, garantissant ainsi une précharge initiale précise et des résultats plus fiables, plus cohérents et plus représentatifs des conditions réelles d'assemblage rencontrées dans l'industrie.

Recommandations concernant la portée des essais

Les essais réalisés dans le cadre de cette recherche ont été effectués sur des configurations nécessairement restreintes par les contraintes de temps et de ressources inhérentes à un projet de maîtrise. La variation des paramètres s'est principalement concentrée sur l'épaisseur des plaques assemblées, l'amplitude du déplacement transversal et la précharge initiale. Plusieurs axes d'exploration complémentaires méritent d'être développés dans les travaux futurs pour élargir la compréhension du phénomène.

Premièrement, il serait particulièrement pertinent d'évaluer systématiquement l'efficacité de différents types de dispositifs anti-desserrage disponibles sur le marché. Cette étude pourrait inclure les rondelles frein de type Nord-Lock, les rondelles éventail, les écrous auto-freinants à insert nylon, les frein-filets liquides ou encore les systèmes de blocage mécanique. Une telle investigation permettrait d'analyser leur efficacité respective dans la résistance à l'auto-desserrage sous différentes conditions de chargement et de mieux comprendre les mécanismes physiques par lesquels ces dispositifs limitent ou préviennent le desserrage.

Deuxièmement, une diversification des types de sollicitations appliquées enrichirait considérablement la compréhension du phénomène. Les sollicitations étudiées dans cette recherche étaient exclusivement de nature transversale et cyclique. L'évaluation d'autres types de sollicitations, telles que les vibrations axiales, les chargements combinés associant composantes transversales et axiales, les sollicitations de torsion ou encore les chocs répétés, permettrait d'obtenir une vision plus complète et plus représentative des conditions réelles auxquelles sont soumis les assemblages boulonnés dans diverses applications industrielles.

Troisièmement, la variation systématique des caractéristiques intrinsèques du boulon constituerait un axe de recherche prometteur. Le montage utilisé dans cette étude comportait exclusivement un boulon de type M12×1,75 de classe de résistance 8.8. Il serait instructif d'étudier l'impact de différentes dimensions de boulons couvrant une gamme plus large de diamètres nominaux, de différents grades de résistance mécanique, de différents types de revêtements de surface ainsi que de différents pas de filetage sur le comportement d'auto-desserrage et sur les seuils critiques identifiés.

Enfin, l'extension de la gamme des paramètres de rigidité et de géométrie explorés permettrait de consolider et de généraliser les conclusions établies. L'exploration d'une gamme plus étendue d'épaisseurs de plaques, l'utilisation de matériaux présentant des modules d'élasticité différents, la variation du nombre de plaques assemblées ou encore l'étude de configurations géométriques plus complexes enrichiraient significativement la base de données expérimentales. Ces données supplémentaires permettraient de valider plus robustement les modèles prédictifs et l'IA permettrait d'être encore plus rapide dans les calculs et nous ferai gagner en temps dans le choix de la meilleure équation, d'affiner les équations empiriques proposées et d'étendre leur domaine d'applicabilité à un éventail plus large de configurations industrielles.

ANNEXE I

CODE EN PYTHON POUR LE CALCUL NUMERIQUE DE LA PERTE DE LA PRECHARGE (EXECUTABLE SUR GOOGLE COLAB)

```
# -*- coding: utf-8 -*-
"""
APP DESKTOP - Prédiction perte de précharge (Méthodes A & B)
Interface graphique Tkinter pour Visual Studio / Windows

Version : Kj corrigés + coefficients réajustés (refit)
"""

import math
import tkinter as tk
from tkinter import ttk, messagebox
import matplotlib.pyplot as plt

# =====
# 1) COEFFICIENTS DES MODÈLES (REAJUSTÉS AVEC Kj CORRIGÉS)
# =====

# Méthode A :  $\ln(k) = b_0 + b_1 \cdot A + b_2 \cdot A^2 + b_3 \cdot \ln(F_0) + b_4 \cdot \ln(Kj) + b_5 \cdot \ln(R)$ 
#  $R = |F_t|_{\text{moy}} / F_0$ 
COEF_A = {
    'b0': 17.055008929209,
    'b1': 53.216349595238,
    'b2': -86.716690477689,
    'b3': -2.517159215740,
    'b4': -0.565174162673,
    'b5': 0.528788050566
}

# Méthode B :  $\ln(k) = c_0 + c_1 \cdot A + c_2 \cdot A^2 + c_3 \cdot \ln(F_0) + c_4 \cdot \ln(Kj)$ 
COEF_B = {
    'c0': 20.927763473083,
    'c1': 62.648118710567,
    'c2': -100.093071168156,
    'c3': -2.747324688345,
    'c4': -0.853139294635
}

# =====
```

```

# 2) RIGIDITÉS Kj (N/mm) CORRIGÉES SELON TON TABLEAU
# =====
KJ_BY_THICKNESS = {
    6: 518_846.0,
    8: 455_683.0,
    10: 407_396.0,
    12: 369_017.0,
    14: 337_638.0,
}

MAX_CYCLES = 150

# =====
# 3) FONCTIONS DE CALCUL
# =====

def clamp(x, lo=0.0, hi=100.0):
    return max(lo, min(hi, x))

def loss_pct_from_k(k, n):
    return 100.0 * (1.0 - math.exp(-k * n))

def preload_from_k(F0, k, n):
    return F0 * math.exp(-k * n)

def predict_k_A(A_mm, F0_N, Kj_N_per_mm, Ft_mean_abs_N):
    if A_mm <= 0 or F0_N <= 0 or Kj_N_per_mm <= 0 or Ft_mean_abs_N <= 0:
        raise ValueError("A, F0, Kj et |Ft|moy doivent être > 0.")
    R = Ft_mean_abs_N / F0_N
    if R <= 0:
        raise ValueError("R = |Ft|moy/F0 doit être > 0.")

    b0, b1, b2, b3, b4, b5 = (
        COEF_A['b0'], COEF_A['b1'], COEF_A['b2'],
        COEF_A['b3'], COEF_A['b4'], COEF_A['b5']
    )
    ln_k = (
        b0 + b1*A_mm + b2*(A_mm**2)
        + b3*math.log(F0_N)
        + b4*math.log(Kj_N_per_mm)
        + b5*math.log(R)
    )

```

```

return math.exp(ln_k), R

def predict_k_B(A_mm, F0_N, Kj_N_per_mm):
    if A_mm <= 0 or F0_N <= 0 or Kj_N_per_mm <= 0:
        raise ValueError("A, F0 et Kj doivent être > 0.")

    c0, c1, c2, c3, c4 = (
        COEF_B['c0'], COEF_B['c1'], COEF_B['c2'],
        COEF_B['c3'], COEF_B['c4']
    )
    ln_k = (
        c0 + c1*A_mm + c2*(A_mm**2)
        + c3*math.log(F0_N)
        + c4*math.log(Kj_N_per_mm)
    )
    return math.exp(ln_k)

# =====
# 4) INTERFACE GRAPHIQUE TKINTER
# =====

class PreloadApp:
    def __init__(self, root):
        self.root = root
        self.root.title("🔧 Prédiction de perte de précharge – Assemblage
boulonné (Kj corrigés)")
        self.root.geometry("1000x700")

        # Variables
        self.method_var = tk.StringVar(value="A")
        self.A_var = tk.DoubleVar(value=0.30)
        self.F0_var = tk.DoubleVar(value=10000.0)
        self.thickness_var = tk.IntVar(value=6)
        self.manual_kj_var = tk.BooleanVar(value=False)
        self.Kj_var = tk.DoubleVar(value=KJ_BY_THICKNESS[6])
        self.Ft_var = tk.DoubleVar(value=3000.0)
        self.n_var = tk.IntVar(value=47)
        self.plot_preload_var = tk.BooleanVar(value=True)
        self.plot_loss_var = tk.BooleanVar(value=False)

        self.create_widgets()

    def create_widgets(self):
        # En-tête

```

```

header = tk.Label(
    self.root,
    text="🔧 Prédiction de perte de précharge – Assemblage boulonné ",
    font=("Arial", 14, "bold"),
    bg="#2c3e50",
    fg="white",
    pady=10
)
header.pack(fill=tk.X)

subtitle = tk.Label(
    self.root,
    text="Modèle cinétique :  $F(n)=F_0 \cdot \exp(-k \cdot n)$  |  $\Delta F\%(n)=100(1-\exp(-k \cdot n))$  – Kj corrigés + coefficients réajustés",
    font=("Arial", 9),
    fg="#555"
)
subtitle.pack()

# Frame principal
main_frame = tk.Frame(self.root)
main_frame.pack(fill=tk.BOTH, expand=True, padx=10, pady=10)

# Colonne gauche
left_frame = tk.LabelFrame(main_frame, text="Paramètres de configuration", font=("Arial", 10, "bold"))
left_frame.grid(row=0, column=0, sticky="nsew", padx=5, pady=5)

# Méthode
tk.Label(left_frame, text="Méthode :", font=("Arial", 9, "bold")).grid(row=0, column=0, sticky="w", padx=5, pady=5)
tk.Radiobutton(left_frame, text="Méthode A (avec force transversale)", variable=self.method_var, value="A", command=self.toggle_ft).grid(row=1, column=0, sticky="w", padx=20)
tk.Radiobutton(left_frame, text="Méthode B (sans force transversale)", variable=self.method_var, value="B", command=self.toggle_ft).grid(row=2, column=0, sticky="w", padx=20)

# Amplitude

```

```

        tk.Label(left_frame, text="Amplitude A (mm) :", font=("Arial",
9)).grid(row=3, column=0, sticky="w", padx=5, pady=5)
        ttk.Combobox(left_frame, textvariable=self.A_var, values=[0.10, 0.15,
0.20, 0.25, 0.30, 0.35],
                    state="readonly", width=15).grid(row=3, column=1, padx=5,
pady=5)

        # Précharge F0
        tk.Label(left_frame, text="Précharge F0 (N) :", font=("Arial",
9)).grid(row=4, column=0, sticky="w", padx=5, pady=5)
        tk.Entry(left_frame, textvariable=self.F0_var, width=17).grid(row=4,
column=1, padx=5, pady=5)

        # Épaisseur
        tk.Label(left_frame, text="Épaisseur plaque (mm) :", font=("Arial",
9)).grid(row=5, column=0, sticky="w", padx=5, pady=5)
        ttk.Combobox(left_frame, textvariable=self.thickness_var, values=[6, 8,
10, 12, 14],
                    state="readonly", width=15).grid(row=5, column=1, padx=5,
pady=5)
        self.thickness_var.trace("w", self.update_kj)

        # Kj manuel
        tk.Checkbutton(left_frame, text="Entrer Kj manuellement",
variable=self.manual_kj_var,
                    command=self.update_kj).grid(row=6, column=0,
columnspan=2, sticky="w", padx=5, pady=5)

        # Rigidité Kj
        tk.Label(left_frame, text="Rigidité Kj (N/mm) :", font=("Arial",
9)).grid(row=7, column=0, sticky="w", padx=5, pady=5)
        tk.Entry(left_frame, textvariable=self.Kj_var, width=17).grid(row=7,
column=1, padx=5, pady=5)

        # Force transversale
        self.ft_label = tk.Label(left_frame, text="|Ft| moyen (N) [Méthode A]
:", font=("Arial", 9))
        self.ft_label.grid(row=8, column=0, sticky="w", padx=5, pady=5)
        self.ft_entry = tk.Entry(left_frame, textvariable=self.Ft_var,
width=17)
        self.ft_entry.grid(row=8, column=1, padx=5, pady=5)

        # Colonne droite

```

```

        right_frame = tk.LabelFrame(main_frame, text="Calcul & visualisation",
font=("Arial", 10, "bold"))
        right_frame.grid(row=0, column=1, sticky="nsew", padx=5, pady=5)

        # Cycle n
        tk.Label(right_frame, text="Cycle n (0..150) :", font=("Arial",
9)).grid(row=0, column=0, sticky="w", padx=5, pady=5)
        tk.Spinbox(right_frame, from_=0, to=MAX_CYCLES,
textvariable=self.n_var, width=15).grid(row=0, column=1, padx=5, pady=5)

        # Options de tracé
        tk.Label(right_frame, text="Visualisation :", font=("Arial", 9,
"bold")).grid(row=1, column=0, colspan=2, sticky="w", padx=5, pady=10)
        tk.Checkbutton(right_frame, text="Tracer F(n) sur 0→150 cycles",
variable=self.plot_preload_var).grid(row=2, column=0, colspan=2,
sticky="w", padx=5)
        tk.Checkbutton(right_frame, text="Tracer aussi ΔF(n)",
variable=self.plot_loss_var).grid(row=3, column=0, colspan=2, sticky="w",
padx=5)

        # Boutons
        btn_frame = tk.Frame(right_frame)
        btn_frame.grid(row=4, column=0, colspan=2, pady=10)
        tk.Button(btn_frame, text="✓ Calculer", bg="#27ae60", fg="white",
font=("Arial", 10, "bold"),
command=self.calculate, width=12).pack(side=tk.LEFT, padx=5)
        tk.Button(btn_frame, text="↺ Réinitialiser", bg="#95a5a6", fg="white",
font=("Arial", 10),
command=self.reset, width=12).pack(side=tk.LEFT, padx=5)

        # Zone de résultats
        self.result_text = tk.Text(right_frame, height=15, width=60,
font=("Courier", 9))
        self.result_text.grid(row=5, column=0, colspan=2, padx=5, pady=5)

        # Configuration du grid
        main_frame.columnconfigure(0, weight=1)
        main_frame.columnconfigure(1, weight=2)
        main_frame.rowconfigure(0, weight=1)

        self.toggle_ft()

```

```

def toggle_ft(self):
    if self.method_var.get() == "A":
        self.ft_label.grid()
        self.ft_entry.grid()
    else:
        self.ft_label.grid_remove()
        self.ft_entry.grid_remove()

def update_kj(self, *args):
    if not self.manual_kj_var.get():
        thickness = self.thickness_var.get()
        self.Kj_var.set(KJ_BY_THICKNESS[thickness])

def reset(self):
    self.method_var.set("A")
    self.A_var.set(0.30)
    self.F0_var.set(10000.0)
    self.thickness_var.set(6)
    self.manual_kj_var.set(False)
    self.Kj_var.set(KJ_BY_THICKNESS[6])
    self.Ft_var.set(3000.0)
    self.n_var.set(47)
    self.plot_preload_var.set(True)
    self.plot_loss_var.set(False)
    self.result_text.delete(1.0, tk.END)
    self.toggle_ft()

def calculate(self):
    try:
        A = float(self.A_var.get())
        F0 = float(self.F0_var.get())
        Kj = float(self.Kj_var.get())
        n = int(self.n_var.get())

        notes = []
        if F0 < 1000:
            notes.append("F0 très faible : vérifie l'unité (N) / la
définition (moyenne cycles 1→5).")
        if Kj < 1e5 or Kj > 1e7:
            notes.append("Kj semble hors plage : vérifie l'unité (N/mm).")

        if self.method_var.get() == "A":
            Ft_mean = abs(float(self.Ft_var.get()))
            k, R = predict_k_A(A, F0, Kj, Ft_mean)

```

```

        if R < 0.02:
            notes.append("R très faible : excitation transversale faible
vs serrage.")
        if R > 1.0:
            notes.append("R > 1 : excitation très sévère (ou moyenne/pics
à vérifier).")
        else:
            k = predict_k_B(A, F0, Kj)
            R = None

F_n = preload_from_k(F0, k, n)
loss = clamp(loss_pct_from_k(k, n))

tau = (1.0 / k) if k > 0 else float("inf")
n50 = (math.log(2.0) / k) if k > 0 else float("inf")

# Affichage résultats
result = "=" * 50 + "\n"
result += "FICHE DE PRÉDICTION – AUTO-DESSERRAGE BOULONNÉ\n"
result += "=" * 50 + "\n"
result += f"Méthode : {'A (avec Ft)' if self.method_var.get()=='A'
else 'B (sans Ft)'}\n"
result += f"Entrées : A={A:.3f} mm | F0={F0:.2f} N | Kj={Kj:.,.0f}
N/mm | n={n}\n"
if self.method_var.get() == "A":
    result += f"          |Ft| moy={abs(float(self.Ft_var.get())):.2f}
N | R={R:.4f}\n"
    result += "-" * 50 + "\n"
    result += f"Constante k (1/cycle) : {k:.6e}\n"
result += f"Interprétation :  $\tau=1/k \approx$  {tau:.1f} cycles | n50={n50:.1f}
cycles\n"

    result += "-" * 50 + "\n"
    result += f"Résultats au cycle n={n}:\n"
    result += f"  Précharge prédite F(n) = {F_n:.4f} N\n"
    result += f"  Perte prédite  $\Delta F\%(n)$  = {loss:.2f} %\n"
    result += "=" * 50 + "\n"

if notes:
    result += "\n[Notes ingénieur]\n"
    for note in notes:
        result += f"• {note}\n"

```

```

self.result_text.delete(1.0, tk.END)
self.result_text.insert(1.0, result)

# Tracés
xs = list(range(0, MAX_CYCLES + 1))

if self.plot_preload_var.get():
    ysF = [preload_from_k(F0, k, i) for i in xs]
    plt.figure(figsize=(8, 5))
    plt.plot(xs, ysF, linewidth=2)
    plt.axvline(n, color='r', linestyle='--', label=f'n={n}')
    plt.xlabel("Cycles n")
    plt.ylabel("Précharge F(n) [N]")
    plt.title("Évolution prédite de la précharge (Kj corrigés)")
    plt.grid(True, alpha=0.3)
    plt.legend()
    plt.tight_layout()
    plt.show()

if self.plot_loss_var.get():
    ysL = [clamp(loss_pct_from_k(k, i)) for i in xs]
    plt.figure(figsize=(8, 5))
    plt.plot(xs, ysL, linewidth=2, color='orange')
    plt.axvline(n, color='r', linestyle='--', label=f'n={n}')
    plt.xlabel("Cycles n")
    plt.ylabel("Perte ΔF% [%]")
    plt.title("Évolution prédite de la perte de précharge (Kj
corrigés)")

    plt.grid(True, alpha=0.3)
    plt.legend()
    plt.tight_layout()
    plt.show()

except Exception as e:
    messagebox.showerror("Erreur", str(e))

# =====
# 5) LANCEMENT DE L'APPLICATION
# =====

if __name__ == "__main__":
    root = tk.Tk()
    app = PreloadApp(root)
    root.mainloop()

```


ANNEXE II

CALCUL DE SEVERITE

Pour un essai donne, on définit :

-Précharge retenue :

$$R(n) = 100 \frac{F(n)}{F_0} \quad (\%) \quad (\text{AII-1})$$

-Perte de précharge :

$$L(n) = 100 - R(n) = 100 \left(1 - \frac{F(n)}{F_0}\right) \quad (\%) \quad (\text{AII-2})$$

-Rotation cumulée :

$$Rc(n) = |\theta(n) - \theta(0)| \quad (^\circ) \quad (\text{AII-3})$$

$\Delta\theta < 0$: 6 mm tourne plus.

$\Delta\%F_0 > 0$: à N=98, la plaque 14 mm conserve plus de précharge que la 6 mm → donc 14 mm est “meilleure” dans ce cas.

$\Delta\%F_0 < 0$: la plaque 14 mm conserve moins de précharge → donc 6 mm est “meilleure”.

Exemple: $\Delta\%F_0 = +7$

→ 14 mm garde 7 points de $\%F_0$ en plus que 6 mm

$\Delta\%F_0 > 0$: à N=98, la plaque 14 mm conserve plus de précharge que la 6 mm → donc 14 mm est “meilleure” dans ce cas.

$\Delta\%F_0 < 0$: la plaque 14 mm conserve moins de précharge → donc 6 mm est “meilleure”.

Exemple : $\Delta\%F_0 = +7$

→ 14 mm garde 7 points de $\%F_0$ en plus que 6 mm

$\Delta\theta > 0$: 14 mm tourne plus → desserrage plus prononcé côté rotation.

$\Delta\theta < 0$: 6 mm tourne plus

ANNEXE III
CALCUL DES RIGIDITES

La valeur de la longueur utile L se calcule comme suit :

$$L_1 = (6\text{mm} * 2) + 4\text{mm} = 16\text{mm}$$

$$K_m = [2.0726 \left(\frac{W}{L}\right) + 0.6134] E_m * d_h$$

Après avoir déterminé toutes les variables nécessaires, le calcul de la rigidité des plaques se fait comme suit :

$$K_m(1) = [2.0726 \left(\frac{3.195}{16}\right) + 0.6134] * 206\,800\text{N/mm} * 13.5\text{mm} = 2\,777\,528\text{ N/mm}$$

La rigidite du boulon

$$L = L_p * L_r + 2 * 20\% \frac{H^2 d^2}{H} \quad (\text{AIII} - 1)$$

$$L_1 = 12 + 4 + 2 * 20\% \frac{7.95^2 * 12^2}{7.95} = 26,425\text{mm}$$

$$L_2 = 30,425\text{mm}$$

$$L_3 = 34,425\text{mm}$$

$$L_4 = 38,425\text{mm}$$

$$L_5 = 42,425\text{mm}$$

Le calcul de la rigidité du boulon s'effectue selon l'expression suivante :

$$K_{b1} = \frac{200000\text{N.mm} * 84,3\text{mm}^2}{26,425\text{mm}} = 638\,032,166\text{N/mm}$$

$$K_{b2} = 554\,149,540\text{N/mm}$$

$$K_{b3} = 489\,760,348\text{N/mm}$$

$$K_{b4} = 438\,776,837\text{N/mm}$$

$$K_{b5} = 397\,407,189\text{N/mm}$$

ANNEXE IV
GRAPHIQUE TESTS(5KN)

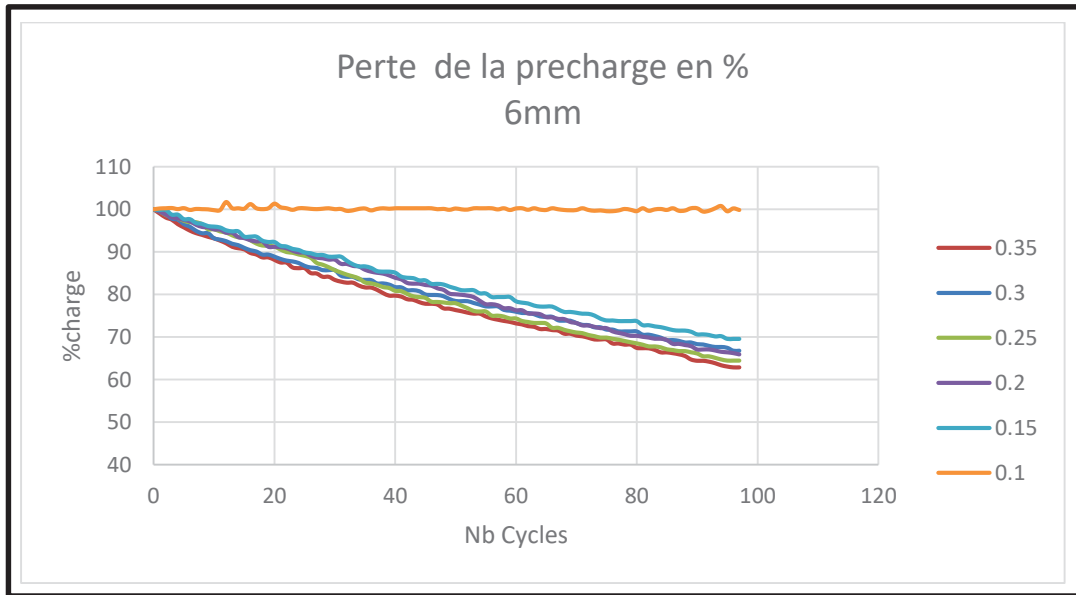


Figure AIV- 1 Perte de la précharge (5KN-6mm)

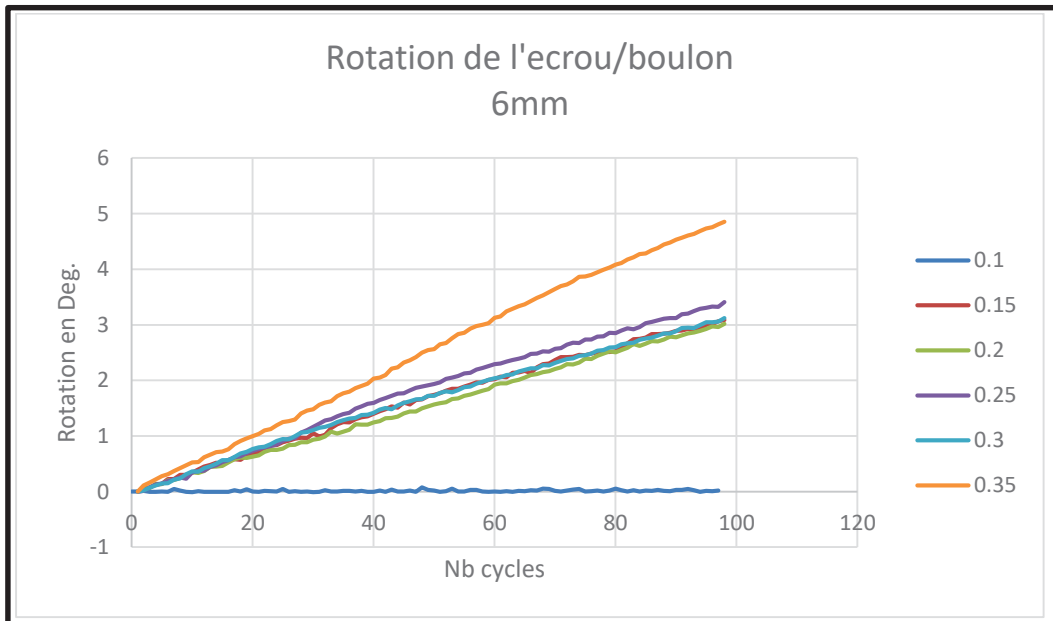


Figure AIV- 2 Évolution de la rotation boulon/écrou(5KN-6mm)

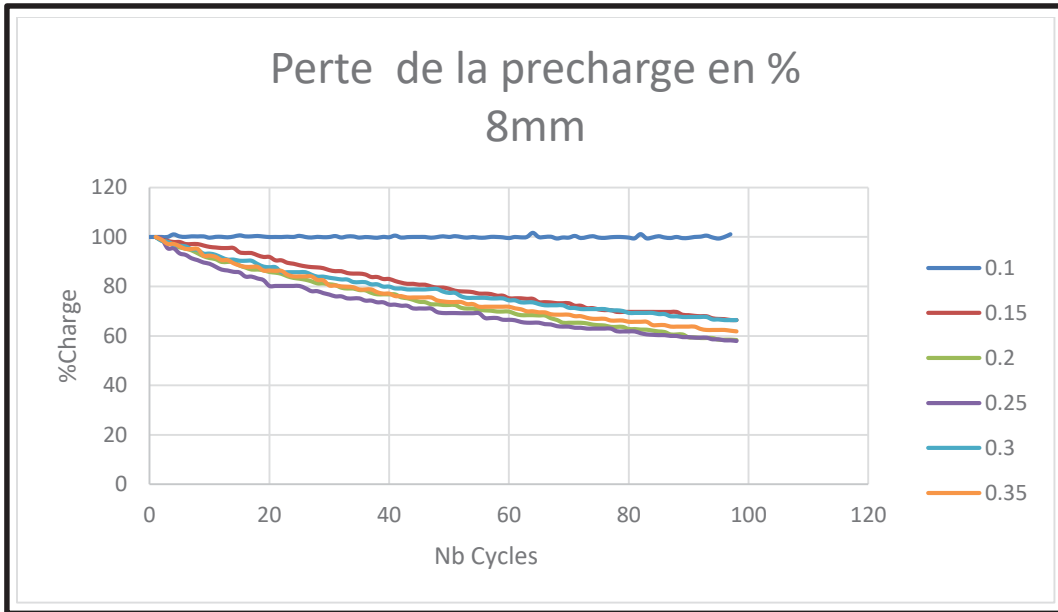


Figure AIV- 3 Perte de la précharge(5KN-8mm)

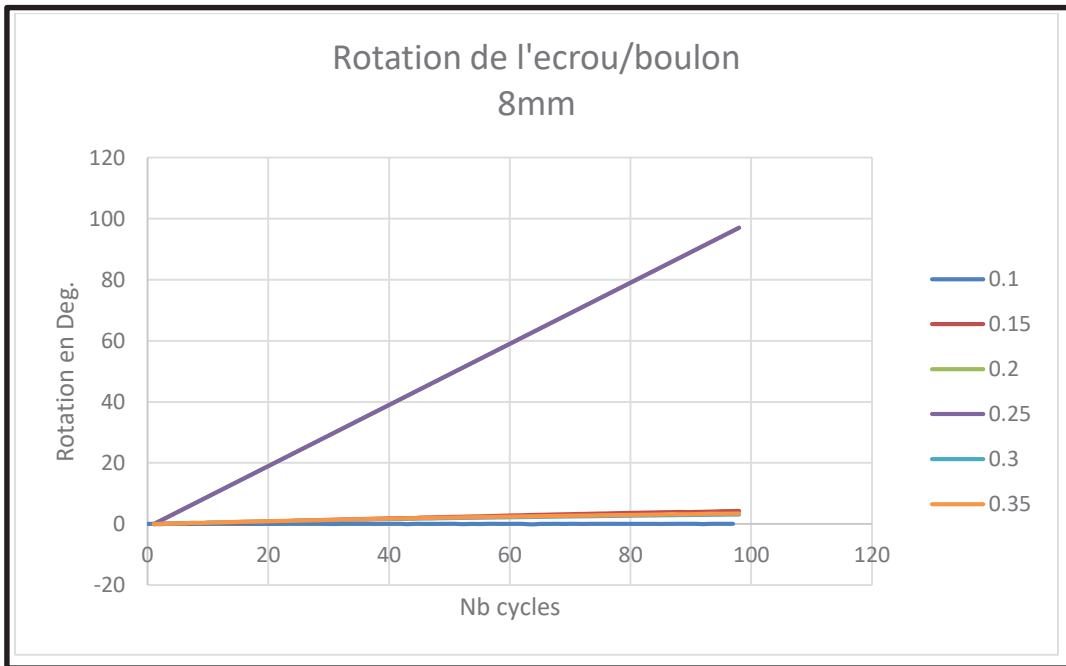


Figure AIV- 4 Évolution de la rotation boulon/écrou(5KN-8mm)

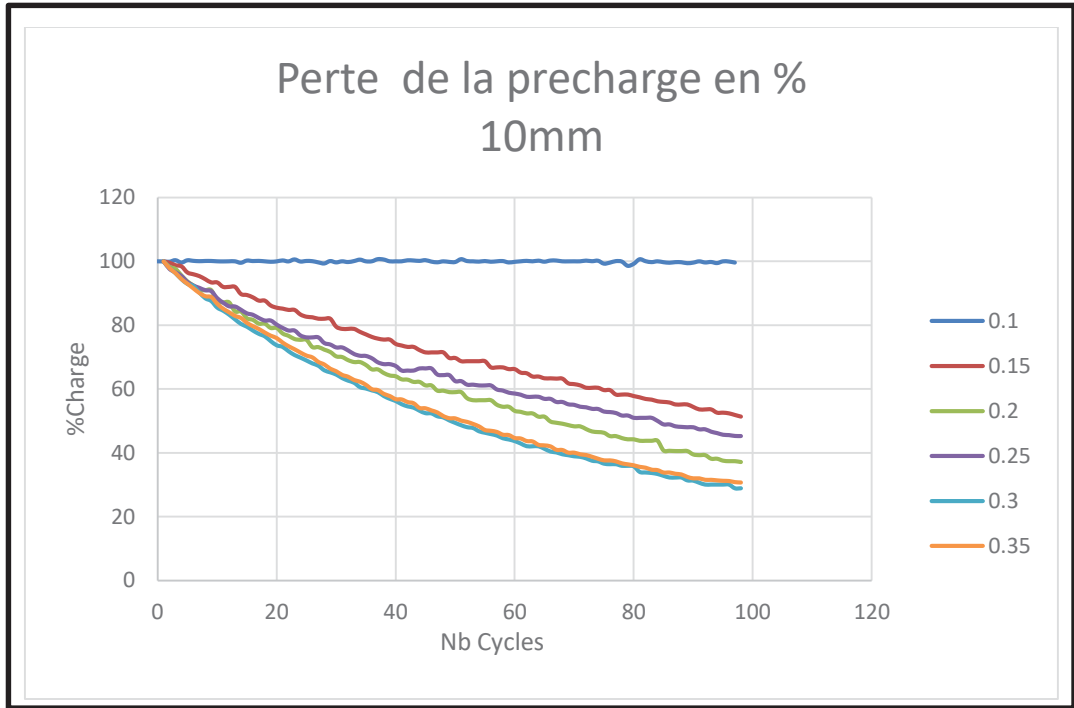


Figure AIV- 5 Perte de la précharge(5KN-10mm)

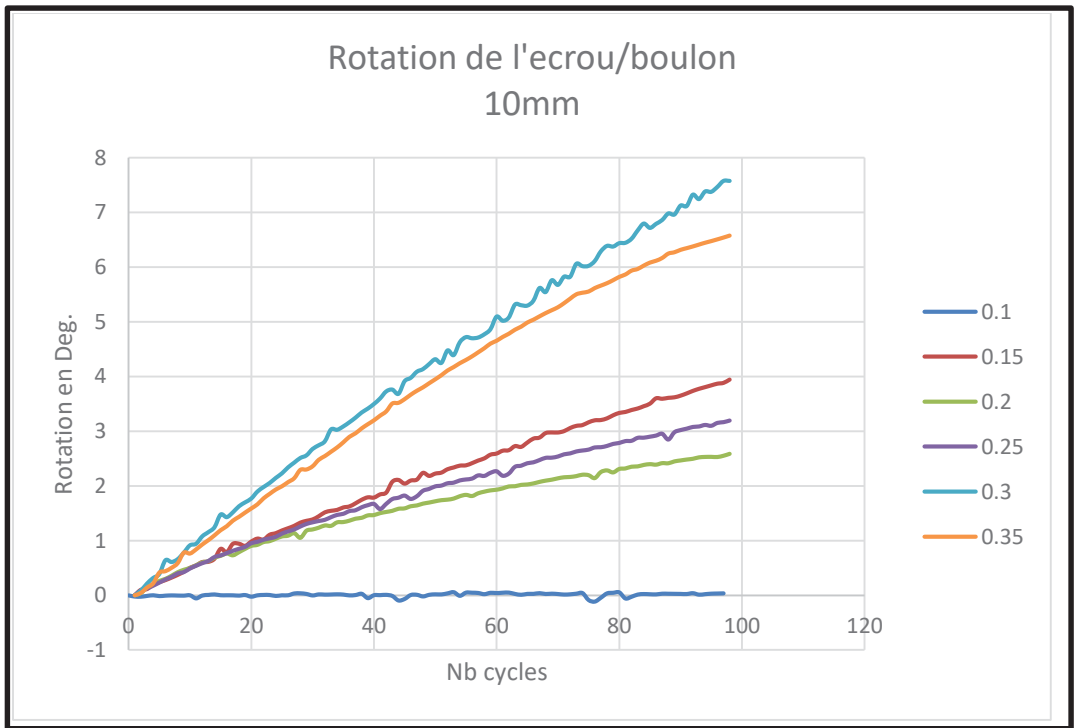


Figure AIV- 6 Évolution de la rotation boulon/écrou(5KN-12mm)

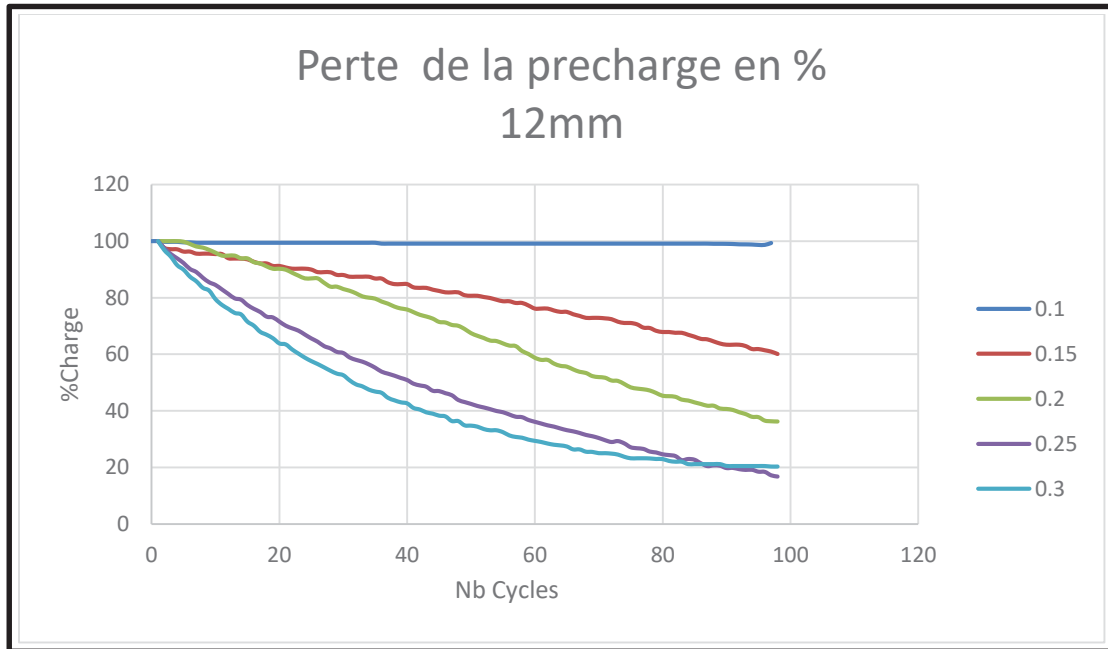


Figure AIV- 7 Perte de la précharge(5KN-12mm)

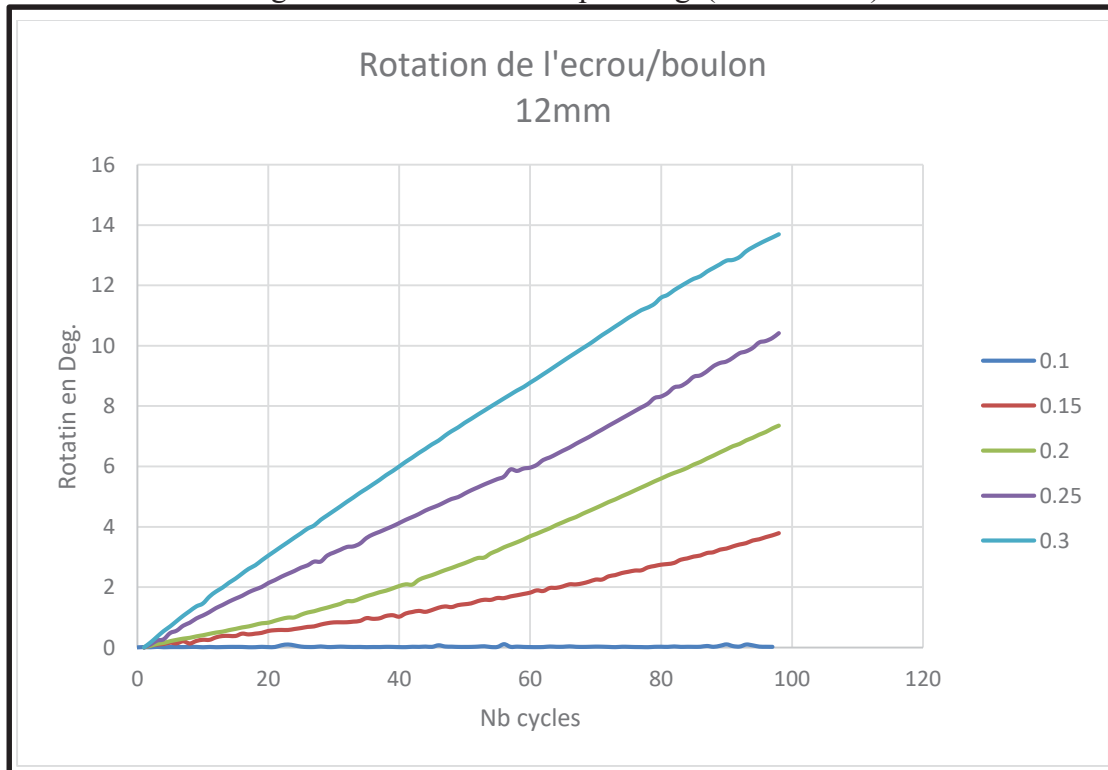


Figure AIV- 8 Évolution de la rotation boulon/écrou(5KN-12mm)

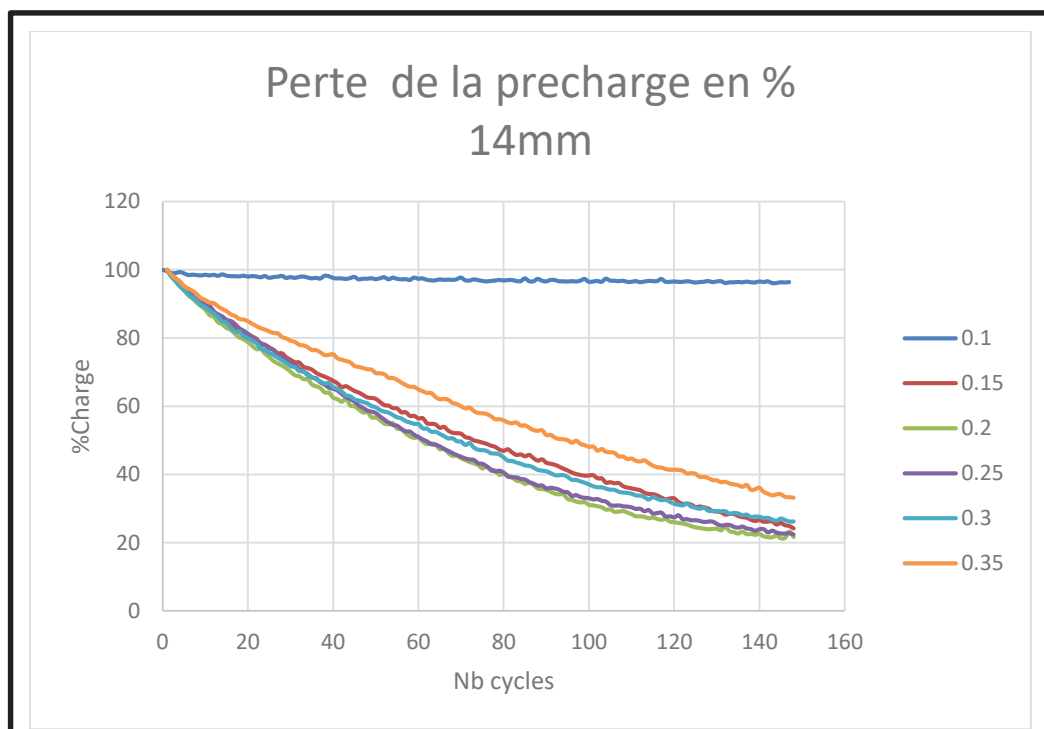


Figure AIV- 9 Perte de la précharge(5KN-14mm)

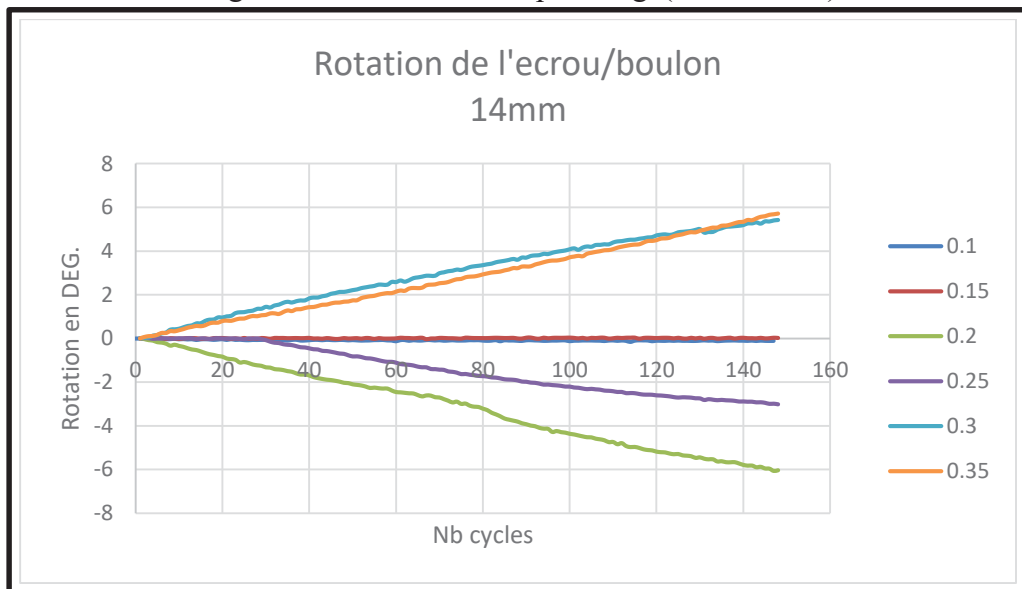


Figure AIV- 10 Évolution de la rotation boulon/écrou(5KN-14mm)

ANNEXE V
GRAPHIQUE TESTS(10KN)

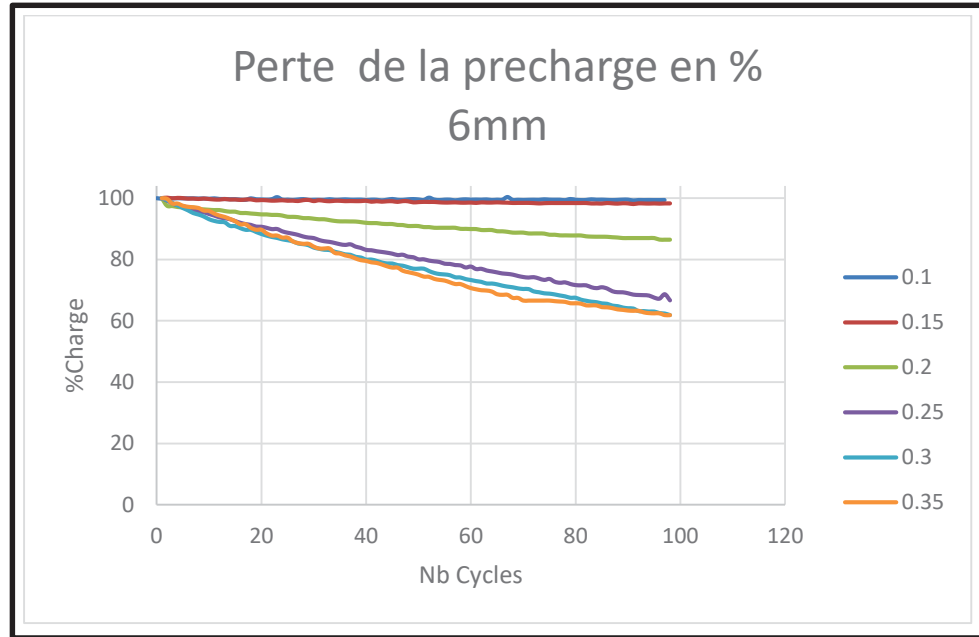


Figure AV- 1 Perte de la précharge(10KN-6mm)

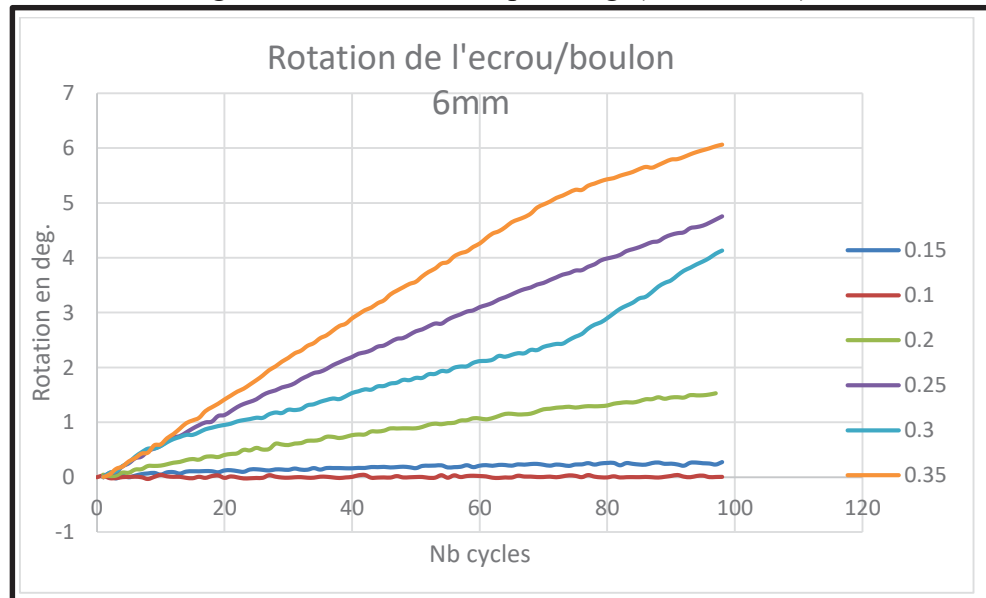


Figure AV- 2 Évolution de la rotation boulon/écrou(10KN-6mm)

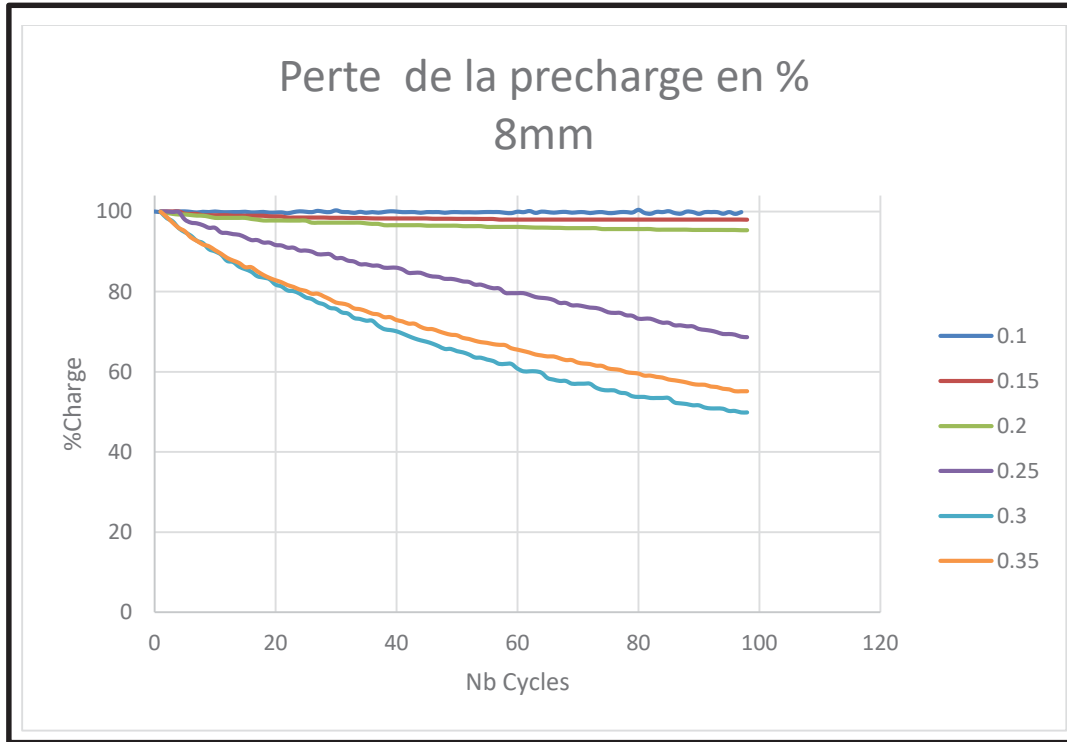


Figure AV- 3 Perte de la précharge(10KN-8mm)

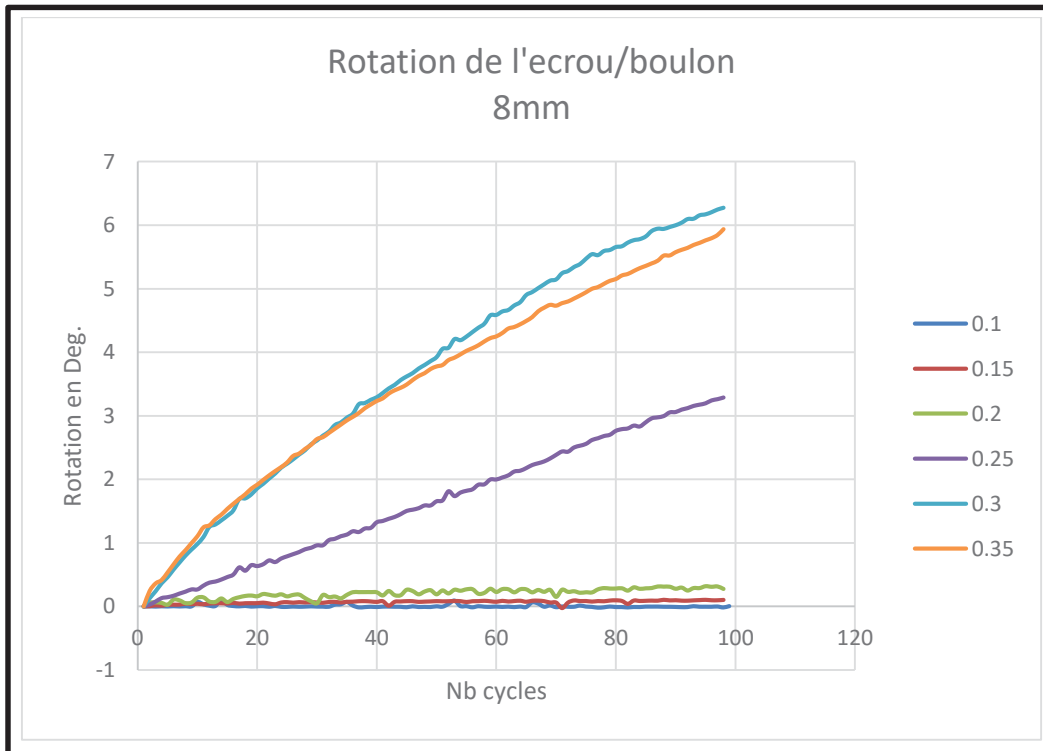


Figure AV- 4 Évolution de la rotation boulon/écrou(10KN-8mm)

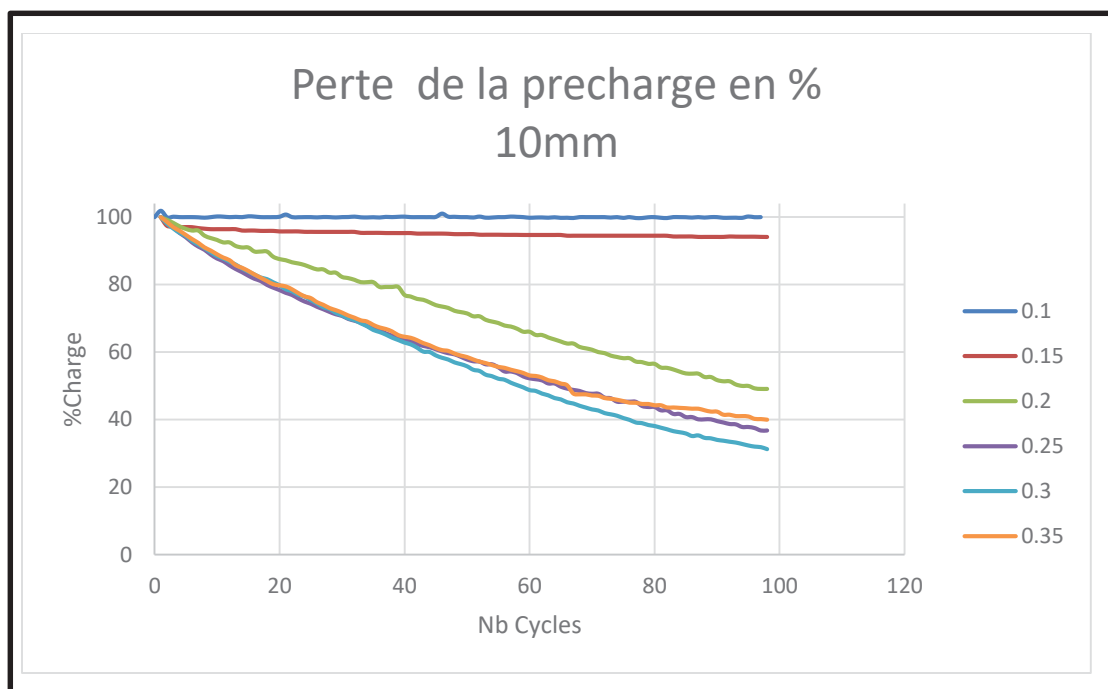


Figure AV- 5 Perte de la précharge(10KN-10mm)

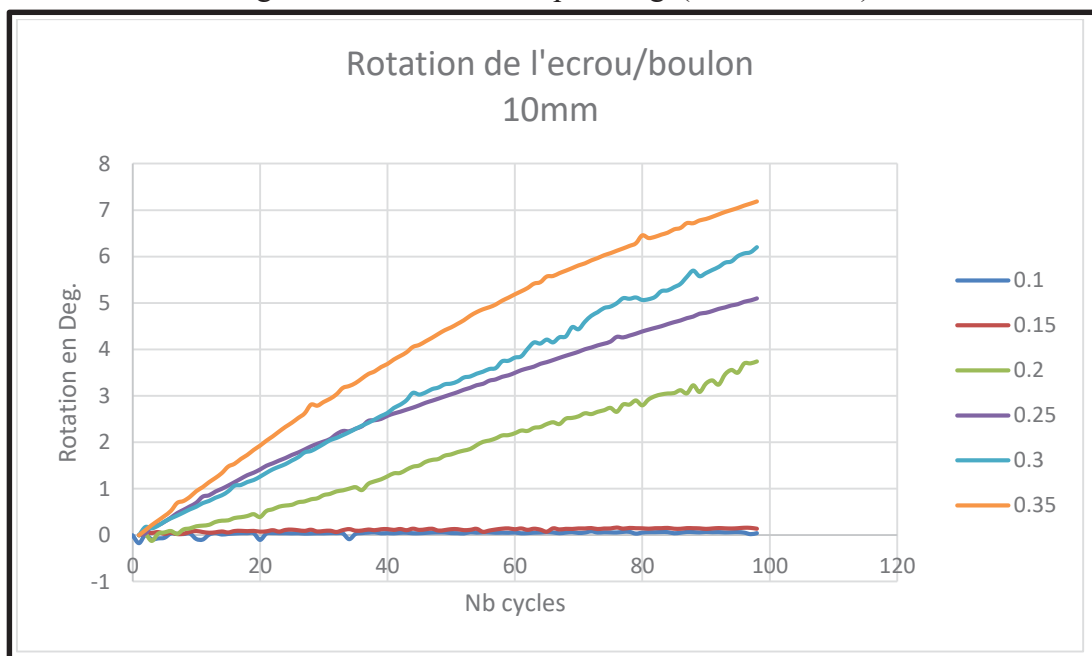


Figure AV- 6 Évolution de la rotation boulon/écrou(10KN-10mm)

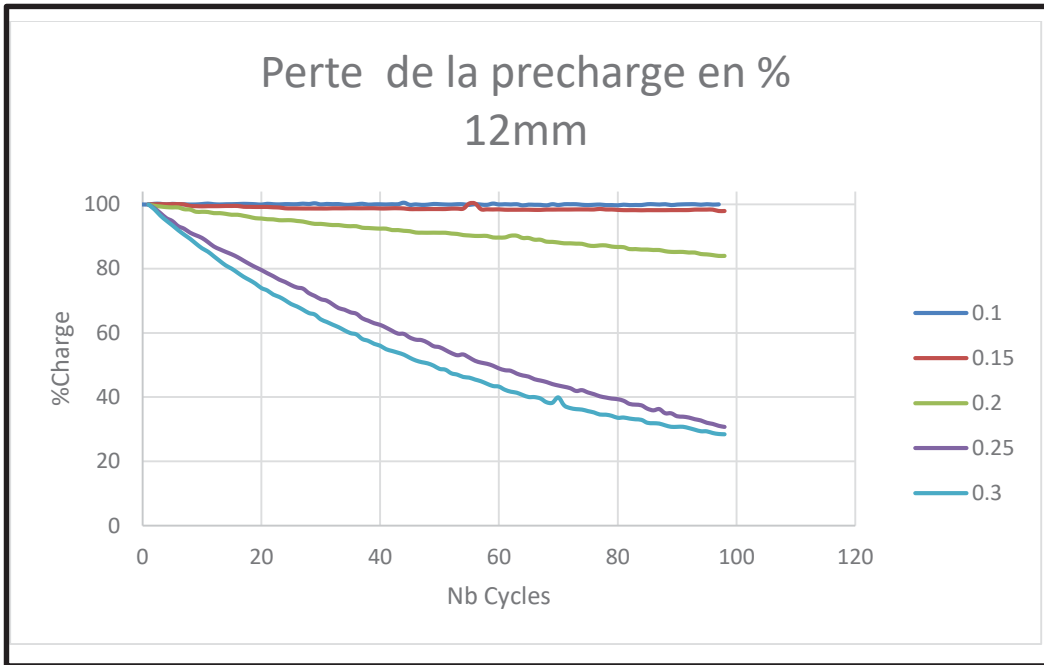


Figure AV- 7 Perte de la précharge(10KN-12mm)

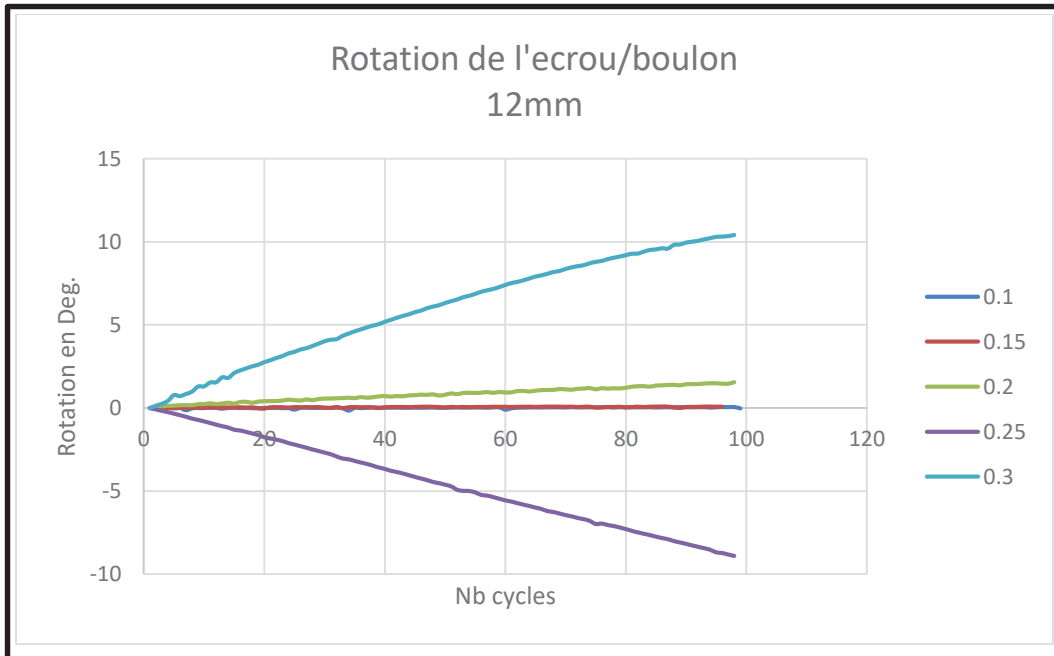


Figure AV- 8 Évolution de la rotation boulon/écrou(10KN-12mm)

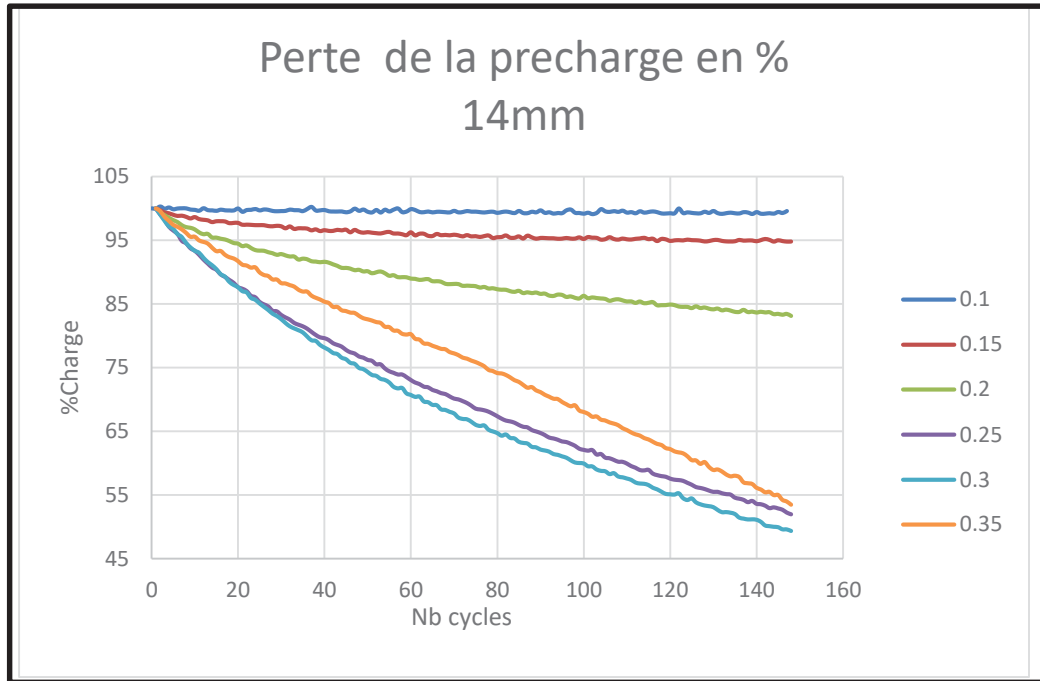


Figure AV- 9 Perte de la précharge(10KN-14mm)

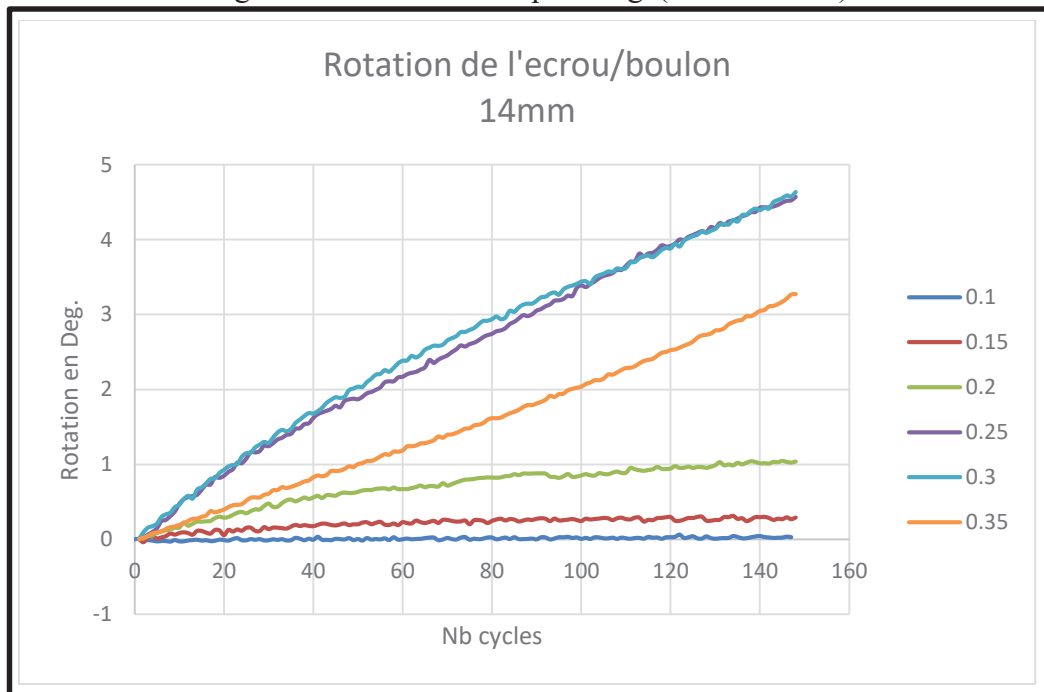


Figure AV- 10 Évolution de la rotation boulon/écrou(10KN-14mm)

ANNEXE VI
GRAPHIQUE TESTS(15KN)

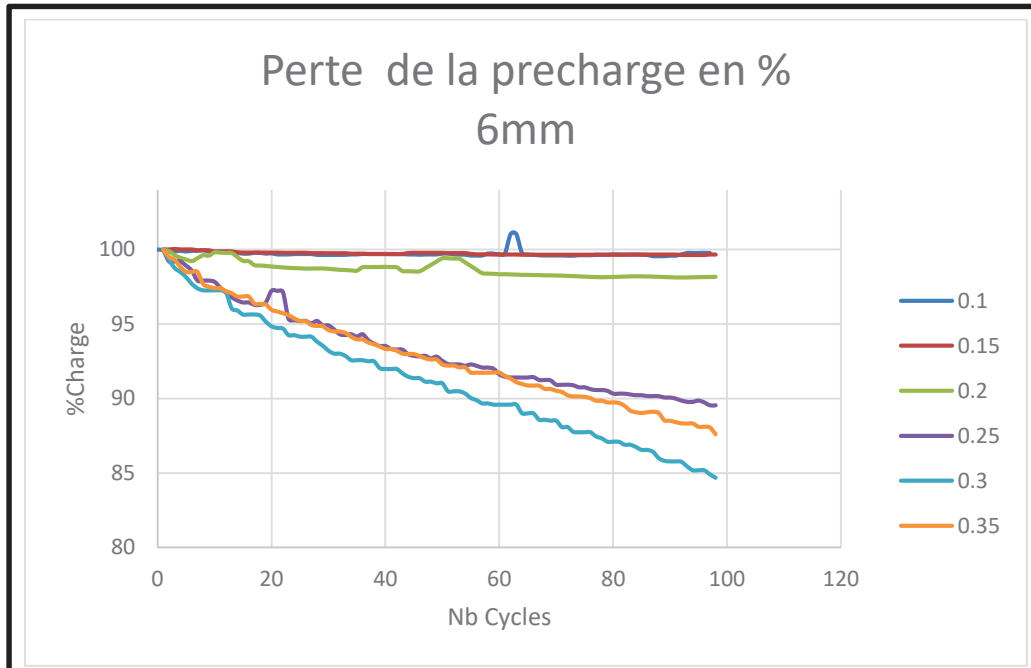


Figure AVI- 1 Perte de la précharge(15KN-6mm)

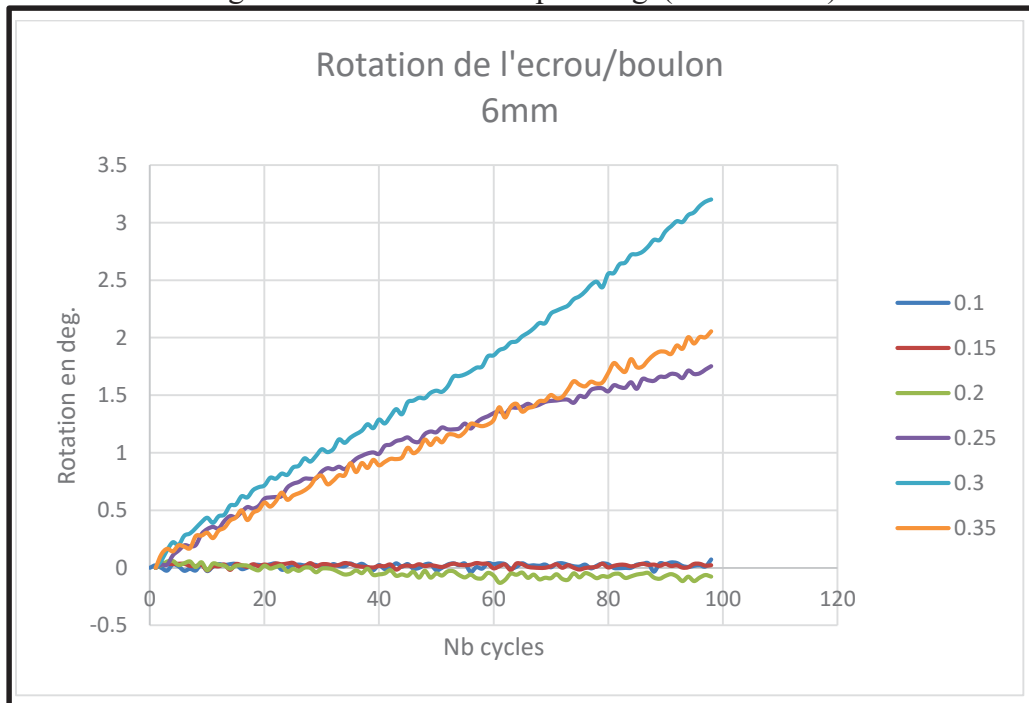


Figure AVI- 2 Évolution de la rotation boulon/écrou(15KN-6mm)

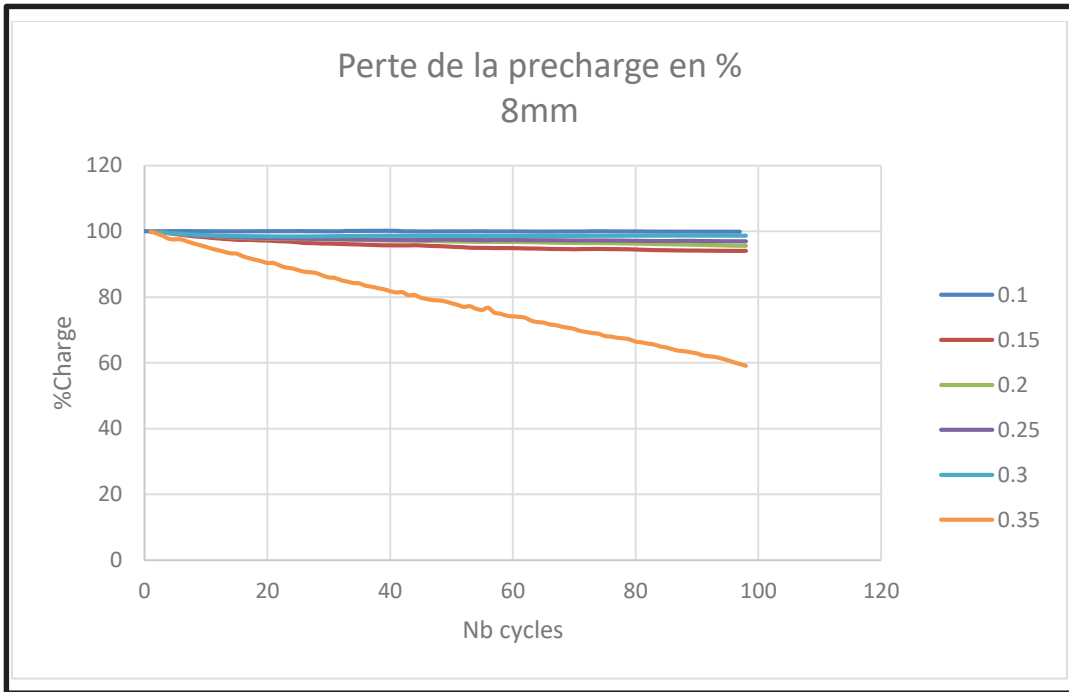


Figure AVI- 3 Perte de la précharge(15KN-8mm)

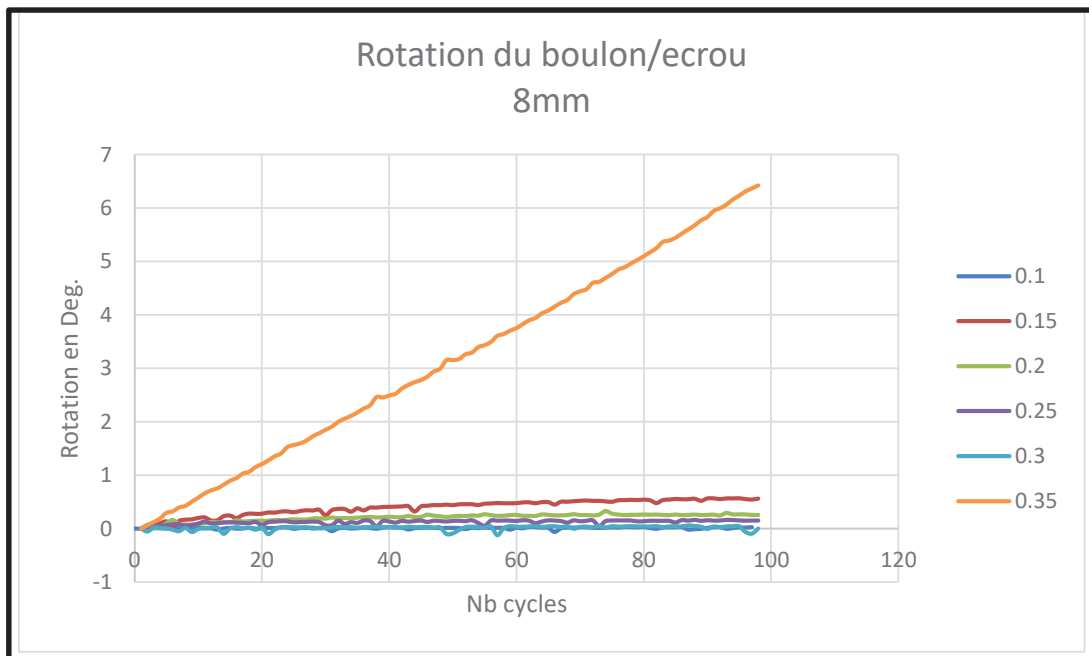


Figure AVI- 4 Évolution de la rotation boulon/écrou(15KN-8mm)

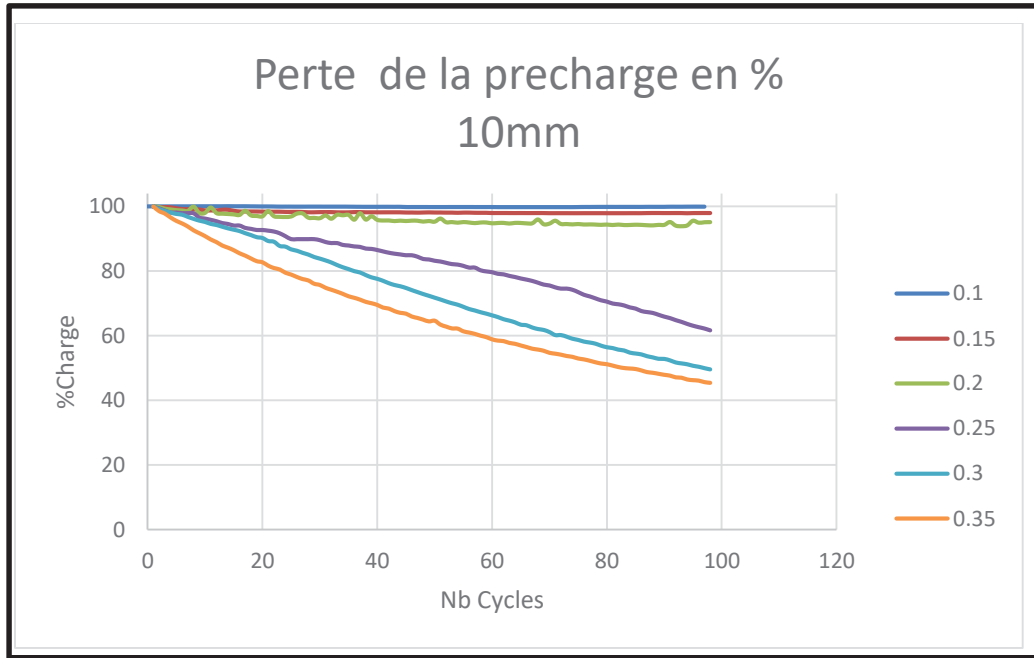


Figure AVI- 5 Perte de la précharge(15KN-10mm)

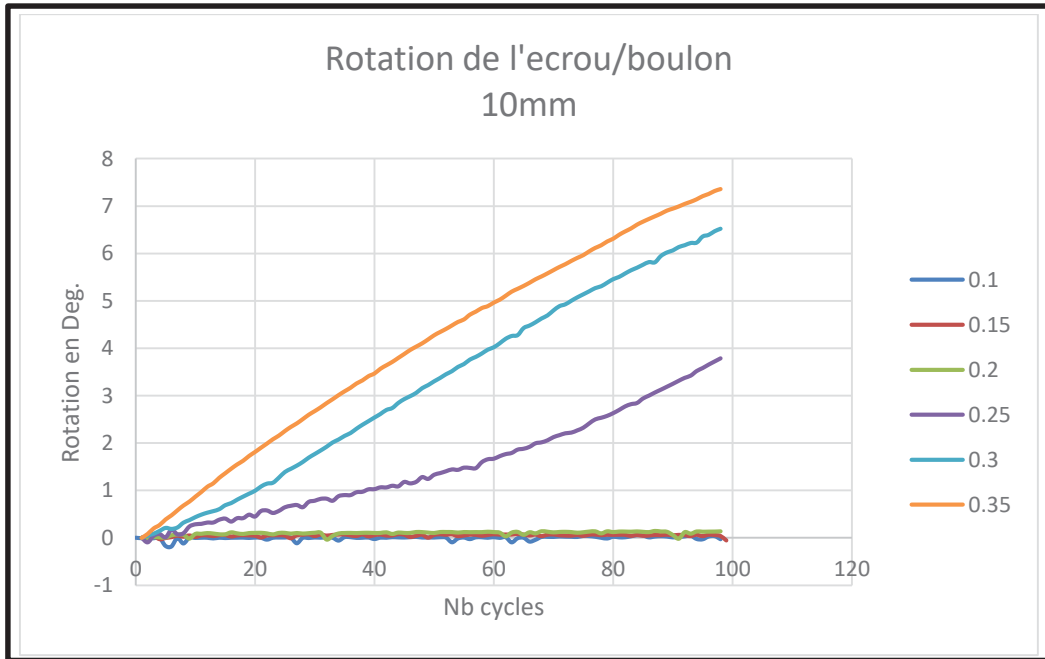


Figure AVI- 6 Évolution de la rotation boulon/écrou(15KN-10mm)

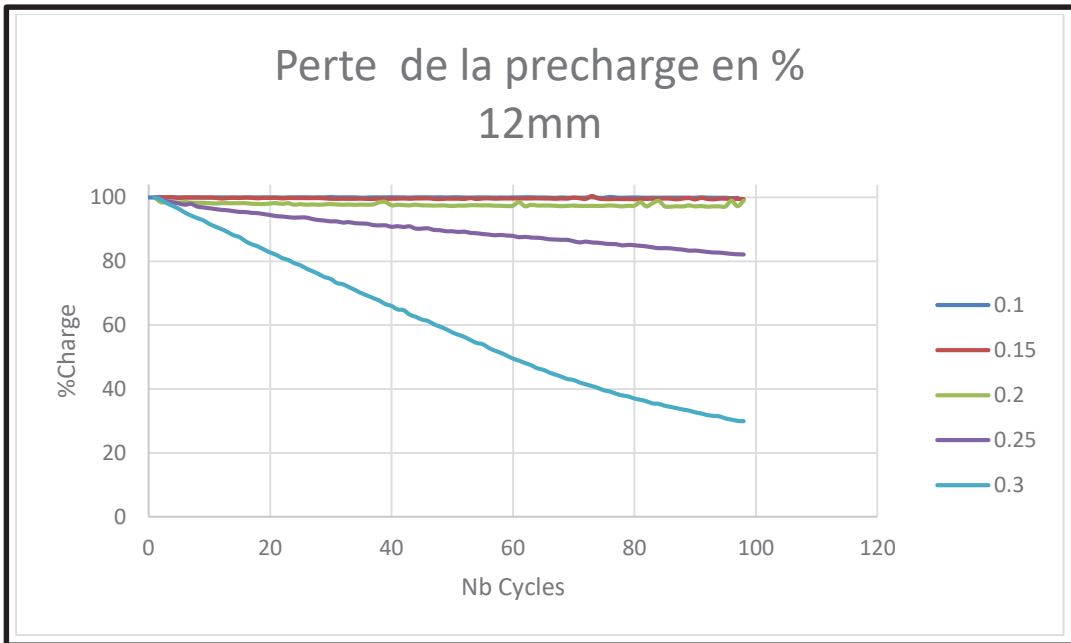


Figure AVI- 7 Perte de la précharge(15KN-12mm)

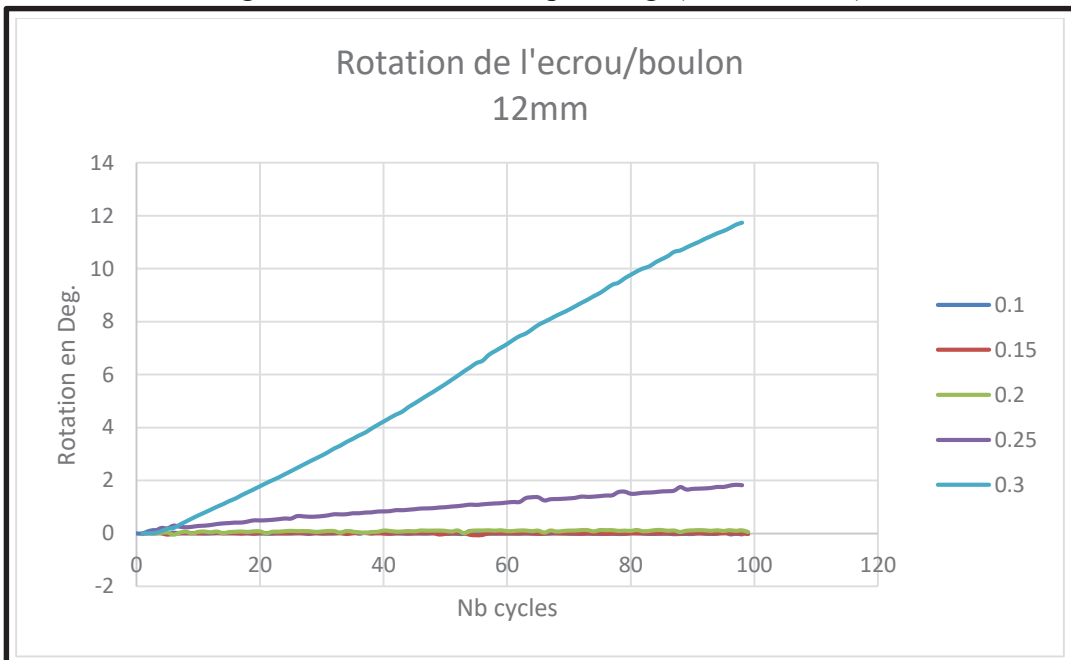


Figure AVI- 8 Évolution de la rotation boulon/écrou(15KN-12mm)

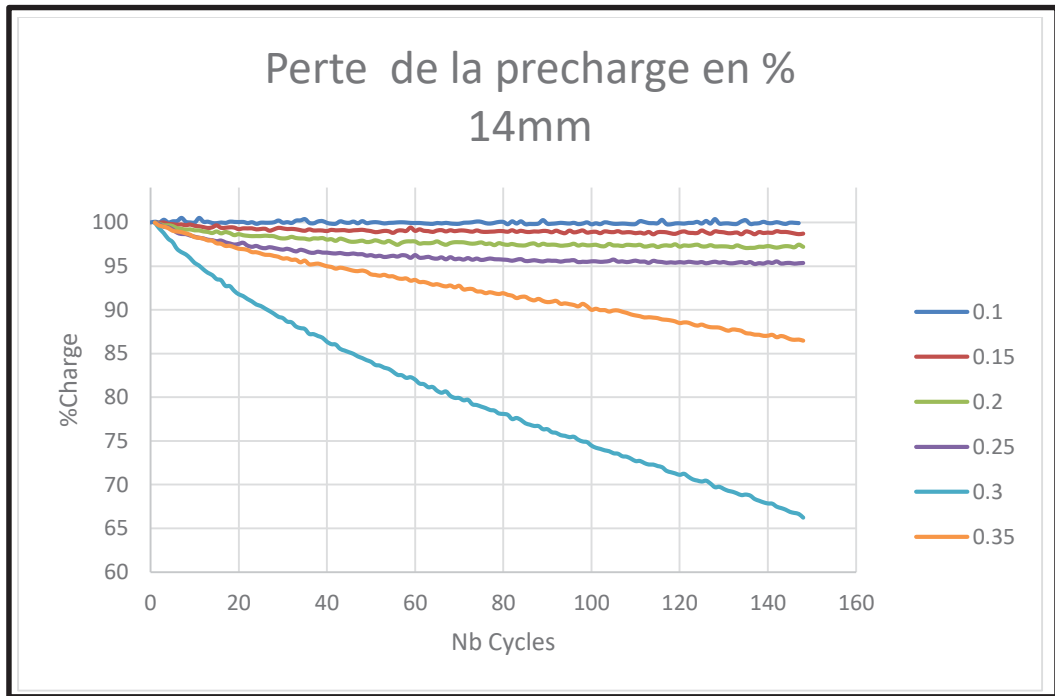


Figure AVI- 9 Perte de la précharge(15KN-14mm)

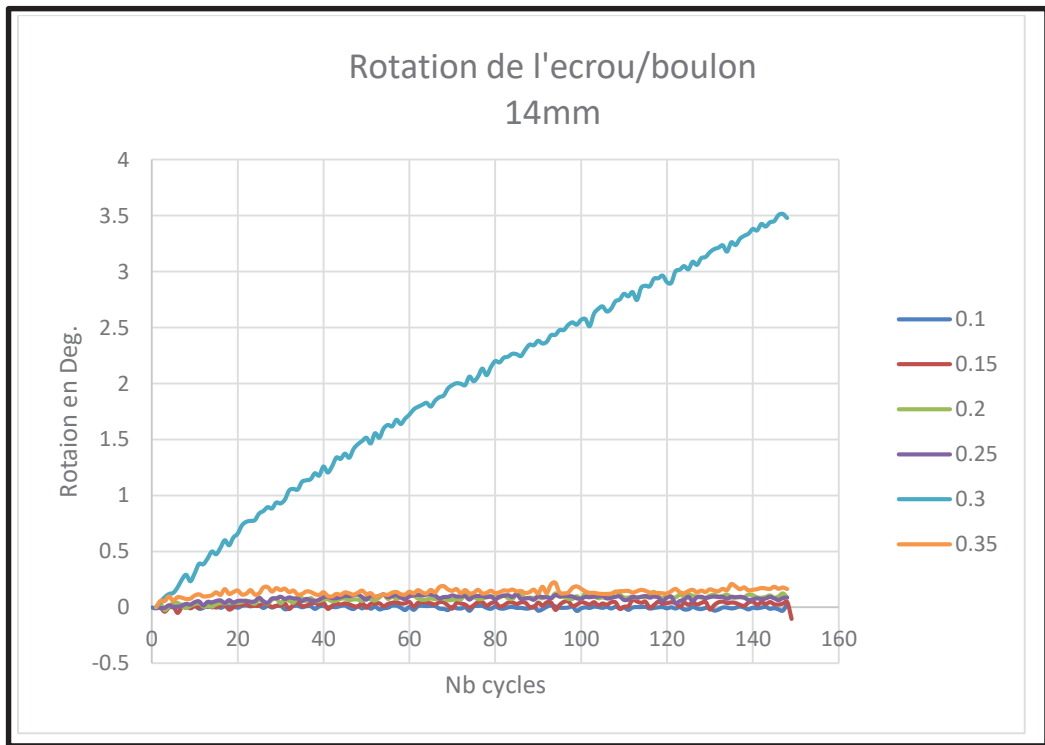


Figure AVI- 10 Évolution de la rotation boulon/écrou(15KN-14mm)

ANNEXE VII
GRAPHIQUE TESTS(20KN)

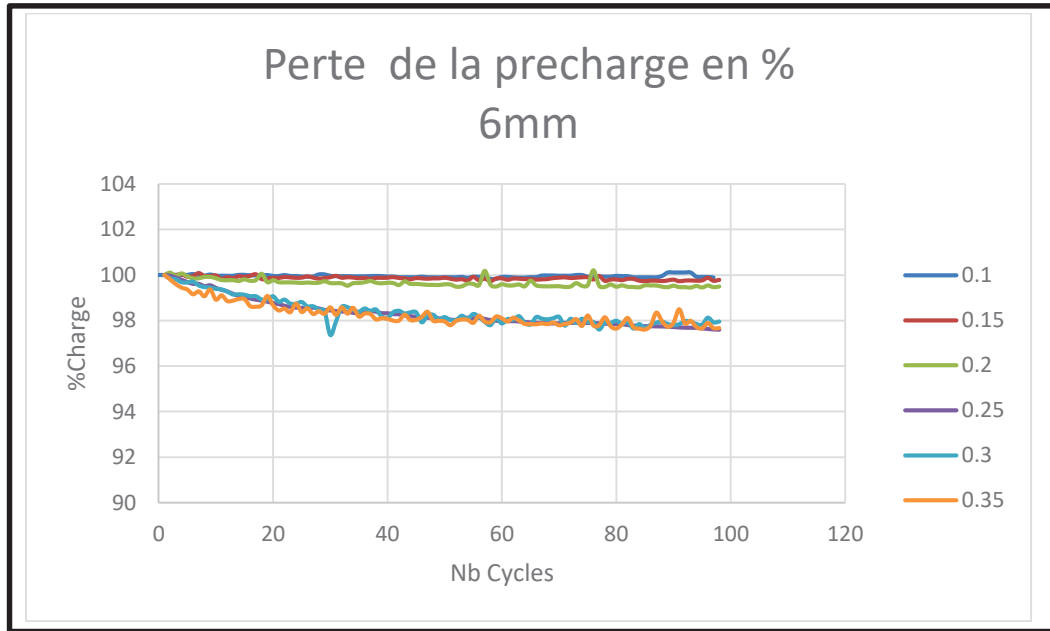


Figure AVII- 1 Perte de la précharge(20KN-6mm)

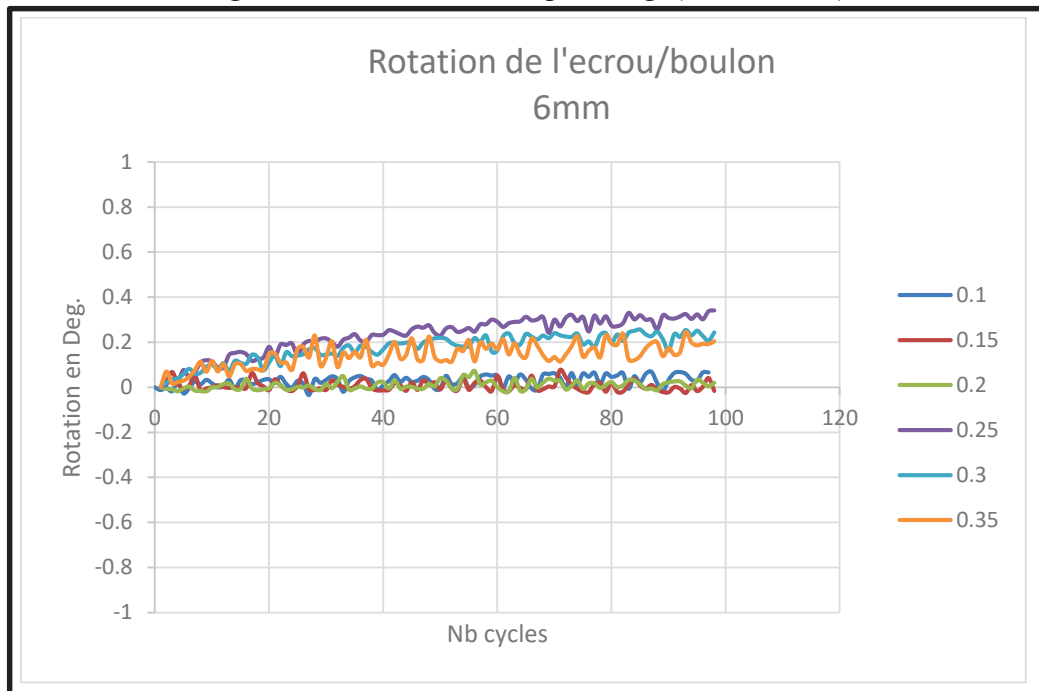


Figure AVII- 2 Évolution de la rotation boulon/écrou(20KN-6mm)

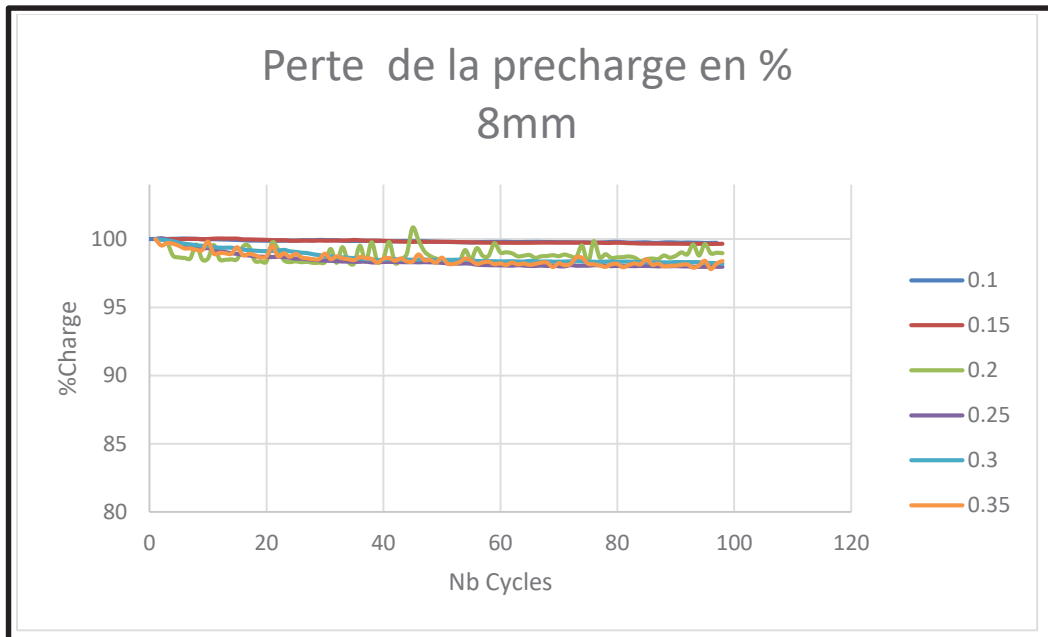


Figure AVII- 3 Perte de la précharge(20KN-8mm)

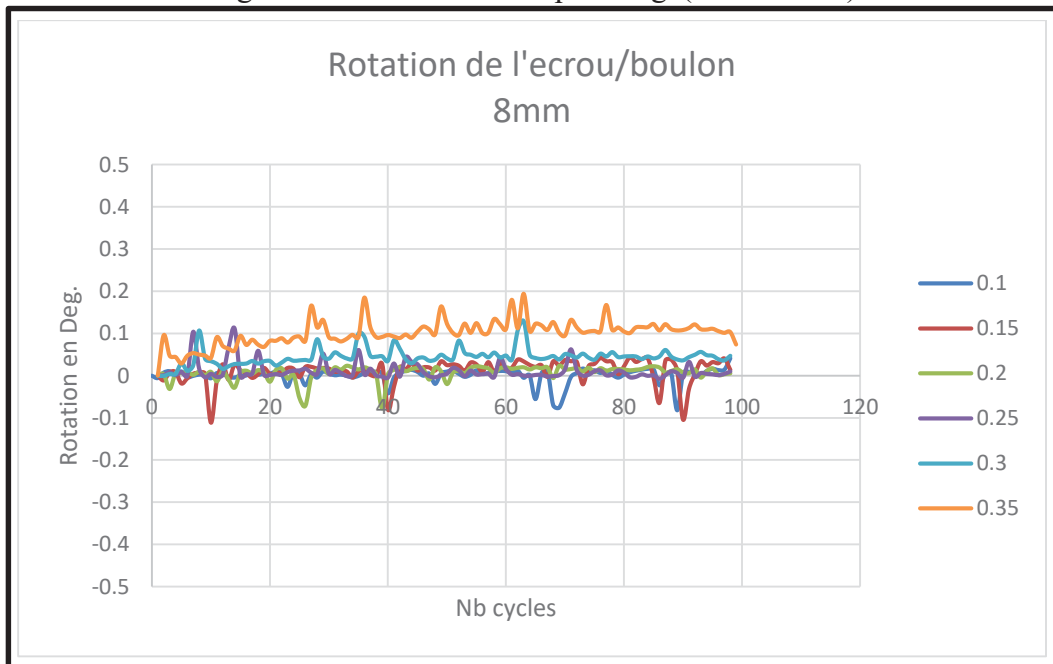


Figure AVII- 4 Évolution de la rotation boulon/écrou(20KN-8mm)

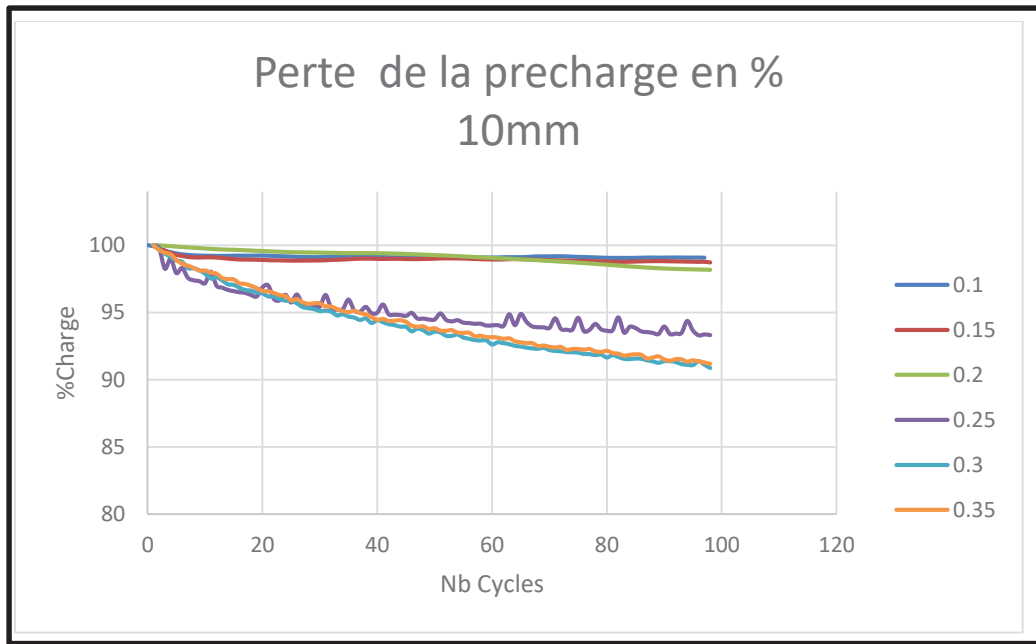


Figure AVII- 5 Perte de la précharge(20KN-10mm)

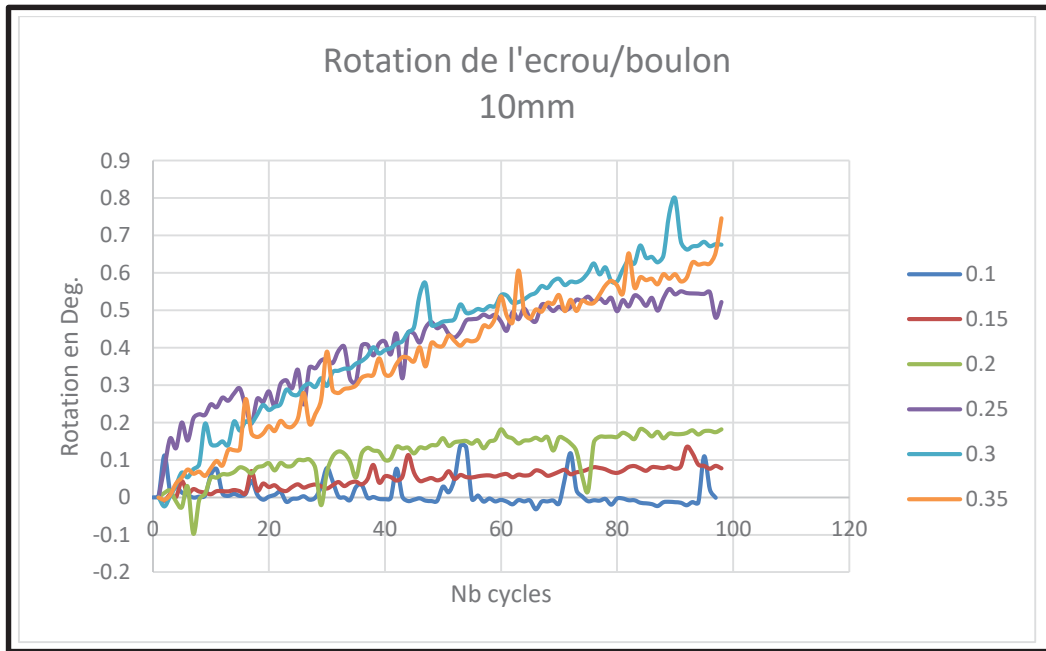


Figure AVII- 6 Évolution de la rotation boulon/écrou(20KN-10mm)

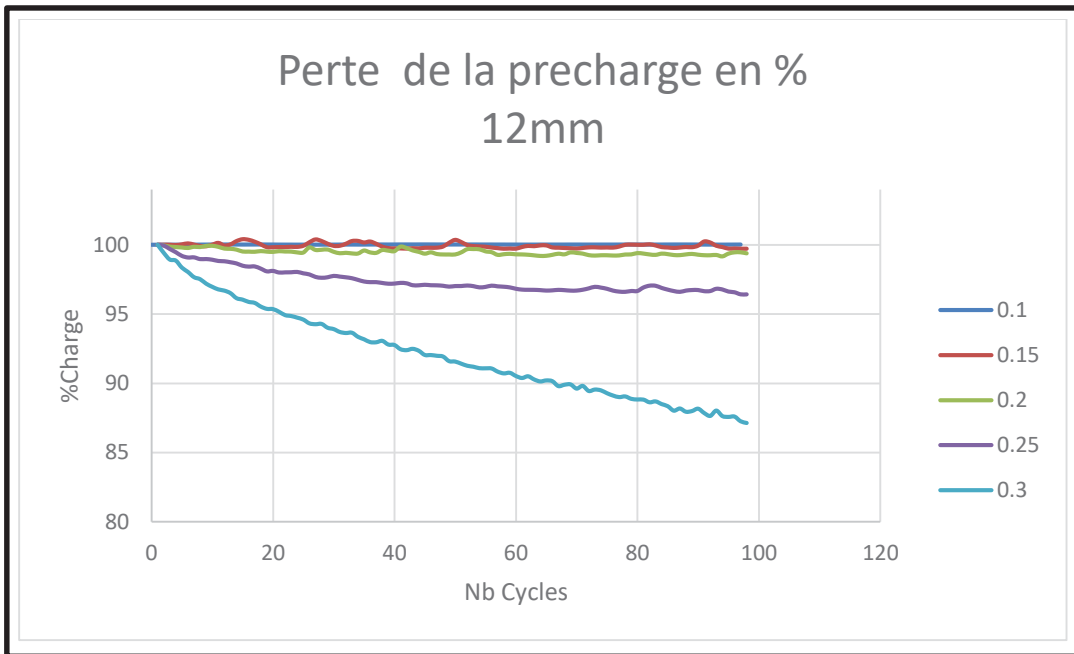


Figure AVII- 7 Perte de la précharge(20KN-12mm)

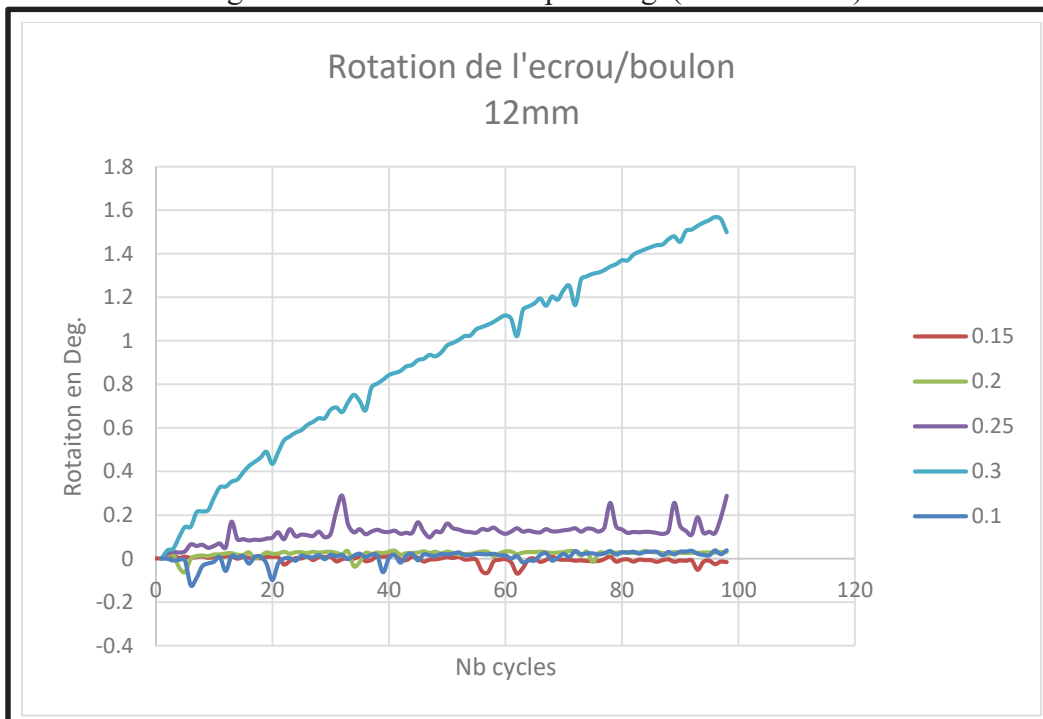


Figure AVII- 8 Évolution de la rotation boulon/écrou(20KN-12mm)

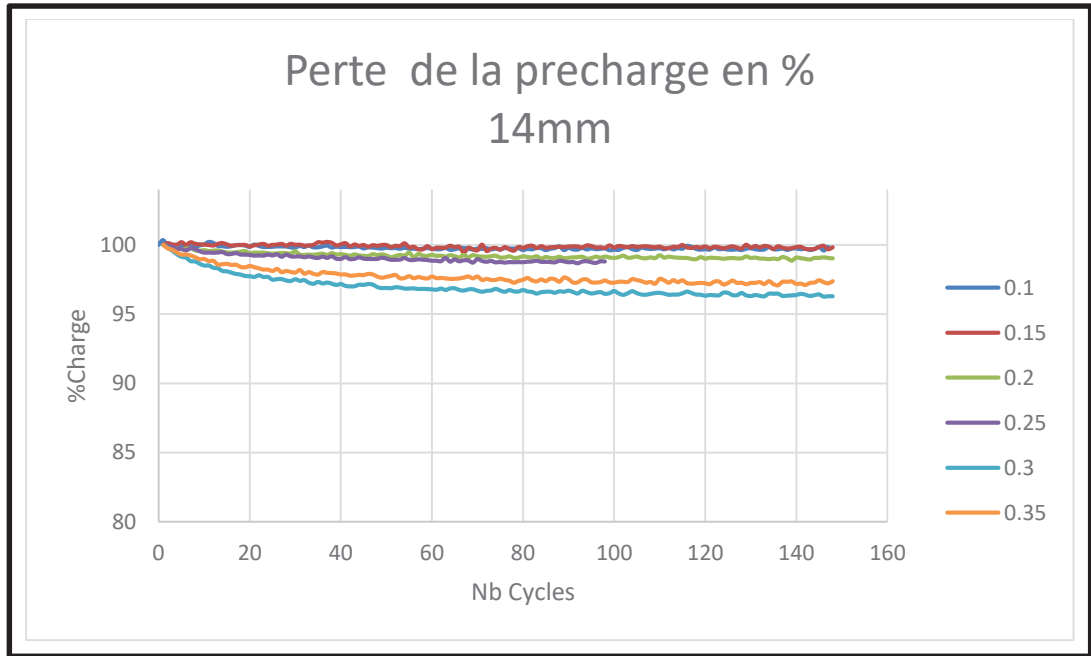


Figure AVII- 9 Perte de la précharge(20KN-14mm)

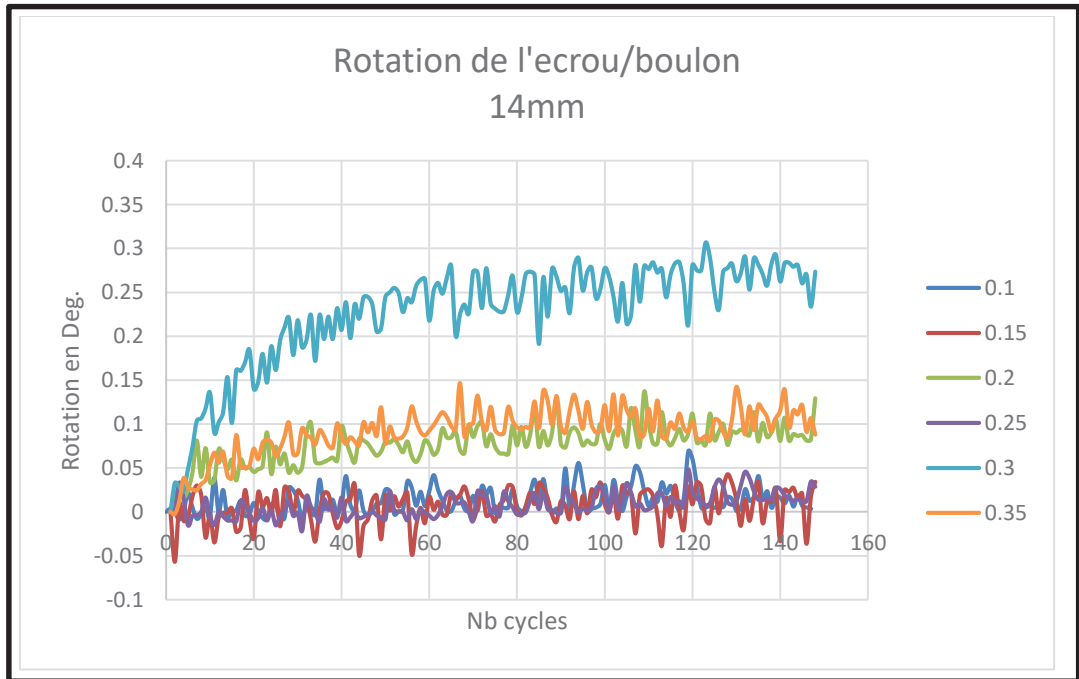


Figure AVII- 10 Évolution de la rotation boulon/écrou(20KN-14mm)

BIBLIOGRAPHIE

Baumeister, T., Marks, L. S., & Avallone, E. A. (2007). *Standard handbook for mechanical engineers* (11e éd.). New York, NY: McGraw-Hill.

Drouin, G., Grou, M., Thiry, P., & Vinet, R. (2009). *Éléments de machines* (2e éd., chap. 10, pp. 185-207). Montréal, QC: Éditions de l'École de technologie supérieure.

Eccles, W. (1993). *Design guidelines for torque controlled tightening of bolted joints* (SAE Technical Paper No. 930578). SAE International.

Ishimura, M., Sawa, T., Karami, A., & Nagao, T. (2010). Bolt-nut loosening in bolted flange connections under repeated bending moments. *Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, Paper No. PVP2010-25326, 405-413. doi: 10.1115/PVP2010-25326

Jiang, X., Zhu, Y., Hong, J., Chen, X., & Zhang, Y. (2013). Investigation into the loosening mechanism of bolt in curvic coupling subjected to transverse loading. *Engineering Failure Analysis*, 32, 360-373. doi: 10.1016/j.engfailanal.2013.04.005

Jiang, Y., Zhang, M., & Lee, C. H. (2003). A study of early stage self-loosening of bolted joints. *Journal of Mechanical Design*, 125(3), 518-526. doi: 10.1115/1.1586936

Jiang, Y., Zhang, M., Park, T., & Lee, C. H. (2003). An experimental investigation on self-loosening of bolted joints. *Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, Paper No. PVP2003-1868. doi: 10.1115/PVP2003-1868

Jiang, Y., Zhang, M., Park, T., & Lee, C. H. (2004). An experimental study of self-loosening of bolted joints. *Journal of Mechanical Design*, 126(5), 925-931. doi: 10.1115/1.1767814

Junker, G. H. (1969). New criteria for self-loosening of fasteners under vibration. *SAE Transactions*, 78, 314-335. doi: 10.4271/690055

Liu, C., Zhu, Y., Zhan, K., & Zhang, M. (2021). Prediction of bolted joint looseness based on feature weighted-multiple kernel support vector machine. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 35(6), 2407-2418.

Liu, Z., Yan, X., Chen, W., Niu, N., Li, M., & Li, Y. (2024). A prediction model of bolted joint loosening based on deep learning network. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 238(9), 4240-4249. doi: 10.1177/09544062231202581

Nassar, S. A., & Housari, B. A. (2005). Self-loosening of threaded fasteners due to cyclic transverse loads. *Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, Paper No. PVP2005-71577, 169-187. doi: 10.1115/PVP2005-71577

Nassar, S. A., & Housari, B. A. (2007). Study of the effect of hole clearance and thread fit on the self-loosening of threaded fasteners. *Journal of Mechanical Design*, 129(6), 586-594.

Rousseau, R. I., Bouzid, A.-H., & Zhao, Z. (2024). On the re-evaluation of the clamped members stiffness of bolted joints. *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, 48, 75-83.

Shigley, J. E., Mischke, C. R., & Budynas, R. G. (2004). *Mechanical engineering design* (7e éd.). New York, NY: McGraw-Hill.

Shoji, Y., & Sawa, T. (2005). Analytical research on mechanism of bolt loosening due to lateral loads. *Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, Paper No. PVP2005-71333, 59-65. doi: 10.1115/PVP2005-71333

Shoji, Y., Sawa, T., & Yamanaka, H. (2007). Self-loosening mechanism of nuts due to lateral motion of fastened plate. Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference, Paper No. PVP2007-26409, 223-230. doi: 10.1115/PVP2007-26409

Shoji, Y., Kumakura, S., & Sawa, T. (2012). Non-loosening performance of plastically pre-deformed nuts under cyclic loads. Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference, Paper No. PVP2012-78517, 353-357. doi: 10.1115/PVP2012-78517

Wang, J., Li, L., Zheng, S., Zhao, S., Chai, X., Peng, L., ... Tong, Q. (2023). A detection method of bolts on axlebox cover based on cascade deep convolutional neural network. Computer Modeling in Engineering & Sciences, 134(3), 1671-1706.

Yang, X., & Nassar, S. A. (2010). Vibration-induced loosening performance of preloaded threaded fasteners. Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference, Paper No. PVP2010-25811, 129-138. doi: 10.1115/PVP2010-25811

Zaki, A. M., Nassar, S. A., & Yang, X. (2010). Vibration loosening model for preloaded countersunk-head bolts. Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference, Paper No. PVP2010-25069, 361-371. doi: 10.1115/PVP2010-25069

Zaki, A. M., Nassar, S. A., & Yang, X. (2011). Criterion for preventing self-loosening of preloaded countersunk-head threaded fasteners. Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference, Paper No. PVP2011-57385, 369-380. doi: 10.1115/PVP2011-57385

Zhang, M., Jiang, Y., & Lee, C. H. (2007). Finite element modeling of self-loosening of bolted joints. Journal of Mechanical Design, 129(2), 218-226. doi: 10.1115/1.2406092