

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**  
**MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR**  
**ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA**  
**FACULTE DE TECHNOLOGIE**  
**DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE**

**MEMOIRE**

Présenté pour l'obtention du diplôme de

**MASTER**

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Construction mécanique

Par :

**Hamri arezki**

**Hamza walid**

## **Thème**

---

**Simulation par éléments finis de l'assemblage par boulons précontraints d'un assemblage par gousset et cornière métalliques**

---

Soutenu le 29 /06/2025 devant le jury composé de :

M. BELAMRI	Président
M. IDIR	Examinateur
M. BECHEUR	Encadrant

**Année Universitaire 2024-2025**

**Populaire et Démocratique Algérienne République**  
**وزارة التعليم العالي و البحث العلمي**  
**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique**



**Déclaration sur l'honneur**  
**Engagement pour respecter les règles d'authenticité scientifique dans**  
**l'élaboration d'un travail de recherche**

*Arrêté ministériel n° 1082 du 27 décembre 2020 (\*)  
fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat*

Je soussigné,

Nom : H.A.MRI.....

Prénom : AREZKI.....

Matricule : 19-19-33-00-85-41.....

Spécialité et/ou Option : ....construction mécanique.....

Département : ....Genie...mecanique.....

Faculté : ....Technologie.....

Année universitaire : 2024/2025

et chargé de préparer un mémoire de (*Licence, Master, Autres à préciser*) : ...Master.....

Intitulé: Simulation par éléments finis de l'assemblage par bouton rentrant d'un assemblage fixe...gourti.....et...consile...metallicue.....

déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques, et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requises dans l'élaboration du projet de fin de cycle cité ci-dessus.

Fait à Béjaia le  
12.1.10/2025

Signature de l'intéressé

(\*) Lu et approuvé

---

<sup>(\*)</sup> Arrêté ministériel disponible sur le site [www.univ-bejaia.dz/formation](http://www.univ-bejaia.dz/formation) (rubrique textes réglementaires)

**Populaire et Démocratique Algérienne République**  
**وزارة التعليم العالي والبحث العلمي**  
**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique**



**Déclaration sur l'honneur**  
**Engagement pour respecter les règles d'authenticité scientifique dans**  
**l'élaboration d'un travail de recherche**

*Arrêté ministériel n° 1082 du 27 décembre 2020 (\*)*  
*fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat*

Je soussigné,

Nom : ....HAMZA.....

Prénom : ....WALID.....

Matricule : ....N.M.33.00.10.89.....

Spécialité et/ou Option : ....Construction Mécanique.....

Département: ....Génie Mécanique.....

Faculté: ....Technologie.....

Année universitaire : ....2024/2025.....

et chargé de préparer un mémoire de (*Licence, Master, Autres à préciser*) : ....Master.....

Intitulé: ....Simulation par éléments finis de l'assemblage par boulons précipliants  
.....d'un assemblage par gousset et cordees métalliques.....

déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques, et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requises dans l'élaboration du projet de fin de cycle cité ci-dessus.

Fait à Béjaïa le  
12/10/2025

Signature de l'intéressé

(\*) *Lu et approuvé*

## **Remerciements**

*Nous souhaitons exprimer nos sincères remerciements à toutes les personnes qui ont contribué, de près ou de loin, à la réalisation de ce projet de fin d'études.*

*Nos remerciements les plus profonds vont à notre encadrant, Monsieur A. BECHEUR, pour sa disponibilité, ses conseils avisés et son accompagnement tout au long de ce travail. Son expertise et ses remarques pertinentes ont été d'une grande aide dans l'orientation de notre projet.*

*Nous remercions également tous les enseignants et membres du jury pour l'attention qu'ils ont portée à notre travail, ainsi que l'ensemble de l'équipe pédagogique pour la qualité de l'enseignement dispensé durant notre formation.*

*Enfin, nous tenons à remercier nos familles et nos proches pour leur soutien moral, leur patience et leur encouragement constant tout au long de ce parcours universitaire.*

## Dédicaces

*À nos familles respectives, pour leur amour inconditionnel, leur soutien sans faille et les sacrifices qu'elles ont consentis pour nous permettre d'arriver jusqu'ici.*

*À nos amis et camarades, pour les moments partagés, l'entraide et la motivation réciproque tout au long de cette aventure.*

*À tous ceux qui nous ont soutenus, conseillés ou simplement encouragés :*

*Ce mémoire vous est dédié avec respect et reconnaissance.*

# Sommaire

<b>Remerciements .....</b>	<b>i</b>
<b>Dédicaces .....</b>	<b>ii</b>
<b>Sommaire .....</b>	<b>iii</b>
<b>Liste des figures .....</b>	<b>vi</b>
<b>Liste des tableaux .....</b>	<b>viii</b>
<b>NOMENCLATURE .....</b>	<b>ix</b>
<b>Introduction Générale.....</b>	<b>10</b>
<b>Chapitre I :Le Problème de Contact Unilatéral et sa Formulation.....</b>	<b>13</b>
I.1.    Introduction .....	14
I.2.    Généralités.....	14
I.3.    Les Types de Contacts.....	15
I.4.    Les Non-Linéarités Dues au Contact.....	15
I.5.    Les Frottements .....	16
I.5.1.    Les Lois de Frottement.....	16
I.5.2.    La Loi de Tresca.....	16
I.5.3.    La Loi de Coulomb .....	18
I.5.4.    La Loi de Coulomb Régularisée.....	20
I.5.5.    La Loi de Coulomb en Quasi-Statique .....	21
I.6.    Hypothèses et Données du Problème .....	22
I.6.1.    Hypothèses Fondamentales .....	22
I.6.2.    Données du Problème.....	23
I.7.    Le Contact Unilatéral Sans Frottement .....	23
I.8.    Le Contact Unilatéral Avec Frottement .....	24
I.9.    Conclusion.....	25
<b>Chapitre II :La simulation numérique basée sur la méthode des éléments finis .....</b>	<b>26</b>
II.1. Introduction .....	27
II.2. Principe fondamental .....	27

II.3. Maillage .....	27
II.4. Types d'éléments finis.....	28
II.5. Description général de la méthode des élément finis .....	28
II.6. Exemples d'application de la méthode des éléments finis .....	31
II.7. Les avantages et les limites de la méthode des éléments finis .....	31
II.8. Simulation numérique du problème de contact avec le logiciel CAST3M. ....	31
II.8.1. Introduction .....	31
II.8.2. Caractéristiques principales .....	32
II.8.3. Avantages de Cast3M .....	33
II.8.4. Organisation d'un Calcul avec Cast3M .....	33
II.8.5. Mise en œuvre du Problème de Contact dans Cast3M .....	34
II.9. Conclusion .....	36
<b>Chapitre III :Les assemblages métalliques en mode de transmission par cisaillement.....</b>	<b>37</b>
III. 1. Introduction .....	38
III.2. Les assemblages métalliques.....	38
III.2.1. Les assemblages boulonnés.....	39
a. Boulons ordinaires : .....	39
i. Calcul des boulons au cisaillement .....	40
ii. Résistance à la pression diamétrale des pièces assemblées.....	41
iii. Calcul des boulons à la traction.....	41
iv. Calcul des boulons sollicités simultanément au cisaillement et à la traction .....	41
b. Boulons à haute résistance (HR) .....	42
i. Résistance au glissement des boulons HR .....	43
ii. Résistance des boulons HR à la traction .....	44
iii. Résistance des boulons HR sollicités simultanément au cisaillement et à la traction.....	44
c. Effet de la longueur de l'assemblage : .....	45
III.3. Classification des assemblages.....	45
III.4. Conclusion .....	46
<b>Chapitre IV :Modélisation numérique de l'assemblage et discussions des résultats .....</b>	<b>47</b>
IV. 1. Introduction .....	48
IV.2. Données générales de l'assemblage .....	48
IV.3. Vérification des boulons ordinaires .....	49
IV.3.1. Résistance au cisaillement des boulons.....	49
IV.3.2. Vérification à la pression diamétrale au niveau des cornières .....	49
IV.3.3. Vérification à la pression diamétrale au niveau du gousset .....	50
IV. 4. Vérification avec boulons précontraints (HR) .....	50
IV.5. Discussions des résultats .....	50
IV.5.1. Cas de la transmission par boulons ordinaires .....	50
IV.5.2. Cas de la transmission par boulons précontraints .....	57
a. Etat de contraintes lors de la phase de serrage .....	57
b. Etat de contraintes après la phase de serrage et application de la force extérieure ..	60
IV.5.3. Comparaison et discussion des deux modèles de calcul .....	62
IV.6. Conclusion.....	63

---

<b>Conclusion Générale .....</b>	<b>64</b>
<b>Références Bibliographiques .....</b>	<b>66</b>
<b>Résumé/ الملخص/Abstract.....</b>	<b>69</b>

## Liste des figures

Figure I.1 : Loi de Tresca.....	18
Figure I.2 : Loi de Coulomb .....	19
Figure I.3 : Cône de Coulomb en 2D.....	19
Figure I.4 : Cône de Coulomb en 3D .....	20
Figure I.5 : Régularisation de la loi de Coulomb ... ..	21
Figure II.1 : Différents type d'élément utilisés dans MEF .....	28
Figure II.2 : Principales étapes pour une analyse par la Méthode des Eléments Finis .. ..	30
Figure III.1 : Boulons au cisaillement .....	40
Figure III.2 : Pression diamétrale dans un assemblage boulonné .. ..	41
Figure III.3 : Boulons à haute résistance .....	42
Figure III.4 : Effet de la longueur de l'assemblage .....	45
Figure IV.1 : figure du model .....	49
Figure IV.2 : modélisation des boulons ordinaire .. ..	50
Figure IV.3: distribution du champ de contraintes de Von Mises au niveau de la cornière (6) pour un effort normal de traction de 855 KN .. ..	51
Figure IV.4: distribution du champ de contraintes de Von Mises au niveau de la cornière (7) pour un effort normal de traction de 855 KN .. ..	51

Figure IV.5: distribution du champ de contraintes de Von Mises au niveau du gousset pour un effort normal de traction de 855 KN.....	52
Figure IV.6: distribution du champ de contraintes de Von Mises au niveau des boulons pour un effort normal de traction de 855 KN ... ..	53
Figure IV.7: déformées des cornières (amplification : 399) et du gousset (amplification : 200) et des boulons (amplification : 50).....	54
Figure IV.8: Courbe dévolution de l'effort de traction en fonction du déplacement de la section d'extrémité des deux cornières.....	55
Figure IV.9: Courbe dévolution des réactions de chaque boulon en fonction de déplacement de l'effort résultant applique ... ..	56
Figure IV.10: Figure champs de contraintes de Von Mises dans la cornière (6) lors de la phase de serrage.....	57
Figure IV.11: Figure champs de contraintes de Von Mises dans la cornière (7) lors de la phase de serrage.....	57
Figure IV.12: Figure champs de contraintes de Von Mises dans le gousset lors de la phase de serrage... ..	58
Figure IV.13: Figure champs de contraintes de Von Mises dans les boulons lors de la phase de serrage... ..	59
Figure IV.14: Figure champs de contraintes de Von Mises dans la cornière après la phase de serrage ..	60
Figure IV.15: Figure champs de contraintes de Von Mises dans les boulons apres la phase de serrage... ..	61
Figure IV.16: courbe de transmission par boulons precontraints.....	61
Figure IV.17: courbe de transmission par boulons ordinaires et précontraints.....	62

## Liste des tableaux

Tableau III.1 : Valeurs nominales de Limite d'élasticité et de résistance ultime à la traction pour les boulons.....	39
Tableau III.2 : Principales caractéristiques mécaniques des boulons HR.....	43
Tableau III.3 : coefficient Ks en fonction de la dimension du trou de pressage.....	43
Tableau IV.1 : Données générales de l'assemblage.....	48

# NOMENCLATURE

<b>Symboles</b>	<b>Définition</b>	<b>Unité (SI)</b>
A	: Aire de la section brute du boulon	$\text{m}^2$
$A_s$	: Aire de la section filetée résistante du boulon	$\text{m}^2$
d	: Diamètre nominal du boulon	m
$d_o$	: Diamètre du trou	m
E	: Module d'Young	Pa
F	: Effort appliqué	N
$F_t$	: Effort de traction dans le boulon	N
$F_v$	: Effort de cisaillement dans le boulon	N
$F_{p,c}$	: Force de précontrainte dans un boulon HR	N
$F_{v,Rd}$	: Résistance de calcul au cisaillement	N
$F_{s,Rd}$	: Résistance au glissement de calcul	N
$f_{ub}$	: Résistance ultime du boulon à la traction	Pa
$f_{yb}$	: Limite d'élasticité du boulon	Pa
$f_u$	: Résistance ultime du matériau assemblé	Pa
g	: Seuil d'adhérence/glissement (loi de Tresca)	N
h	: Distance normale entre deux surfaces en contact	m
$k_s$	: Coefficient fonction du jeu du trou de pressage	-
K	: Matrice de rigidité	N/m
{U}	: Vecteur des déplacements nodaux	m
{F}	: Vecteur des forces nodales	N
n	: Nombre de boulons ou de surfaces de glissement	-
t	: Épaisseur de la pièce en contact	m

## Symboles grecs

$\tau$	: Contrainte de cisaillement	Pa
$\tau_t$	: Contrainte tangentielle au contact	Pa
$\sigma$	: Contrainte normale	Pa
$\sigma_n$	: Pression normale au contact	Pa
$\mu$	: Coefficient de frottement	-

$\lambda$	: Multiplicateur de Lagrange (conditions de contact)	-
$\varepsilon$	: Paramètre de régularisation numérique	-
$\delta_t$	: Glissement tangentiel entre deux corps	m
$\alpha_v$	Coefficient de cisaillement selon la classe du boulon	-
$\gamma Mb$	Coefficient partiel de sécurité (valeur typique : 1.25)	-
$\beta Lf$	: Coefficient de réduction selon la longueur de l'assemblage	-

### Indices

i, j	: Composantes ou nœuds dans une formulation matricielle	i, j
t	: Terme lié à la traction	t
v	: Terme lié au cisaillement	v
Rd	: Valeur de calcul (selon l'Eurocode)	Rd
max	: Valeur maximale	max

### Abréviations

MEF	: Méthode des Éléments Finis
HR	: Haute Résistance (boulons précontraints)
EC3	: Eurocode 3 – Calcul des structures métalliques
CM	: Construction Métallique
ELU	: État Limite Ultime
ELS	: État Limite de Service
PFC	: Précontrainte
CAST3M	: Logiciel de calcul par éléments finis développé par le CEA

# **Introduction Générale**

# Introduction Générale

Dans le domaine de la construction métallique, la fiabilité et la sécurité des structures reposent en grande partie sur la qualité des assemblages mécaniques. Parmi les différentes méthodes d'assemblage, l'utilisation de boulons précontraints dans les jonctions à base de goussets et de cornières métalliques représente une solution courante et efficace, notamment dans les ouvrages sollicités par des efforts importants. Ces assemblages assurent non seulement la continuité mécanique entre les éléments, mais aussi une bonne répartition des efforts, tout en permettant un montage et un démontage relativement aisés.

Avec l'évolution des outils numériques et des capacités de calcul, la simulation numérique par la méthode des éléments finis (MEF) s'impose aujourd'hui comme un outil incontournable pour l'analyse de tels assemblages. Elle permet de prédire le comportement mécanique de structures complexes en tenant compte des phénomènes non linéaires, tels que le contact unilatéral avec frottement, les efforts de précontrainte, ainsi que les interactions entre les composants. En particulier, les assemblages boulonnés précontraints introduisent des conditions mécaniques particulières qui nécessitent une modélisation fine, notamment au niveau des interfaces de contact et du transfert des efforts tangents.

Ce mémoire s'inscrit dans cette dynamique, en proposant une étude approfondie de la modélisation numérique d'un assemblage par gousset et cornières métalliques à l'aide de boulons à haute résistance précontraints. L'objectif principal est de simuler le comportement de cet assemblage sous sollicitation mécanique à l'aide d'un logiciel de calcul par éléments finis, afin d'en évaluer la performance, d'identifier les zones critiques et d'optimiser les paramètres de conception.

Le travail s'articule autour de plusieurs axes complémentaires :

- Une présentation théorique des phénomènes de contact unilatéral, des lois de frottement et des non-linéarités associées, essentielles à la modélisation des interactions mécaniques.

- Un rappel sur les principes fondamentaux de la méthode des éléments finis, les types de maillage, les choix de formulation, ainsi que les outils logiciels mobilisés pour la simulation (notamment CAST3M).
- Une analyse détaillée des assemblages métalliques sollicités en cisaillement, avec un accent sur le comportement des boulons précontraints et leur mode de transmission des efforts.
- La mise en œuvre numérique du modèle, incluant la géométrie, les conditions aux limites, les propriétés mécaniques des matériaux, la précontrainte, et les réglages du solveur.
- L’interprétation des résultats issus de la simulation, comme la distribution des contraintes, la déformation de la structure, et la qualité du contact entre les pièces.

Au-delà de la validation du modèle, ce travail vise à montrer comment la simulation numérique peut devenir un véritable outil d'aide à la décision pour l'ingénieur, en permettant de tester différentes configurations d'assemblage, d'anticiper les risques de glissement ou de rupture, et d'améliorer la fiabilité des structures métalliques complexes.

# **Chapitre I**

## **Le Problème de Contact Unilatéral et sa Formulation**

# Le Problème de Contact Unilatéral et sa Formulation

## I.1. Introduction

Le contact unilatéral constitue un domaine fondamental de la mécanique des solides, caractérisé par des relations particulières entre efforts normaux (pressions de contact) et mouvements relatifs des corps en interaction. Cette analyse se concentre sur les aspects généraux du contact unilatéral, en explorant ses différentes typologies et les non-linéarités qu'il introduit dans les systèmes mécaniques. Ces concepts sont essentiels pour comprendre et modéliser correctement les phénomènes de contact présents dans de nombreuses applications d'ingénierie, du forgeage aux assemblages mécaniques.

## I.2. Généralités

Le contact unilatéral représente la relation qui existe, sur la zone de contact, entre les efforts normaux (pressions de contact) et le mouvement relatif des corps dans la direction normale, notamment le phénomène de décollement. Dans ce type d'interaction, la condition fondamentale stipule qu'il ne peut y avoir que décollement et non pénétration entre les corps en contact. Cette condition distingue fondamentalement le contact unilatéral d'autres types d'interactions mécaniques, en introduisant une asymétrie caractéristique dans le comportement du système étudié. [6] [11]

La réponse d'un système composé de solides (dont au moins un est déformable) en contact unilatéral constitue une fonction non linéaire de la sollicitation, même si chaque corps présente individuellement un comportement élastique linéaire. Cette propriété fondamentale explique pourquoi les problèmes de contact, même apparemment simples, nécessitent généralement des approches de résolution sophistiquées. Un exemple classique illustrant ce phénomène est la solution de Hertz (1882) pour le poinçonnement d'un massif infini plan, où le rayon de la zone

de contact et la profondeur d'indentation évoluent de manière non linéaire avec la force appliquée. [6] [11]

### I.3. Les Types de Contacts

Le contact en mécanique des solides peut être classifié selon plusieurs critères complémentaires qui déterminent la nature des interactions et les méthodes de résolution appropriées. Une première distinction essentielle sépare le contact entre solides déformables du contact entre un solide déformable et un contacteur rigide. Cette différenciation influence profondément la formulation mathématique du problème, puisque dans le premier cas, les deux corps subissent des déformations mutuellement influencées, tandis que dans le second, seul un corps se déforme en réponse aux contraintes imposées. [1][3]

Une autre classification fondamentale distingue le contact bilatéral du contact unilatéral. Dans le contact bilatéral, la zone de contact reste fixe au cours de la déformation, maintenant la condition de contact  $h = 0$  (où  $h$  représente la distance entre les surfaces). À l'inverse, le contact unilatéral ou de Signorini permet aux corps de se décoller si les réactions extérieures vont dans ce sens, entraînant une variation dynamique de la zone de contact durant le processus de déformation. Cette caractéristique du contact unilatéral introduit une condition d'impénétrabilité (condition cinématique), une condition de non-adhésion (condition statique) et une condition de décollement (condition cinématique). [1][3]

Par ailleurs, la nature du contact peut également être caractérisée par le comportement tangentiel à l'interface : le contact peut être purement glissant (sans frottement) ou avec frottement. Cette distinction affecte considérablement la réponse mécanique du système, puisque l'introduction du frottement ajoute une nouvelle source de non-linéarité et complexifie l'analyse des efforts à l'interface. Les contacts avec frottement, régis par des lois comme celle de Coulomb, présentent généralement des comportements plus riches et complexes que leurs homologues sans frottement. [1][3]

### I.4. Les Non-Linéarités Dues au Contact

Dans les problèmes de mécanique des solides et des structures, trois formes principales de non-linéarité peuvent être identifiées, chacune affectant différemment le comportement global du système. La première catégorie comprend les non-linéarités de type comportement,

liées à la loi constitutive du matériau, comme la plasticité ou l'endommagement. La seconde englobe les non-linéarités géométriques, qui apparaissent dans les cas de grandes déformations ou grands déplacements, lorsque la configuration déformée ne peut plus être confondue avec la configuration non déformée. [6] [11]

La troisième catégorie, particulièrement pertinente pour notre analyse, concerne les non-linéarités de type contact, associées au fait que, dans un contact parfait entre deux solides, des phénomènes de décollement ou de glissement peuvent survenir. Ces non-linéarités se divisent en deux sous-catégories : les non-linéarités de contact unilatéral et celles de frottement. Cette classification met en évidence la complexité inhérente aux problèmes de contact, même lorsque les matériaux constituant les corps en interaction présentent un comportement élastique linéaire. [6] [11]

La non-linéarité fondamentale du contact unilatéral est illustrée par le cas emblématique du contact de Hertz, où la réponse d'un système de deux solides déformables en contact est une fonction non linéaire de la sollicitation. Dans ce problème classique, le rayon de la zone de contact et la profondeur d'indentation évoluent de façon non linéaire avec la force de poinçonnement, démontrant l'impossibilité d'établir une relation linéaire entre efforts et déplacements. Cette caractéristique distingue nettement les problèmes de contact des problèmes linéaires conventionnels et exige l'emploi de méthodes de résolution spécifiques, comme les algorithmes itératifs ou les approches par inéquations variationnelles. [6] [11]

### I.5. Les Frottements

Le frottement représente l'ensemble des phénomènes physiques qui s'opposent au mouvement relatif entre deux corps en contact. Dans les problèmes de mécanique de contact, les phénomènes de frottement introduisent des non-linéarités significatives, même lorsque les matériaux constitutifs présentent un comportement élastique linéaire. Les caractéristiques essentielles à modéliser dans une loi de frottement sont l'existence d'un seuil d'effort en dessous duquel aucun glissement n'est possible, et une éventuelle dépendance de ce seuil à l'intensité des efforts normaux. Par ailleurs, le déplacement de glissement présente un caractère irréversible, ce qui oriente naturellement la formulation des lois de frottement vers des relations entre forces de frottement et vitesse de glissement. Ces lois n'interviennent que lorsqu'il n'y a pas de décollement sur la zone de contact, établissant ainsi un couplage essentiel avec les conditions de contact unilatéral . [8] [10]

### I.5.1. Les Lois de Frottement

Les lois de frottement décrivent mathématiquement la relation entre les efforts tangentiels (forces de frottement) et le mouvement tangentiel relatif des corps en contact (glissement). Pour formuler ces lois, on définit le glissement et la vitesse de glissement par les expressions vectorielles :

$$[\vec{u}_t] = (\vec{u}_2 - \vec{u}_1) - ((\vec{u}_2 - \vec{u}_1) \cdot \vec{n}) \vec{n} \quad (I.1)$$

$$[\vec{u}_t] = \frac{\partial [\vec{u}_t]}{\partial t} \quad (I.2)$$

Où

$\vec{u}_1$  et  $\vec{u}_2$  représentent les déplacements des corps en contact

$\vec{n}$  la normale à la surface de contact.

Ces lois se différencient principalement par la manière dont elles définissent le seuil de transition entre adhérence (absence de glissement) et glissement, ainsi que par la relation établie entre forces tangrielles et déplacements ou vitesses de glissement. Dans la pratique, les phénomènes de frottement peuvent être modélisés à différents niveaux de complexité, depuis des approches simplifiées comme la loi de Tresca jusqu'à des modèles plus sophistiqués comme la loi de Coulomb et ses variantes régularisées. [2] [7] [8] [10]

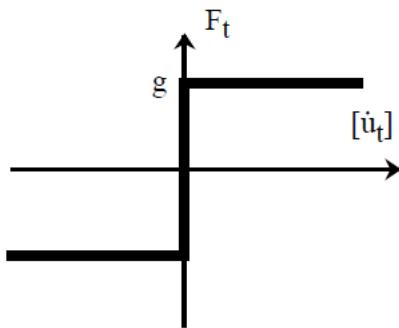
### I.5.2. La Loi de Tresca

La loi de Tresca représente la formulation la plus simple (en apparence) des lois de frottement. Elle s'articule autour d'un seuil d'adhérence/glissement fixé a priori, noté  $g$ , et s'exprime mathématiquement par les conditions suivantes :

$$\text{Si } \|\vec{F}_t\| < g \quad \text{alors } [\vec{u}_t] = 0 \quad (\text{Adhérence}) \quad (I.3)$$

$$\text{Si } \|\vec{F}_t\| = 0 \quad \text{alors } \exists \lambda > 0 \text{ tel que } [\vec{u}_t] = \lambda \vec{F}_t \quad (\text{Glissement}) \quad (I.4)$$

où  $\vec{F}_t$  représente la force tangentielle à l'interface de contact.



**Figure I.1 :** Loi de Tresca

Cette figure illustre la relation entre la force de contact tangentiel  $F_t$  et la vitesse de glissement relative  $[\vec{u}_t]$ . La force reste comprise entre  $-g$  et  $+g$  en l'absence de glissement (adhérence). Lorsque le seuil est dépassé, le contact entre en glissement avec une force constante égale à  $g$  ou  $-g$ , selon le sens du mouvement.

Cette formulation établit une relation claire entre la force tangentielle et la vitesse de glissement, avec une transition nette entre un régime d'adhérence parfaite et un régime de glissement où la vitesse s'oriente dans la direction de la force.

La loi de Tresca peut être interprétée comme une simplification de la loi de Coulomb, dans laquelle le seuil d'adhérence ne dépend plus de l'effort normal mais demeure constant. [8] [10]

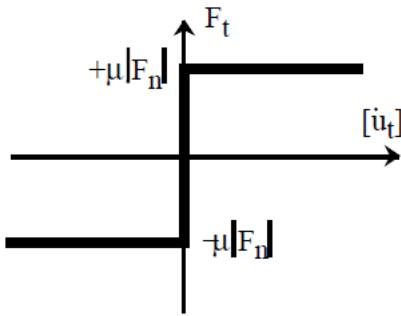
### I.5.3. La Loi de Coulomb

La loi de Coulomb, formulée en 1785 par Charles-Augustin Coulomb, constitue le modèle de référence pour décrire le frottement entre deux solides. Cette loi postule que le glissement entre deux solides se produit si les forces tangentielle  $F_t$  et normale  $F_n$  vérifient la relation de proportionnalité :  $F_t = \mu F_n$ , où  $\mu$  est le coefficient de frottement caractérisant l'état des surfaces en contact. Tant que la force tangentielle reste inférieure à  $\mu F_n$  (on dit que la force de contact reste à l'intérieur du "cône de Coulomb"), aucun glissement ne se produit, et on parle alors d'adhérence entre les deux solides. [2] [7] [8] [10]

En termes mathématiques plus formels, la loi de Coulomb s'écrit :

$$\text{Si } \|\vec{F}_t\| < \mu |F_n| \quad \text{alors } [\vec{u}_t] = 0 \quad (\text{Adhérence}) \quad (\text{I.5})$$

$$\text{Si } \|\vec{F}_t\| = \mu |F_n| \quad \text{alors } \exists \lambda > 0 \text{ tel que } [\vec{u}_t] = \lambda \vec{F}_t \quad (\text{Glissement}) \quad (\text{I.6})$$



**Figure II.2 :** Loi de Coulomb

Cette figure représente la relation entre la force tangente  $F_t$  et la vitesse de glissement  $[\vec{u}_t]$ . En régime d'adhérence,  $F_t$  peut varier dans l'intervalle  $[-\mu|F_n|, +\mu|F_n|]$ . Dès que ce seuil est dépassé, le contact passe en glissement, et la force de frottement atteint une valeur constante égale à  $\mu|F_n|$ , dirigée en sens opposé au mouvement.

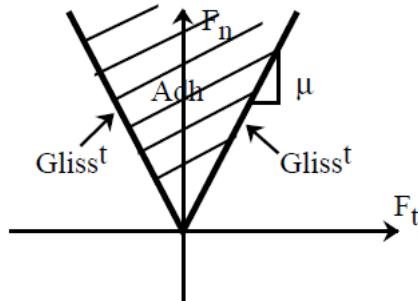
Dans le contexte de la mécanique des milieux continus, cette loi peut également s'exprimer en termes de contraintes :

$$\sigma_t \leq -\mu_s \sigma_n \text{ (ou } \sigma_n \text{ est négatif)} \quad (\text{I.7})$$

$$\text{Si } \sigma_t < -\mu_s \sigma_n \text{ alors } u_t = 0 \quad (\text{I.8})$$

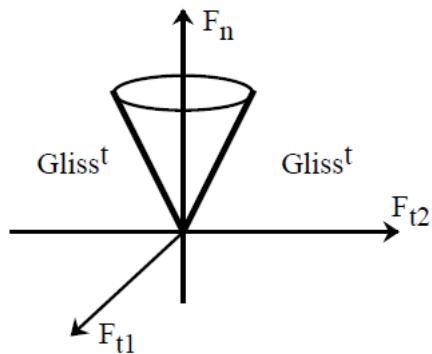
$$\text{Si } \sigma_t = -\mu_s \sigma_n \text{ alors il existe } \lambda \geq 0 \text{ tel que } u_t = -\lambda \sigma_t. \quad (\text{I.9})$$

Le coefficient de frottement  $\mu_s$  dépend de plusieurs paramètres, notamment de la nature des matériaux constituant les solides en contact et de leurs états de surface, et sa détermination précise constitue souvent un défi expérimental significatif. [2] [7] [8] [10]



**Figure III.3 :** Cône de Coulomb en 2D

Le cône définit la limite entre les régimes d'adhérence et de glissement dans un contact avec frottement. Si la résultante des efforts de contact ( $F_n, F_t$ ) se situe à l'intérieur du cône, le point est en adhérence. Si elle touche la surface du cône, le contact passe en glissement. L'angle du cône est déterminé par le coefficient de frottement  $\mu$ .

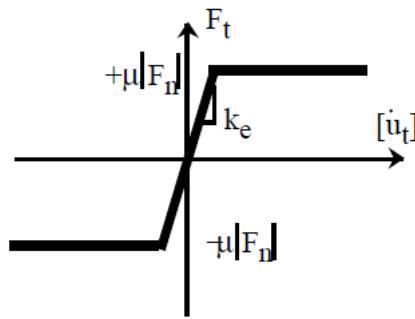


**Figure I.4 :** Cône de Coulomb en 3D

Ce cône décrit les limites du frottement entre deux solides en contact en trois dimensions. Le sommet du cône correspond à l'état sans frottement. Si le vecteur des efforts de contact  $(F_n, F_{t1}, F_{t2})$  reste à l'intérieur du cône, le contact est en adhérence. En revanche, lorsqu'il atteint la surface du cône, le contact entre en glissement. L'ouverture du cône est définie par le coefficient de frottement  $\mu$ .

#### I.5.4. La Loi de Coulomb Régularisée

La discontinuité inhérente à la loi de Coulomb classique, notamment lors de la transition entre régimes d'adhérence et de glissement, engendre des difficultés numériques considérables lors de la résolution de problèmes de contact avec frottement. Pour surmonter ces obstacles, des versions régularisées de la loi de Coulomb ont été développées, introduisant une transition progressive entre les deux régimes. La régularisation consiste généralement à remplacer la transition abrupte par une fonction continue, permettant une évolution plus douce de l'effort tangentiel en fonction de la vitesse de glissement. [2] [7] [8] [10]



**Figure I.5 :** Régularisation de la loi de Coulomb

Cette figure illustre une version régularisée de la loi de Coulomb, introduisant une pente  $k_e$  dans la zone de transition autour de  $[\dot{u}_t] = 0$ . Cette régularisation permet d'éviter la discontinuité du modèle de Coulomb classique, en facilitant la convergence numérique dans les simulations. La force tangente  $F_t$  varie de manière continue entre  $-\mu|F_n|$  et  $+\mu|F_n|$  autour du point de non-glissement.

Une approche courante de régularisation consiste à introduire un petit paramètre  $\varepsilon > 0$  et à remplacer la condition d'adhérence  $[\vec{u}_t] = 0$  par une relation élastique ou viscoélastique pour de faibles valeurs de glissement. Cette modification transforme la loi de Coulomb en une relation univoque entre la force tangentielle et la vitesse de glissement, éliminant ainsi la singularité mathématique à l'origine des difficultés numériques. Bien que cette régularisation introduise une légère inexactitude physique (en permettant de micro-glissemens même sous le seuil de Coulomb), elle s'avère essentielle pour la stabilité des schémas numériques, particulièrement dans les problèmes dynamiques ou comportant de nombreux corps en contact. [2] [7] [8] [10]

### I.5.5. La Loi de Coulomb en Quasi-Statique

Dans les conditions quasi-statiques, où les effets d'inertie sont négligeables, la loi de Coulomb présente des caractéristiques mathématiques particulières qui influencent profondément les approches de résolution. Contrairement au cas de la loi de Tresca, où il existe un théorème de minimisation de l'énergie potentielle, la loi de Coulomb conduit à une inéquation variationnelle contenant des termes non-différentiables. En raison de la présence du seuil de glissement dépendant de l'effort normal, il n'est pas possible d'écrire une énergie uniquement en déplacement, ce qui complique considérablement l'analyse mathématique et la résolution numérique du problème.

Le problème de contact avec frottement de Coulomb en régime quasi-statique se formule généralement comme une inéquation variationnelle couplant les conditions de contact unilatéral (conditions de Signorini) avec la loi de frottement. Cette formulation intègre à la fois la non-pénétration des corps en contact et les conditions de glissement/adhérence à l'interface.

$$\text{Si } \|\vec{F}_t\| < \mu|F_n| \quad \text{alors } [\vec{u}_t] = 0 \quad (\text{Adhérence}) \quad (\text{I.10})$$

$$\text{Si } \|\vec{F}_t\| = \mu|F_n| \quad \text{alors } \exists \lambda > 0 \text{ tel que } [\vec{u}_t] = \lambda \vec{F}_t \quad (\text{Glissement}) \quad (\text{I.11})$$

La résolution de ce type de problème requiert généralement des méthodes numériques spécifiques, comme les méthodes de multiplicateurs de Lagrange, les techniques de pénalisation, ou les algorithmes de type point fixe, capables de traiter efficacement la non-différentiabilité et la dépendance à la solution elle-même caractéristiques de la loi de Coulomb [2] [7] [8] [10].

## I.6. Hypothèses et Données du Problème

La modélisation précise des phénomènes de contact unilatéral s'appuie sur un ensemble d'hypothèses fondamentales qui permettent de formuler mathématiquement le problème tout en maintenant une représentation physique fidèle des interactions mécaniques. Ces hypothèses définissent le cadre théorique dans lequel s'inscrit l'analyse du contact. [1][3] [4]

### I.6.1. Hypothèses Fondamentales

Dans la formulation classique du problème de contact unilatéral, plusieurs hypothèses sont généralement adoptées pour simplifier la modélisation tout en préservant les aspects essentiels du phénomène physique. La première hypothèse concerne généralement le comportement matériel, où l'on suppose que les corps en contact obéissent aux lois de l'élasticité linéaire, ce qui permet l'utilisation des outils mathématiques associés à cette théorie. Cette simplification est particulièrement utile pour établir des formulations variationnelles bien posées, comme celles développées par Fichera en 1964 pour résoudre le problème de Signorini. [1][3] [4]

Une seconde hypothèse fondamentale porte sur le régime de déformation considéré. La plupart des formulations classiques considèrent des petites perturbations, où les déformations et déplacements restent suffisamment faibles pour justifier une linéarisation des équations cinématiques. Cette hypothèse permet notamment de confondre configuration déformée et configuration initiale dans les équations gouvernantes, simplifiant considérablement l'analyse mathématique du problème. [1][3] [4]

Dans le cas particulier des plaques minces, comme étudié par Paumier, des hypothèses supplémentaires sont introduites concernant la cinématique de la structure. Le modèle de Kirchhoff-Love, justifié par une analyse asymptotique réalisée par Ciarlet et Destyunder en 1979, impose des contraintes sur le comportement cinématique de la plaque, notamment l'hypothèse que les sections droites restent perpendiculaires à la surface moyenne après déformation. [1][3] [4]

### I.6.2. Données du Problème

La formulation mathématique d'un problème de contact unilatéral nécessite la définition précise de plusieurs données d'entrée. Sur le plan géométrique, il faut spécifier les domaines occupés par les corps en contact, généralement notés  $\Omega_1$  et  $\Omega_2$ , ainsi que leurs frontières respectives. Les surfaces potentielles de contact, initialement en contact ou susceptibles de le devenir au cours du chargement, doivent être clairement identifiées. [1][3] [4]

Les propriétés mécaniques des matériaux constituant les corps en contact doivent également être spécifiées. Pour des matériaux élastiques linéaires, cela se traduit par la donnée des coefficients de Lamé ou, de manière équivalente, du module d'Young et du coefficient de Poisson. Dans le cas de comportements matériels plus complexes, des lois constitutives appropriées doivent être fournies. [1][3] [4]

Les conditions aux limites, comprenant à la fois les déplacements imposés sur certaines portions de la frontière (conditions de Dirichlet) et les forces appliquées sur d'autres portions (conditions de Neumann), constituent des données essentielles du problème. De plus, dans le cas du contact avec frottement, le coefficient de frottement, qui peut varier spatialement sur la surface de contact, doit être spécifié. [1][3] [4]

## I.7. Le Contact Unilatéral Sans Frottement

Le problème de contact unilatéral sans frottement, également connu sous le nom de problème de Signorini, constitue la configuration la plus élémentaire des problèmes de contact. Malgré sa simplicité apparente, il introduit déjà une non-linéarité fondamentale qui distingue les problèmes de contact des problèmes d'élasticité standards. [1][3] [4]

Le contact unilatéral est défini comme la relation qui existe, sur la zone de contact, entre les efforts normaux (pressions de contact) et le mouvement relatif des corps dans la direction normale. Dans sa formulation locale, les conditions de contact unilatéral sans frottement s'expriment par un ensemble d'équations et d'inéquations sur l'interface de contact. [1] [2] [3] [4]

Pour deux corps en contact potentiel, ces conditions s'écrivent :

$$1. \quad (u_2 - u_1) \cdot n \geq 0 \quad (\text{I.12})$$

- indiquant qu'il ne peut y avoir que décollement et non pénétration

$$2. \quad F_n = F_{n1} = -F_{n2} \leq 0 \quad (\text{I.13})$$

- signifiant que les efforts normaux ne peuvent correspondre qu'à de la compression

$$3. \quad F_t = F_{t1} = -F_{t2} = 0 \quad (\text{I.14})$$

- traduisant l'absence de forces tangentielles de frottement

$$4. \quad ((u_2 - u_1) \cdot n) F_n = 0 \quad (\text{I.15})$$

- condition de complémentarité indiquant qu'en un point il y a soit contact, soit décollement

Ces conditions peuvent également s'exprimer en termes de déplacement normal  $u_n$  et contrainte normale  $\sigma_n$  à travers la relation de complémentarité de Signorini :

- $u_n \leq 0$  (non-pénétration) (I.16)

- $\sigma_n(u) \leq 0$  (compression) (I.17)

- $\sigma_n(u)u_n = 0$  (complémentarité) (I.18)

Cette dernière formulation met en évidence la forte non-linéarité de la loi de contact, visible dans le graphe de la relation entre déplacement normal et contrainte normale. [1] [2] [3] [4]

## I.8. Le Contact Unilatéral Avec Frottement

L'introduction du frottement dans les problèmes de contact unilatéral enrichit considérablement la modélisation mais augmente également la complexité mathématique et numérique du problème. Le frottement introduit une non-linéarité supplémentaire liée au couplage entre forces normales et tangentielles à l'interface. [1] [3] [4]

Lorsque le frottement est pris en compte, les forces tangentielles à l'interface ne sont plus nulles mais régies par une loi de frottement, typiquement la loi de Coulomb. Cette loi postule que le glissement entre deux solides se produit si la force tangentielle atteint une valeur seuil proportionnelle à la force normale, le coefficient de proportionnalité étant le coefficient de frottement caractérisant l'état des surfaces en contact. [1] [3] [4]

L'analyse mathématique de tels problèmes a permis d'établir des théorèmes d'existence et d'unicité dans le cas sans frottement, résultats qui peuvent être étendus au problème avec frottement sous certaines conditions, notamment lorsque le coefficient de frottement est suffisamment faible. [1] [3] [4]

### I.9. Conclusion

Le contact unilatéral, dans ses différentes formes avec ou sans frottement, constitue un enjeu central en mécanique des solides en raison de la complexité physique et mathématique qu'il induit. Ce chapitre a permis de mettre en évidence les fondements théoriques de ce type de contact, en insistant sur les conditions de non-pénétration, de compression, et de complémentarité qui régissent les interactions mécaniques entre corps en présence. Les distinctions essentielles entre contact unilatéral et bilatéral, ou encore entre contact avec ou sans frottement, ont été clarifiées, tout comme les lois classiques qui décrivent le comportement tangentiel à l'interface, notamment les lois de Tresca et de Coulomb.

Les non-linéarités spécifiques aux problèmes de contact, qu'elles soient géométriques, comportementales ou liées au contact lui-même, rendent nécessaire l'usage de formulations mathématiques robustes, souvent sous forme d'inéquations variationnelles, ainsi que de méthodes numériques adaptées à leur résolution. En particulier, l'ajout du frottement complexifie encore le problème en introduisant un couplage entre les efforts normaux et tangents, ce qui exige une modélisation fine et parfois des régularisations pour garantir la stabilité des calculs.

# **Chapitre II**

## **La simulation numérique basée sur la méthode des éléments finis**

# La simulation numérique basée sur la méthode des éléments finis

## II.1. Introduction

La méthode des éléments finis est une méthode numérique largement utilisée dans l'industrie depuis une vingtaine d'années. Elle permet de résoudre une grande variété de problèmes techniques, tels que les problèmes structurels, thermiques, électromagnétiques, fluidiques, qu'ils soient linéaires ou non linéaires, stationnaires ou transitoires. Cette méthode repose sur la discrétisation d'un domaine complexe en sous-domaines plus simples, appelés éléments finis, et sur l'approximation des solutions à l'aide de fonctions de forme. Elle est mise en œuvre à travers des logiciels spécialisés qui comprennent généralement un préprocesseur pour la modélisation géométrique, un solveur pour la résolution des équations, et un post-processeur pour la visualisation des résultats.

## II.2. Principe fondamental

Le principe de la méthode des éléments finis est de modéliser un objet ou une structure en utilisant des équations mathématiques simples qui décrivent son comportement sous différentes conditions. Ensuite, ces équations sont résolues numériquement en utilisant des méthodes informatiques pour calculer les valeurs des variables inconnues à chaque point dans l'objet ou la structure. Cette approche permet aux ingénieurs et aux scientifiques de simuler différents scénarios et conditions de charge, afin de prédire le comportement d'un système avant sa construction ou son utilisation réelle. [6] [8] [11]

## II.3. Maillage

Un maillage est la discrétisation spatiale d'un milieu continu, ou aussi, une modélisation géométrique d'un domaine par des éléments proportionnés finis et bien définis. L'objet d'un

maillage est de procéder à une simplification d'un système par un modèle représentant ce système et, éventuellement, son environnement (le milieu), dans l'optique de calculs de simulation ou de représentations graphiques. [6] [8] [11]

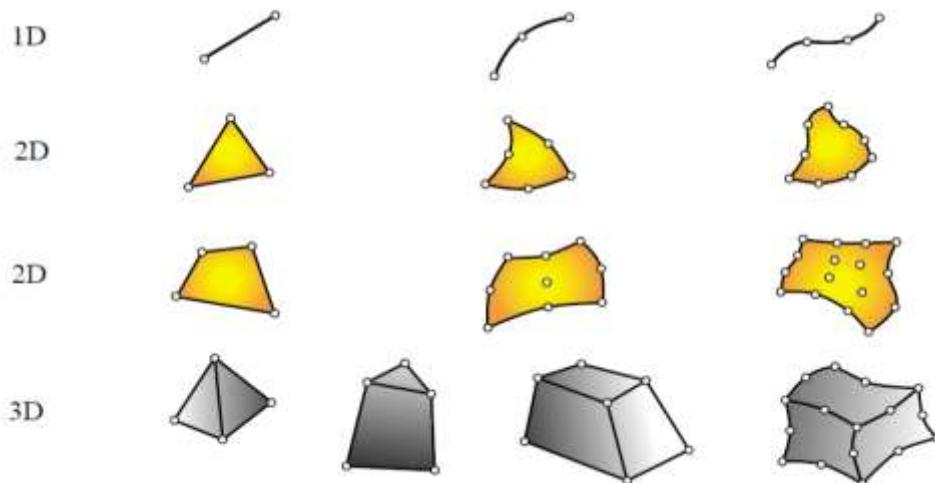
## II.4. Types d'éléments finis

Les types d'éléments se distinguent par leurs formes géométriques et par leurs comportements. Ils sont subdivisés en trois grandes catégories :

Les éléments unidimensionnels 1D qui selon leur degré sont des segments de droite ou de courbe.

Les éléments à deux dimensions 2D qui selon leur degré sont des morceaux de plan ou de surface.

Les éléments à trois dimensions 3D qui selon leur degré sont des morceaux de volume bornés par des faces ou non planes. [6] [8] [11]



**Figure II.1 :** Différents types d'élément utilisés dans MEF

## II.5. Description général de la méthode des éléments finis

Dans la méthode des éléments finis, la continuité de la matière, tel qu'un solide, un liquide ou un gaz, représente un assemblage de subdivisions appelées éléments. Ces éléments sont considérés comme interconnectés au niveau de joints spécifiés appelés nœuds ou points nodaux. Les nœuds se trouvent généralement sur les limites des éléments où les éléments adjacents sont considérés comme connectés. Les fonctions d'approximation (également appelées modèles d'interpolation) sont définies en termes des valeurs des variables de champ aux nœuds. Lorsque les équations de champ (comme les équations d'équilibre) pour l'ensemble du corps sont écrites, les nouvelles inconnues seront les valeurs nodales de la variable de champ.

En résolvant les équations aux éléments finis, qui sont généralement sous forme d'équations matricielles, les valeurs nodales de la variable de champ seront connues. [6] [8] [11]

Une fois les variables sont déterminées, les fonctions d'approximation définissent la variable de champ tout au long de l'assemblage des éléments. La solution d'un problème général par la méthode des éléments finis suit toujours un processus d'étape par étape. En ce qui concerne les problèmes structurels statiques, la procédure est comme suit :

**Étape 1:** Diviser la structure en éléments discrets (discrétisation).

La première étape de la méthode des éléments finis consiste à diviser la structure en subdivisions ou éléments. Par conséquent, la structure doit être modélisée avec des éléments finis appropriés. Le nombre, le type, la taille et la disposition des éléments doivent être décidés.

**Étape 2:** Sélectionner un modèle d'interpolation ou de déplacement approprié.

Étant donné que la solution de déplacement d'une structure complexe dans des conditions de charge spécifiées ne peut pas être prédite avec précision, nous supposons une solution appropriée dans un élément pour approximer la solution inconnue. La solution supposée doit être simple d'un point de vue informatique, mais elle doit satisfaire à certaines exigences de convergence. En général, la solution ou le modèle d'interpolation est pris sous la forme d'un polynôme.

**Étape 3 :** Détermination de la matrice de rigidité des éléments et les vecteurs de charge.

**Étape 4 :** Assembler les équations des éléments pour obtenir les équations d'équilibre global. Comme la structure est composée de plusieurs éléments finis, les matrices de rigidité des éléments individuels et les vecteurs de charge doivent être assemblés de manière appropriée et les équations d'équilibre global doivent être formulées comme suit:

$$[K]\{U\} = \{F\} \quad (\text{II.1})$$

où :

$\{U\}$  = vecteur des déplacements ;

$[K]$  = matrice de rigidité ;

$\{F\}$  = vecteur des forces nodales.

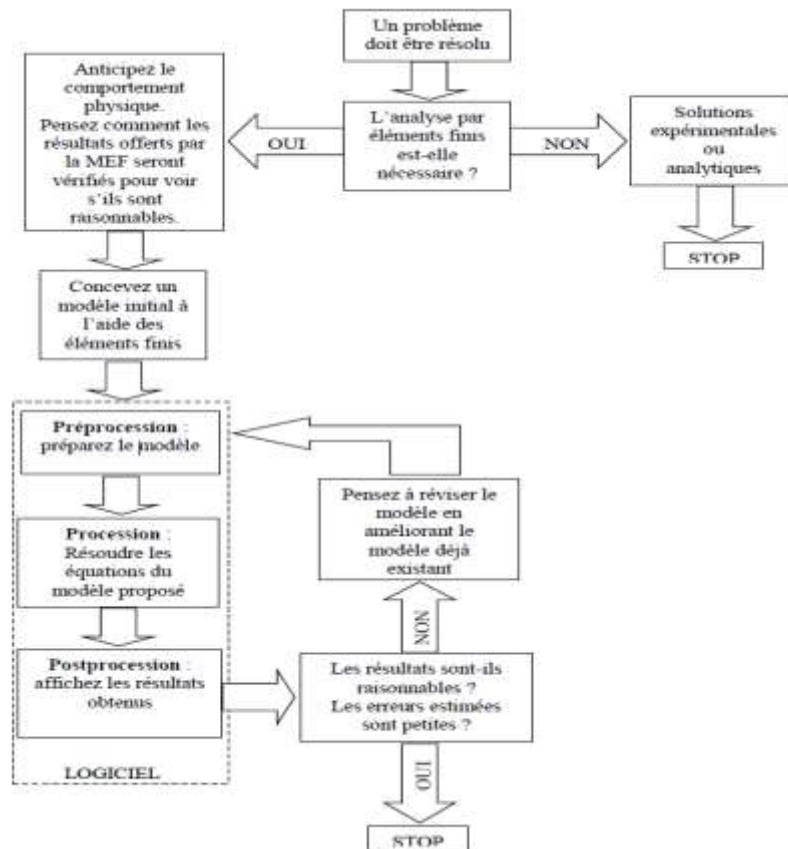
**Étape 5 :** Résoudre les déplacements noraux inconnus. Les équations d'équilibre globales doivent être modifiées pour tenir compte des conditions aux limites du problème. Après l'incorporation des conditions aux limites.

### Étape 6: Calculer les déformations et les contraintes des éléments.

A partir des déplacements nodaux connus  $\mathbf{u}$ ; si nécessaire, les déformations et contraintes des éléments peuvent être calculées en utilisant les équations nécessaires de la mécanique des solides.

**Étape 7 :** Interpréter les résultats : la détermination des zones dans la structure où se produisent de grandes déformations et de grandes contraintes est généralement importante pour prendre des décisions de conception. Les programmes informatiques du post processeur aident l'utilisateur à interpréter les résultats en les affichant sous forme graphique. [6] [8] [11]

Les étapes précédentes sont résumées dans l'organigramme suivant :



**Figure II.2 :** Principales étapes pour une analyse par la Méthode des Eléments Finis

## II.6. Exemples d'application de la méthode des éléments finis

La méthode des éléments finis est utilisée dans de nombreux domaines de l'ingénierie et des sciences physiques. Par exemple, elle est utilisée pour la conception de ponts, d'avions, de voitures, de bâtiments et de structures offshore. Elle est également utilisée dans l'industrie biomédicale pour modéliser la réponse des tissus et des organes à différents stimuli, ainsi que pour la conception de dispositifs médicaux tels que les implants et les prothèses.

Un autre exemple d'application de la méthode des éléments finis est la simulation de la propagation des ondes sismiques dans le sol, utilisée pour évaluer les risques sismiques et la réponse des bâtiments et des infrastructures sismorésistantes. La méthode des éléments finis est également utilisée dans l'industrie de l'énergie pour modéliser le comportement des réservoirs de pétrole et de gaz, la propagation de la chaleur et le transfert de masse dans les réacteurs nucléaires.

## II.7. Les avantages et les limites de la méthode des éléments finis

Les avantages de la méthode des éléments finis sont nombreux. Elle permet de modéliser des systèmes complexes et de résoudre des équations mathématiques difficiles, ce qui peut être difficile ou impossible par des méthodes analytiques. Elle permet également d'analyser le comportement d'un système sous différentes conditions de charge et de simuler différents scénarios de manière rapide et économique.

Cependant, la méthode des éléments finis présente également des limites. Elle nécessite une grande puissance de calcul et des ressources informatiques importantes pour modéliser des systèmes complexes et pour résoudre les équations mathématiques. De plus, elle nécessite une expertise technique pour la modélisation et la mise en œuvre des simulations, ce qui peut limiter son utilisation dans certains domaines.

## II.8. Simulation numérique du problème de contact avec le logiciel CAST3M.

### II.8.1. Introduction

Cast3M est un logiciel de calcul scientifique développé par le Commissariat à l'Énergie Atomique et aux Énergies Alternatives (CEA) en France. Il repose sur la méthode des éléments finis (MEF) et est utilisé principalement pour résoudre des problèmes complexes liés à la mécanique des structures, la thermique, les fluides et d'autres domaines de la physique.

Contrairement aux codes classiques, Cast3M est conçu comme une "boîte à outils" permettant aux utilisateurs de développer des solutions personnalisées adaptées à leurs besoins spécifiques.

- Développé initialement dans les années 1970 au sein du département de Modélisation des Systèmes et Structures (DM2S) du CEA.
- Le développement de Cast3M a évolué avec les progrès des technologies informatiques, passant d'une approche "boîte noire" à une architecture ouverte et modulaire
- Objectif : offrir un outil flexible et puissant capable de répondre à des besoins variés, notamment dans le domaine nucléaire, où il est largement utilisé pour les analyses de sûreté.

### II.8.2. Caractéristiques principales

Cast3M présente plusieurs avantages qui en font un choix privilégié pour la simulation numérique :

- Open-source et multi-plateforme : Cast3M est disponible gratuitement pour un usage académique et de recherche, ce qui favorise son adoption dans les universités et les laboratoires.
- Langage spécifique au domaine : Le logiciel utilise un langage de spécification appelé Gibiane, qui permet aux utilisateurs de définir et de résoudre leurs problèmes de manière intuitive. Cela facilite l'apprentissage et l'utilisation du logiciel, même pour les nouveaux utilisateurs.
- Intégration complète : Cast3M intègre non seulement des fonctions de résolution (solveur), mais aussi des outils de prétraitement (maillage, importation) et de post-traitement (visualisation, exportation), ce qui en fait un système complet pour la simulation numérique.
- Flexibilité et extensibilité : Les utilisateurs peuvent développer leurs propres fonctions répondant à des besoins spécifiques, ce qui rend le logiciel adaptable à divers types d'analyses.
- Formation et communauté : Des sessions de formation sont organisées régulièrement pour aider les utilisateurs à se familiariser avec le logiciel. De plus, une communauté active permet le partage d'expériences et d'applications entre utilisateurs.

En résumé, Cast3M est un outil puissant pour la simulation numérique, offrant une flexibilité remarquable et une large gamme d'applications dans divers domaines scientifiques et industriels.

### II.8.3. Avantages de Cast3M

- Contrôle total sur chaque étape du processus.
- Possibilité de définir pas à pas la séquence des opérations.
- Support de simulations complexes impliquant des phénomènes couplés (thermo-mécanique, fluide-structure, etc.)

### II.8.4. Organisation d'un Calcul avec Cast3M

#### Les étapes générales d'un calcul :

Un calcul effectué avec Cast3M peut être décomposé en quatre grandes étapes [9]

##### a. Choix de la géométrie et du maillage :

- Définition des points, lignes, surfaces et volumes.
- Discrétisation du domaine étudié.

##### b. Définition du modèle mathématique :

- Type d'analyse (contraintes planes, axisymétrie, séries de Fourier, etc.).
- Formulation (mécanique, thermique, fluide, etc.).
- Comportement du matériau (élastique, plastique, isotrope, orthotrope, etc.).
- Propriétés matérielles et géométriques.
- Conditions aux limites et chargements.

##### c. Résolution du problème discréteisé :

- Calcul des matrices de rigidité et de masse.
- Assemblage des matrices globales.
- Application des conditions aux limites et des chargements.
- Résolution du système d'équations.

##### d. Analyse et post-traitement des résultats :

- Visualisation des champs locaux (déplacements, contraintes, déformations).

- Extraction de quantités globales (énergie de déformation, valeurs propres, etc.).

**Les opérateurs :**

Les opérateurs sont des instructions élémentaires qui manipulent les objets. Voici quelques exemples

**Maillage :**

DROITE, CERCLE, SURFACE, VOLUME.

PAVER : crée des volumes parallélépipédiques.

**Modélisation :**

MODE(LISER) : associe un comportement mécanique ou thermique à un maillage.

MATER(RIAU) : définit les propriétés physiques du matériau.

**Changement et conditions limites :**

BLOQUER : impose des conditions aux limites.

FORCE, MOMENT, PRESSION : applique des charges mécaniques.

**Résolution :**

RIGI(DITE) : construit la matrice de rigidité.

RESO(UDRE) : résout le système linéaire.

### II.8.5. Mise en œuvre du Problème de Contact dans Cast3M

La simulation numérique du problème de contact avec Cast3M nécessite une approche structurée, depuis la préparation du modèle jusqu'à l'analyse des résultats. Cette section détaille les étapes clés de la mise en œuvre, en mettant l'accent sur la modélisation du contact, la résolution numérique, et le post-traitement des résultats. [9] [13]

#### 1. Préparation du Modèle

**Définition de la Géométrie et du Maillage :**

La première étape consiste à définir la géométrie des corps en contact. Dans Cast3M, cela se fait en créant des objets géométriques (points, lignes, surfaces, volumes) à l'aide d'opérateurs tels que DROITE, CERCLE, SURFACE, et VOLUME. Une fois la géométrie définie, il faut discréteriser le domaine en éléments finis. Le maillage doit être suffisamment fin dans les zones de contact pour capturer les gradients de contraintes et de déformations. [9] [13]

**Choix des Éléments Finis Adaptés :**

Le choix des éléments finis dépend du type de problème et des phénomènes physiques à modéliser. Pour les problèmes de contact, on utilise souvent des éléments de surface (comme QUA4 ou TRI3) pour les zones de contact, et des éléments volumiques (comme CUB8 ou TET4) pour les corps en contact. Les éléments de coque (COQ4) peuvent également être utilisés pour modéliser des structures minces. [9] [13]

**Affectation des Propriétés Matérielles :**

Les propriétés matérielles (module d'Young, coefficient de Poisson, limite élastique, etc.) sont définies à l'aide de l'opérateur MATE. Pour les problèmes de contact avec frottement, il est également nécessaire de spécifier le coefficient de frottement (par exemple, avec le modèle de Coulomb). [9] [13]

**2. Modélisation du Contact**

Le contact est utilisé pour définir les conditions de non-pénétration entre les surfaces en contact. Il permet de spécifier les zones de contact, les propriétés de frottement, et les conditions de glissement ou d'adhérence. Par exemple, pour un contact avec frottements, on peut utiliser le modèle de Coulomb en spécifiant un coefficient de frottement. [9] [13]

**Intégration du Frottement :**

Le frottement est modélisé en ajoutant des conditions supplémentaires aux équations de contact. Cast3M permet d'intégrer des modèles de frottement complexes, tels que le frottement de Coulomb, qui prend en compte la relation entre la force normale et la force tangentielle. [9] [13]

**3. Résolution Numérique****L'algorithme PASAPAS :**

La résolution du problème de contact est effectuée de manière incrémentale à l'aide de la procédure PASAPAS. Cette procédure est particulièrement adaptée pour les problèmes non linéaires, tels que ceux impliquant du contact et du frottement. Elle permet de suivre l'évolution de la zone de contact et des forces de contact au cours du temps.

**Étapes de la Résolution :**

1. **Initialisation :** Définir les conditions initiales (déplacements, vitesses, etc.).
2. **Incrémantation :** Appliquer les chargements et les conditions aux limites de manière progressive.

3. **Correction :** Résoudre les équations de contact à chaque incrément de temps, en prenant en compte les non-linéarités géométriques et matérielles

4. **Convergence :** Vérifier la convergence des résultats à chaque étape

#### 4. Post-traitement

##### Visualisation Graphique :

Les résultats de la simulation sont visualisés à l'aide des outils de post-traitement de Cast3M. On peut afficher les déplacements, les contraintes, et les zones de contact sous forme de graphiques 2D ou 3D. Les iso valeurs de contraintes (par exemple, les contraintes de Von Mises) permettent d'identifier les zones critiques. [9] [13]

##### Analyse des Champs de Contraintes et de Déplacements :

Les champs de contraintes et de déplacements sont analysés pour évaluer l'impact du contact sur la structure. On peut extraire des valeurs spécifiques (par exemple, la pression de contact maximale) à l'aide d'opérateurs tels que EXCO et MAXI. [9] [13]

## II.9. Conclusion

La méthode des éléments finis s'impose aujourd'hui comme un outil incontournable pour l'analyse et la simulation numérique des phénomènes physiques complexes. Grâce à sa capacité à discréteriser un domaine continu en sous-ensembles simples, elle permet de résoudre avec précision des problèmes de nature variée, qu'ils soient linéaires ou non, dans les domaines structurel, thermique, fluidique ou encore électromagnétique. L'approche par étapes – de la modélisation géométrique jusqu'au post-traitement des résultats – confère à cette méthode une grande rigueur scientifique et une adaptabilité aux exigences des ingénieurs.

L'illustration de la mise en œuvre de cette méthode à travers le logiciel Cast3M montre la richesse et la flexibilité de cet outil open-source. Cast3M permet de contrôler avec finesse toutes les étapes de simulation, depuis la définition du maillage et des matériaux jusqu'à la résolution de problèmes complexes, notamment ceux incluant des contacts avec ou sans frottement. Son langage spécifique, ses opérateurs puissants et son système modulaire en font un environnement robuste, particulièrement bien adapté à la recherche et à l'enseignement.

# **Chapitre III**

## **les assemblage métalliques en**

## **mode de transmission par**

## **cisaillement**

# Les assemblages métalliques en mode de transmission par cisaillement

## III. 1. Introduction

Les assemblages métalliques constituent des éléments essentiels dans la conception et la réalisation des structures en acier. Ils assurent la continuité mécanique entre les différentes parties de l'ouvrage, permettant la transmission des efforts internes (traction, compression, cisaillement, flexion, etc.). Parmi ces sollicitations, le cisaillement est particulièrement courant dans de nombreux cas pratiques : assemblages de poutres, jonctions entre plaques, contreventements, attaches d'ossatures, etc.

Ce chapitre s'intéresse aux assemblages métalliques sollicités en cisaillement, en mettant l'accent sur les principes de fonctionnement, les configurations typiques, les critères de dimensionnement, ainsi que les mécanismes de rupture. Une attention particulière sera accordée aux assemblages par boulons, qui constituent une solution largement utilisée dans la pratique courante

## III.2. Les assemblages métalliques

Les assemblages constituent des éléments spécifiques à la construction métallique, ils jouent un rôle important : un seul assemblage mal conçu ou mal calculé peut conduire à l'effondrement d'une structure. Les anciens charpentiers avaient coutume de dire qu'une charpente mal dimensionnée mais correctement assemblée est préférable à une charpente correctement dimensionnée mais mal dimensionnée. Dans le premier cas la réserve plastique qui autorisera l'apparition de grande déformation, qui préviendra du risque possible. En revanche dans le second cas aucune déformation prémonitoire ne sera observée avant la rupture brutale.

Un assemblage est donc un dispositif permettant de réunir et de solidariser plusieurs pièces entre elles en assurant la transmission et la répartition des diverses sollicitations (efforts normaux efforts tranchant et/ou moments fléchissant) entre les pièces, sans générer des sollicitations parasites.

Le calcul des assemblages ne repose pas sur des études théoriques poussées mais au contraire sur des hypothèses relativement simples, justifiés par des essais et par l'expérience pratique. Il peut arriver cependant que ces hypothèses soient mises à défaut aussi faut-il les avoir présentés à l'esprit, aussi bien dans la phase de conception que dans la phase de calcul. [1][3] [7] [12] [13]

### **III.2.1. Les assemblages boulonnés**

Est un procédé d'assemblage utilisé en CM permettant de réaliser une liaison démontable, le boulonnage consiste à l'assemblage des éléments avec des boulons posés dans des trous percés dans les pièces, ces éléments d'attaches fonctionnent par leurs corps pour résister aux sollicitations imposées.

Les boulons peuvent être classés selon leur mise en oeuvre, on distingue :

#### **a. Boulons ordinaires :**

Le mode de transmission de charge d'une pièce à une autre se fait à travers la tige du boulon, qui joue le rôle d'obstacle entre les pièces assemblées, d'où son travail au cisaillement.

#### **Caractéristiques :**

Pour éviter une multiplication du type de boulons, l'Eurocode 3 n'autorise qu'une série finie de classes mécaniques de boulon. Les caractéristiques mécaniques des boulons nécessaires aux calculs sont la limite d'élasticité  $f_yb$  et la résistance à la traction  $f_{ub}$ . Chacune des sept classes autorisées est désignée par deux nombres (classe 6.8, par exemple). Le tableau (III.1) donne les valeurs de  $f_yb$  et  $f_{ub}$  pour chaque classe. Il convient d'adopter les valeurs comme valeurs caractéristiques dans les calculs de dimensionnement. Boulons Précontraints : seuls les boulons de classe 8.8 et 10.9 peuvent être utilisés comme boulons précontraints à haute résistance pour la construction

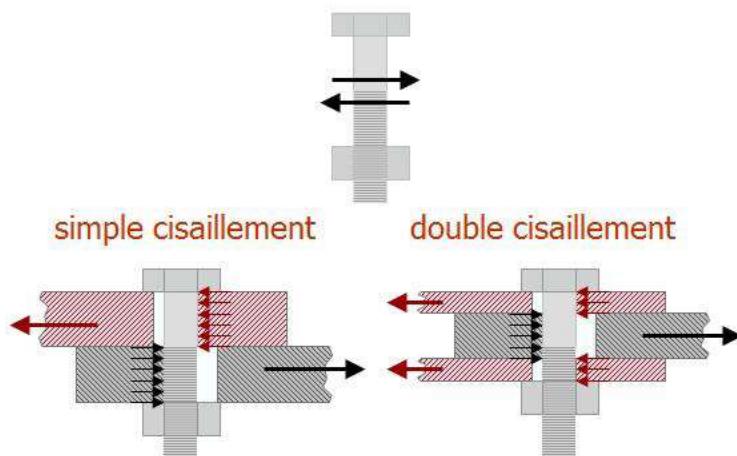
<b>Classe de boulon</b>	<b>4.6</b>	<b>4.8</b>	<b>5.6</b>	<b>5.8</b>	<b>6.8</b>	<b>8.8</b>	<b>10.9</b>
$f_yb$ (N/mm <sup>2</sup> )	240	320	300	400	480	640	900
$f_{ub}$ (N/mm <sup>2</sup> )	400	400	500	500	600	800	1000

**Tableau III.1 :** Valeurs nominales de Limite d'élasticité et de résistance ultime à la traction pour les boulons

### i. Calcul des boulons au cisaillement

Dans le cas des pièces assemblées par des boulons ordinaires, ces dernières sont supposées pouvoir glisser pour venir en contact avec les tiges. L'effort appliqué est perpendiculaire à l'axe des boulons qui supportent une pression latérale dans les zones de contact. Les tiges sont alors cisaillées au droit des surfaces de glissement.

Les pièces impriment une contrainte de cisaillement aux boulons. Le boulon jouant le rôle de butée produit, par réaction, une contrainte normale sur la surface des trous dans les pièces avec lesquelles il est en contact. Cette contrainte est appelée *pression diamétrale*. [7] [12] [13]



**Figure III.1 :** Boulons au cisaillement

Si le plan de cisaillement passe par la partie filetée du boulon, la résistance au cisaillement par plan de cisaillement est

$$F_{v,Rd} = \frac{\alpha_v f_{ub} A_s}{\gamma_{Mb}} \quad (\text{III.1})$$

Avec

$\alpha_v = 0,6$  pour les classes 4.6, 5.6 et 8.8.

$\alpha_v = 0,5$  pour les classes 4.8, 5.8, 6.8 et 10.9.

$\gamma_{Mb}$ : Coefficient partiel de sécurité égal à 1.25

-Si le plan de cisaillement passe par la partie lisse de la tige du boulon, la résistance au cisaillement par plan de cisaillement est

$$F_{v,Rd} = \frac{\alpha_v f_{ub} A_s}{\gamma_{Mb}} \quad (\text{III.2})$$

### ii. Résistance à la pression diamétrale des pièces assemblées

Au contact du boulon avec la pièce, celui-ci exerce sur cette dernière une pression pour laquelle la pièce doit avoir une résistance suffisante, afin d'éviter une ovalisation des trous et des déchirures des pinces. [7] [12] [13]

La résistance est :

$$F_{b,Rd} = \frac{2.5 \cdot \alpha_v \cdot f_u \cdot dt}{\gamma_{Mb}} \quad (\text{III.3})$$

Avec

$d$  : diamètre des boulons

$d_0$ : diamètre du trou

$f_u$  : résistance ultime de la pièce à la traction

$f_{ub}$  : résistance ultime du boulon à la traction

$A_s$  : aire de la section résistante dans la partie filetée

$A$ : aire de la section brute du boulon

$\gamma_{Mb}$  : coefficient partiel de sécurité ( $\gamma_{Mb} = 1,25$ )

$t$ : épaisseur de la pièce assemblée

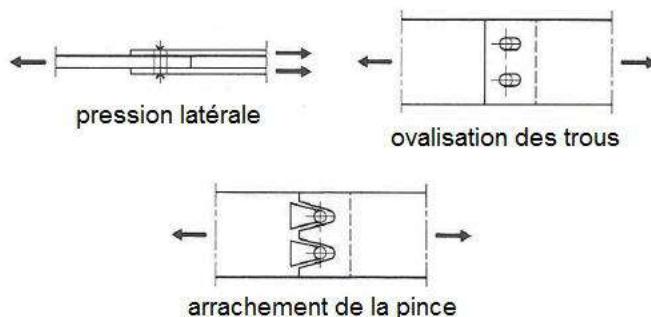


Figure III.2 : Pression diamétrale dans un assemblage boulonné

### iii. Calcul des boulons à la traction

La résistance à la traction d'un boulon s'exprime par :

$$F_{t,Rd} = \frac{0,9 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{\gamma_{Mb}} \quad (\text{III.4})$$

Avec

$f_{ub}$  : résistance ultime du boulon à la traction

$A_s$  : aire de la section résistante dans la partie filetée

$\gamma_{Mb}$  : coefficient partiel de sécurité ( $\gamma_{Mb} = 1,25$ )

### iv. Calcul des boulons sollicités simultanément au cisaillement et à la traction

Les boulons soumis à des efforts combinés de cisaillement  $F_v$  et de traction  $F_t$ , doivent satisfaire la condition suivantes :

$$\frac{F_v}{F_{v,Rd}} + \frac{F_t}{1,4 \cdot F_{t,Rd}} \leq 1 \quad (\text{III.5})$$

### b. Boulons à haute résistance (HR)

Boulons HR est constitué d'acier à haute limite élastique, lors le boulonnage, il est serré fortement ce qui a pour effet de lui communiquer un effort de précontraint qui agit parallèlement à l'axe du boulon.

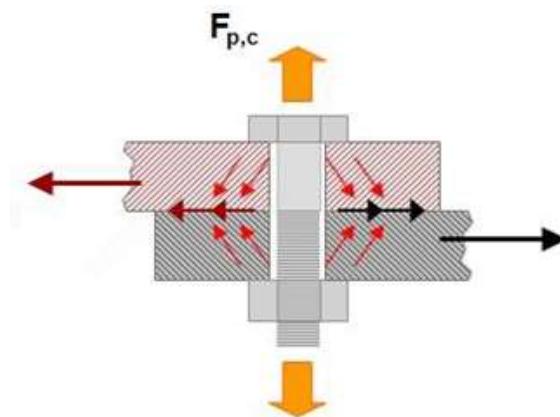
Contrairement aux boulons ordinaires, les boulons HR ne travaillent pas aux cisaillements, mais transmis les efforts par frottement.

Les pièces sont pincées par un effort  $F_p$  perpendiculaire au plan de contact. Le frottement est mobilisé.

$F_p$  est obtenu par serrage des boulons qui n'ont en fait que le rôle de pincer les pièces entre elles de manière à ce que l'assemblage se réalise par frottement. Plusieurs paramètres interviennent dans la résistance de l'assemblage :

- La force de précontrainte
- L'état de surface des pièces en contact
- La forme et les dimensions du trou
- Le nombre de plan de contact

Les boulons HR n'étant pas conçus pour fonctionner en obstacle (au cisaillement), leurs tiges ne sont théoriquement pas en contact avec les sections droites des perçages des pièces assemblées. Cependant, dans certains cas, les tiges peuvent venir au contact des pièces, soit en raison d'un mauvais montage, soit accidentellement par glissement des pièces (coefficient de frottement  $\mu$  insuffisant ou bien effort tangent excessif). Dans ces cas, les boulons HR vont fonctionner au cisaillement. [7] [12] [13]



**Figure III.3 : Boulons à haute résistance**

**Caractéristiques :**

Il existe deux classes de boulons HR, définies en fonction de leur contrainte limite d'élasticité  $f_{yb}$  et leur contrainte de rupture  $f_{ub}$  :

Repère	Appellation	$f_{ub}$ (MPa)	$F_{yb}$ (MPa)
HR 1	HR 10.9	1000	900
HR 2	HR 8.8	800	640

**Tableau III.2 : Principales caractéristiques mécaniques des boulons HR**

i. **Résistance au glissement des boulons HR**

La résistance de calcul au glissement d'un boulon précontraint vaut :

$$F_{s,Rd} = \frac{k_s \cdot n \cdot \mu \cdot f_{p,c}}{\gamma_m} \quad (\text{III.6})$$

Avec

$n$ : nombre de surface de frottement.

$\gamma_m$ : Coefficient de sécurité égal à 1.25 pour l'ELU et à 1.10 pour l'ELS

$f_{p,c}$ : Force de précontrainte

$k_s$  : coefficient fonction de la dimension du trou de pressage

$\mu$  : coefficient de frottement

Description	$k_s$
Boulons utilisés dans des trous normaux.	1,0
Boulons utilisés soit dans des trous surdimensionnés soit dans des trous oblongs courts dont l'axe longitudinal est perpendiculaire à la direction des efforts.	0,85
Boulons utilisés dans des trous oblongs longs dont l'axe longitudinal est perpendiculaire à la direction des efforts.	0,7
Boulons utilisés dans des trous oblongs courts dont l'axe longitudinal est parallèle à la direction des efforts.	0,76
Boulons utilisés dans des trous oblongs longs dont l'axe longitudinal est parallèle à la direction des efforts.	0,63

**Tableau III.3 : coefficient Ks en fonction de la dimension du trou de pressage**

### ii. Résistance des boulons HR à la traction

Dans le cas d'un effort parallèle à l'axe des boulons, un assemblage par boulons HR est tel que les pièces restent en contact tant que l'effort appliqué ne dépasse pas l'effort de précontrainte.

$$F_{s,Rd} = \frac{A_s f_{ub}}{\gamma_m} \quad (\text{III.7})$$

Avec

$f_{ub}$  : résistance ultime du boulon à la traction

$A_s$ : aire de la section résistante dans la partie filetée

$\gamma_m$  : coefficient partiel de sécurité ( $\gamma_m = 1,25$ )

### iii. Résistance des boulons HR sollicités simultanément au cisaillement et à la traction

Dans ce cas, l'effort est décomposé en un effort perpendiculaire et un effort parallèle à l'axe du boulon. Ce dernier tend à diminuer la pression exercée sur les pièces assemblées, il convient donc de prendre la résistance au glissement par boulon égale à la valeur suivante: [7] [12] [13]

$$F_{s,Rd} = \frac{k_s \cdot n \cdot \mu \cdot (f_{p,c} - 0,8F_t)}{\gamma_m} \quad (\text{III.8})$$

Avec :

$F_{s,Rd}$ : résistance au glissement de calcul d'un ou de plusieurs boulons

$k_s$  : coefficient de distribution de l'effort (souvent  $k_s=1$  si tous les boulons sont équivalents)

$n$  : nombre de plans de glissement

$\mu$  : coefficient de frottement acier/acier (ex. 0.3 à 0.5 selon les traitements)

$f_{p,c}$ : force de précontrainte normale effective (valeur après pose)

$F_t$  : composante perpendiculaire à l'interface (traction selon l'axe du boulon)

$\gamma_m$ : coefficient de sécurité partiel (ex. 1.25 selon l'Eurocode 3)

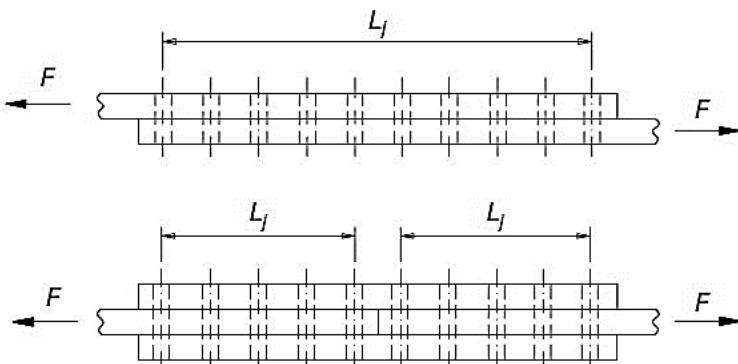
### c. Effet de la longueur de l'assemblage :

L'étude des assemblages sollicités au cisaillement a mis en évidence l'influence de la longueur de l'assemblage sur la charge de ruine. Les plus grandes déformations se situent aux extrémités de l'assemblage ; les boulons des extrémités sont donc plus sollicités que les boulons centraux. Tous les boulons d'un assemblage sollicité en cisaillement ne transmettent pas la même charge. [7] [12] [13]

Lors de la vérification d'un assemblage dont la distance entre le premier et le dernier boulon d'une tôle dépasse 15 fois le diamètre  $d$  du boulon, la résistance de calcul au cisaillement  $FV,Rd$  de tous les éléments d'attache doit être réduite en la multipliant par un coefficient réducteur  $\beta_{Lf}$  donné par :

$$\beta_{Lf} = 1 - \frac{L_j - 15d}{200d} \quad (\text{III.8})$$

avec:  $0.75 \leq \beta_{Lf} \leq 1.0$



**Figure III.4 : Effet de la longueur de l'assemblage**

### III.3. Classification des assemblages

Classification suivant la rigidité :

- Assemblage articulé : un tel assemblage est capable de transmettre des efforts internes sans développer de moment de flexion significatif et est capable d'accepter les rotations se produisant sous les charges de calcul.
- Assemblage rigide : un tel assemblage possède suffisamment de rigidité à la rotation pour Justifier une analyse basée sur une complète continuité.

- Assemblage semi-rigide : cet assemblage ne répond pas aux critères requis pour les assemblages articulés et les assemblages soudés. Il doit être capable de transmettre les efforts internes obtenu sous charges de calcul. [7] [12] [13]

Classification Suivant la résistance :

Un assemblage peut être considéré comme articulé si son moment résistant est inférieur à 0.25 fois le moment résistant requis pour un assemblage à résistance complète, et s'il possède une capacité de rotation suffisante.

Un assemblage est à résistance complète si sa résistance est supérieure à celle de l'élément assemblé.

Un assemblage est à résistance partielle s'il ne répond pas au critère requis pour les assemblages articulés et les assemblages à résistance complète. [7] [12] [13]

#### III.4. Conclusion

Les assemblages métalliques représentent un élément crucial dans la stabilité et la sécurité des structures en construction métallique. Ce chapitre a permis d'explorer les différentes méthodes d'assemblage – principalement le boulonnage et le soudage – en insistant sur leurs principes, leurs caractéristiques mécaniques, ainsi que leurs domaines d'application. L'étude détaillée du comportement au cisaillement, notamment dans les assemblages boulonnés, a mis en évidence l'importance de la modélisation des efforts tangents, de la déformation, et de la résistance des matériaux pour garantir la fiabilité des liaisons mécaniques.

Les boulons ordinaires et les boulons à haute résistance (HR) répondent à des logiques de fonctionnement distinctes : les premiers transmettent les efforts par obstacle, tandis que les seconds reposent sur la friction induite par la précontrainte. Le calcul rigoureux de leur résistance au cisaillement, à la traction ou en situation combinée, constitue une étape essentielle pour respecter les normes de sécurité. De même, les soudages offrent une continuité de matière très avantageuse pour la transmission des efforts, mais imposent des exigences particulières en termes de qualité de réalisation et de contrôle.

# **Chapitre IV**

## **Modélisation numérique de l'assemblage et discussions des résultats**

# Modélisation numérique de l'assemblage et discussions des résultats

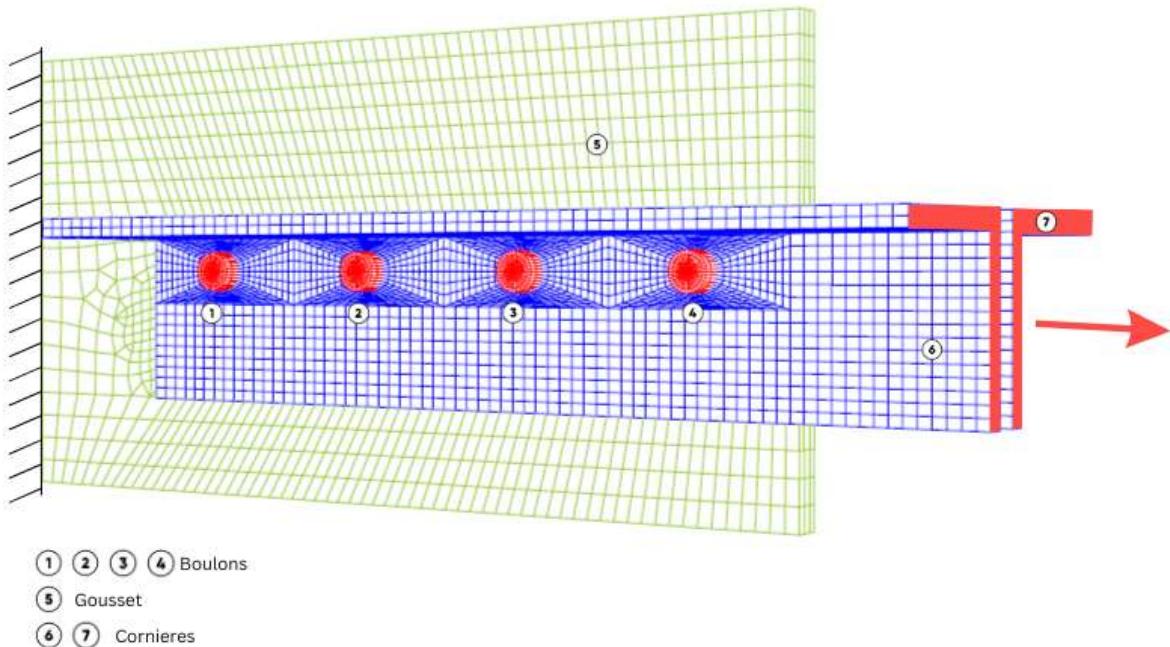
## IV. 1. Introduction

Ce chapitre présente une analyse détaillée de la résistance d'un assemblage boulonné soumis à un effort de traction. Il s'inscrit dans le cadre d'un projet de conception mécanique d'une structure métallique, où la sécurité des connexions joue un rôle fondamental. L'étude compare deux types d'assemblages : les boulons ordinaires et les boulons à haute résistance précontraints (HR). L'objectif est de vérifier leur conformité vis-à-vis des critères de résistance au cisaillement, à la pression diamétrale et au glissement, selon les normes en vigueur.

## IV.2. Données générales de l'assemblage

Élément	Valeur
Nombre de boulons	4
Type de boulons	M12, classe 10.9
Diamètre nominal du boulon	12 mm
Diamètre du trou	13 mm
Section filetée	$A_s = 84,3 \text{ mm}^2$
Section brute	$113,1 \text{ mm}^2$
Matériau cornière/gousset	S420 ( $f_y = 431 \text{ MPa}$ , $f_u = 595 \text{ MPa}$ )
Acier des boulons	$f_y = 893 \text{ MPa}$ , $f_u = 974 \text{ MPa}$
Module d'Young	$E = 210\,000 \text{ MPa}$
Coefficient de frottement	$\mu = 0,3$
Pas entre les trous	100 mm
Pince (épaisseur totale serrée)	50 mm
Épaisseur du gousset	15 mm
Épaisseur de la cornière	10 mm

**Tableau IV.1** : Données générales de l'assemblage



### IV.3. Vérification des boulons ordinaires

#### IV.3.1. Résistance au cisaillement des boulons

Le calcul de la résistance au cisaillement des boulons non précontraints repose sur la formule

$$F_{V,Sd} \leq F_{V,Rd} \quad (\text{IV.1})$$

$$F_{V,Sd} = \frac{N_{t,Sd}}{n.p} = \frac{N_{t,sd}}{8} \quad (\text{IV.2})$$

$$F_{V,Rd} = (\alpha_v \times f_{ub} \times A_s) / \gamma_{mb} \quad (\text{IV.3})$$

$$F_{V,Rd} = (0,5 \times 974 \times 84,3) / 1,25 = 32\,844 \text{ N} = 32,844 \text{ KN} \quad (\text{IV.4})$$

$$N_{t,Sd} \leq 32,844 \times 8 \quad (\text{IV.5})$$

$$N_{t,Sd} \leq 262,752 \text{ KN} \quad (\text{IV.6})$$

#### IV.3.2. Vérification à la pression diamétrale au niveau des cornières

$$F_{V,Sd} \leq F_{b,Rd} \quad (\text{IV.7})$$

$$F_{b,Rd} = (2,5\alpha \times d \times t \times f_u) / \gamma_{mb} \quad (\text{IV.8})$$

$$F_{b,Rd} = 2,5 \times 1 \times 12 \times 1 \times 595 / 1,25 \quad (\text{IV.9})$$

$$F_{b,Rd} = 142,8 \text{ KN} \quad (\text{IV.10})$$

$$N_{t,Sd} \leq 142,8 \times 8 \quad (\text{IV.11})$$

$$N_{t,Sd} \leq 1142,4 \text{ KN} \quad (\text{IV.12})$$

### IV.3.3. Vérification à la pression diamétrale au niveau du gousset

$$\frac{N_{t,sd}}{4} \leq F_{b,Rd} \quad (\text{IV.13})$$

$$F_{b,Rd} = (2,5\alpha \times d \times t \times f_u) / \gamma M2 \quad (\text{IV.14})$$

$$F_{b,Rd} = 2,5 \times 1 \times 12 \times 15 \times 595 / 1,25 \quad (\text{IV.15})$$

$$F_{b,Rd} = 214,2 \text{ KN} \quad (\text{IV.16})$$

$$\frac{N_{t,sd}}{4} \leq 214,2 \quad (\text{IV.17})$$

$$N_{t,sd} \leq 214,2 \times 4 \quad (\text{IV.18})$$

$$N_{t,sd} \leq 856,8 \text{ KN} \quad (\text{IV.19})$$

$$N_{t,Rd} = \min(262,752 \text{ KN}; 1142,4 \text{ KN}; 856,8 \text{ KN}) \quad (\text{IV.20})$$

$$N_{t,Rd} = 262,752 \text{ KN} \quad (\text{IV.21})$$

## IV. 4. Vérification avec boulons précontraints (HR)

$$F_{V,Sd} = \frac{N_{t,Sd}}{n.p} = \frac{N_{t,sd}}{8} \quad (\text{IV.22})$$

$$F_{V,Sd} \leq F_{S,Rd} \quad (\text{IV.23})$$

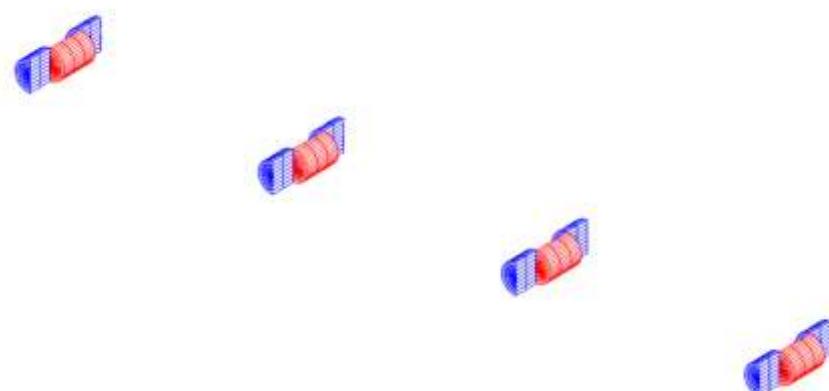
$$F_{S,Rd} = (k_s \times n \times \mu \times F_p, C) \quad (\text{IV.24})$$

$$F_{S,Rd} = (1 \times 0,3 \times 0,7 \times 0,843 \times 97,4) = 17,24 \text{ KN} \quad (\text{IV.25})$$

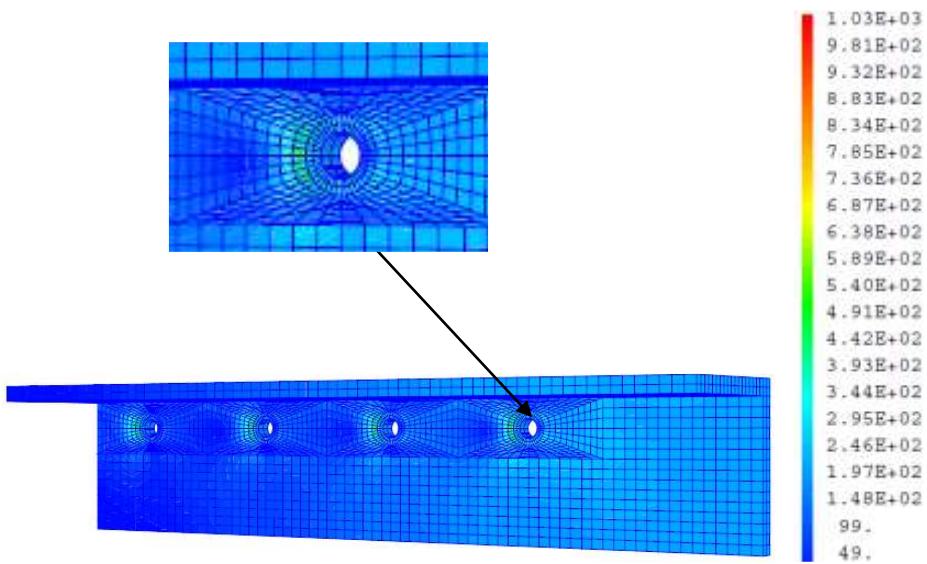
$$N_{t,Sd} \leq 17,24 \times 8 = 137,94 \text{ KN} \quad (\text{IV.26})$$

## IV.5. Discussions des résultats

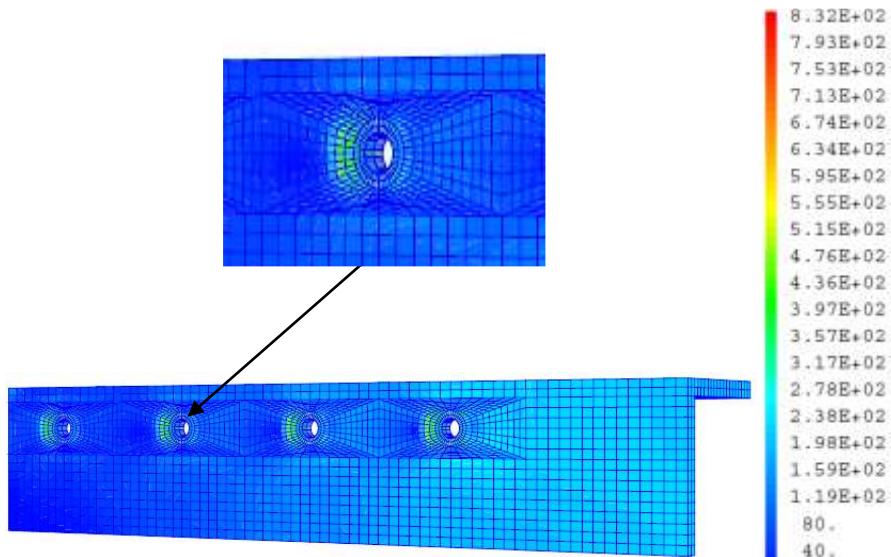
### IV.5.1. Cas de la transmission par boulons ordinaires



**Figure IV.2 :** modélisation des boulons ordinaire

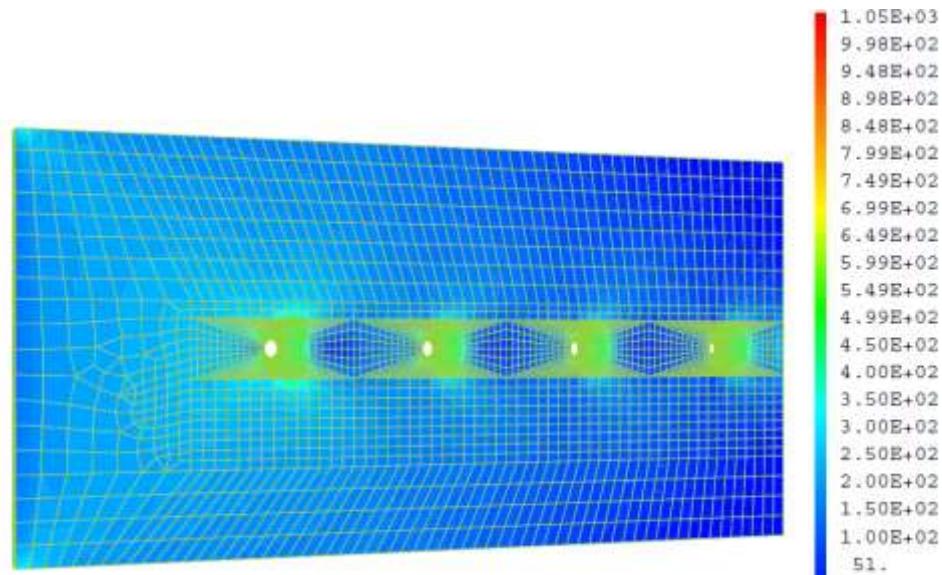


**Figure IV.3:** distribution du champ de contraintes de Von Mises au niveau de la cornière 01 pour un effort normal de traction de 855 KN



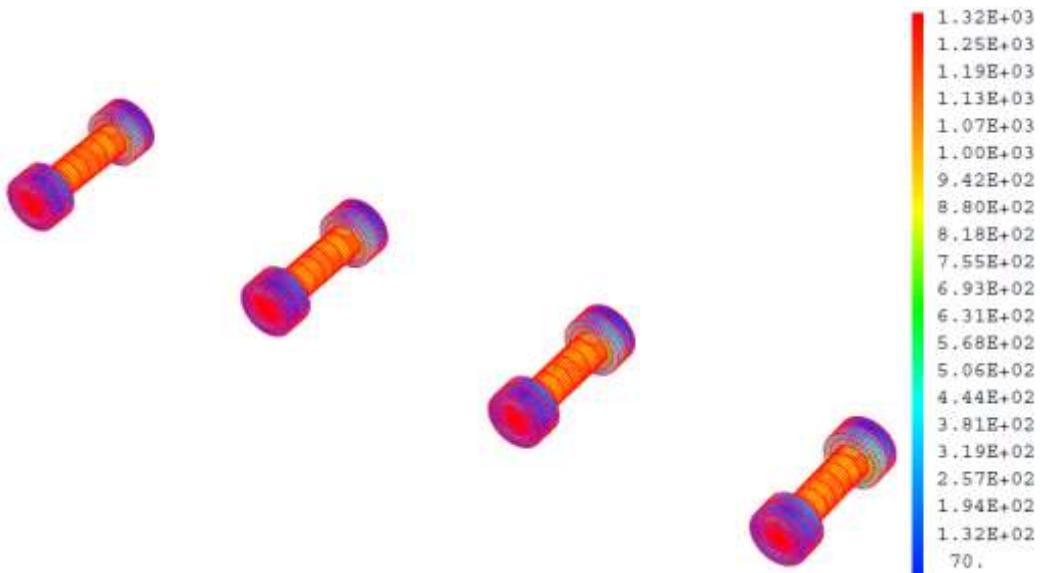
**Figure IV.4:** distribution du champ de contraintes de Von Mises au niveau de la cornière 02 pour un effort normal de traction de 855 KN

La Figure IV.3 et Figure IV.4 illustre la distribution du champ de contraintes de Von Mises dans les deux cornières soumises à un effort de traction normal de 855 kN. L'analyse met en évidence une concentration marquée des contraintes autour des zones de fixation, notamment au niveau des perçages destinés au boulonnage. Ces concentrations sont dues à la discontinuité géométrique qui engendre une perturbation du champ de contraintes. La contrainte maximale enregistrée atteint environ 1030 MPa pour la 1courniere et 832MPa pour la 2eme . En revanche, les zones éloignées des attaches présentent des contraintes nettement plus faibles, inférieures à 100 MPa, indiquant une sollicitation moindre de ces régions



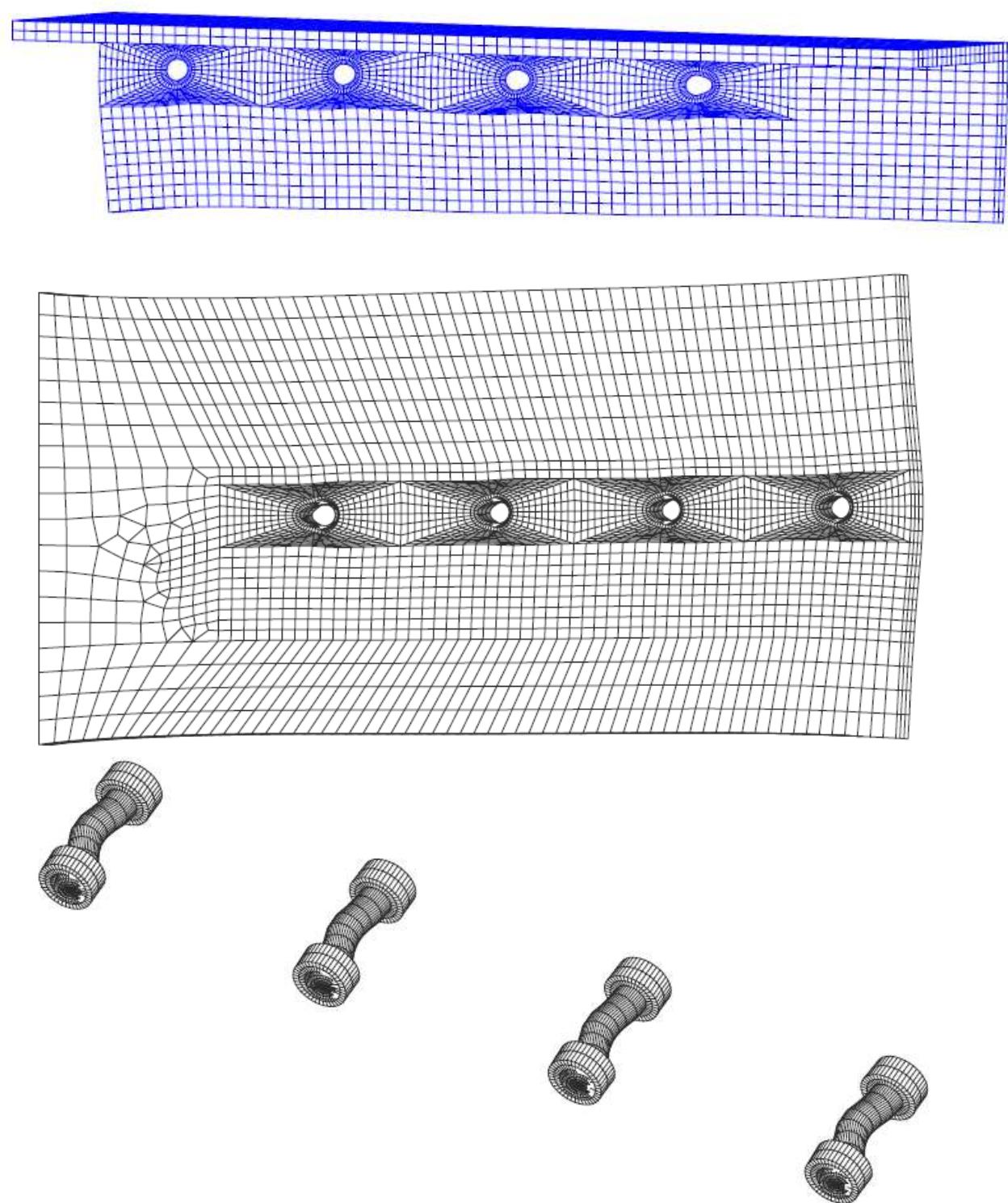
**Figure IV.5:** distribution du champ de contraintes de Von Mises au niveau du gousset pour un effort normal de traction de 855 KN

La Figure IV.5 présente la distribution des contraintes de Von Mises dans le gousset soumis à un effort normal de traction de 855 kN. On observe une répartition relativement symétrique des contraintes autour des ouvertures, avec des concentrations localisées dans les zones proches des trou. Ces concentrations, atteignant jusqu'à environ 1050 MPa, résultent de la transmission locale de l'effort au travers des boulons, ce qui est typique pour ce type de liaison mécanique. La majorité de la surface reste soumise à des contraintes modérées, inférieures à 200 MPa, indiquant que la pièce est majoritairement dans un état de sollicitation maîtrisé.



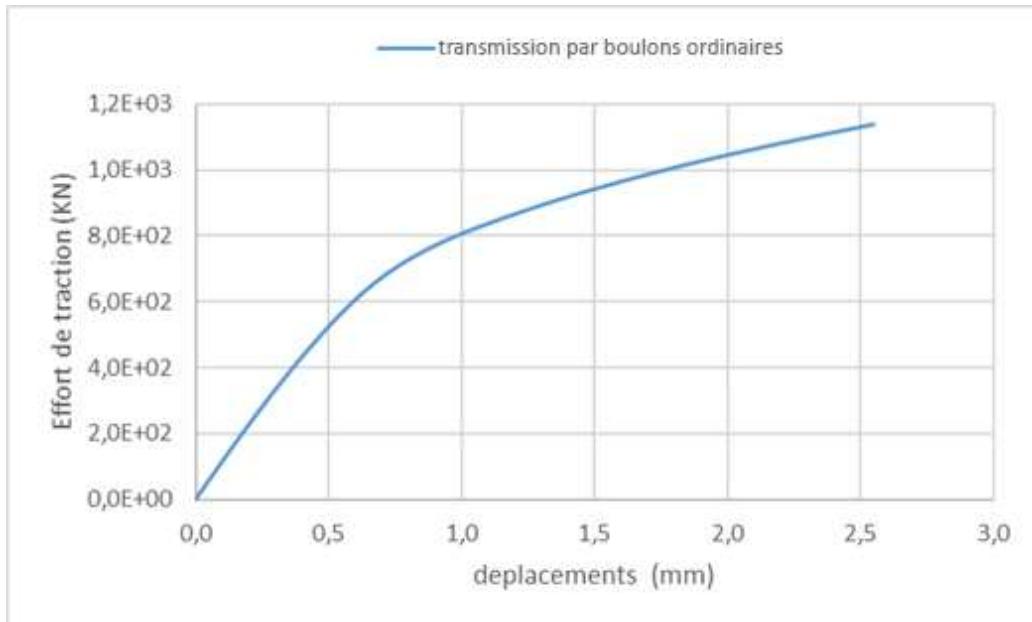
**Figure IV.6:** distribution du champ de contraintes de Von Mises au niveau des boulons pour un effort normal de traction de 855 KN

La Figure IV.6 illustre la distribution des contraintes de Von Mises au niveau des boulons pour un effort de traction normal de 855 kN. Il est clairement observé que les contraintes maximales apparaissent dans les zones filetées et en contact avec les surfaces d'appui, atteignant des valeurs proches de 1320 MPa. Cette répartition est cohérente avec les phénomènes classiques de concentration de contraintes au niveau des filets, où les changements de section induisent des gradients de contraintes élevés. La tige des boulons est également sollicitée de manière significative, bien que de façon plus uniforme. Ces niveaux élevés de contraintes suggèrent que les boulons sont des éléments critiques de l'assemblage, jouant un rôle essentiel dans la transmission de l'effort de traction.



**Figure IV.7:** déformées des cornières (amplification : 399) et du gousset (amplification : 200) et des boulons (amplification : 50)

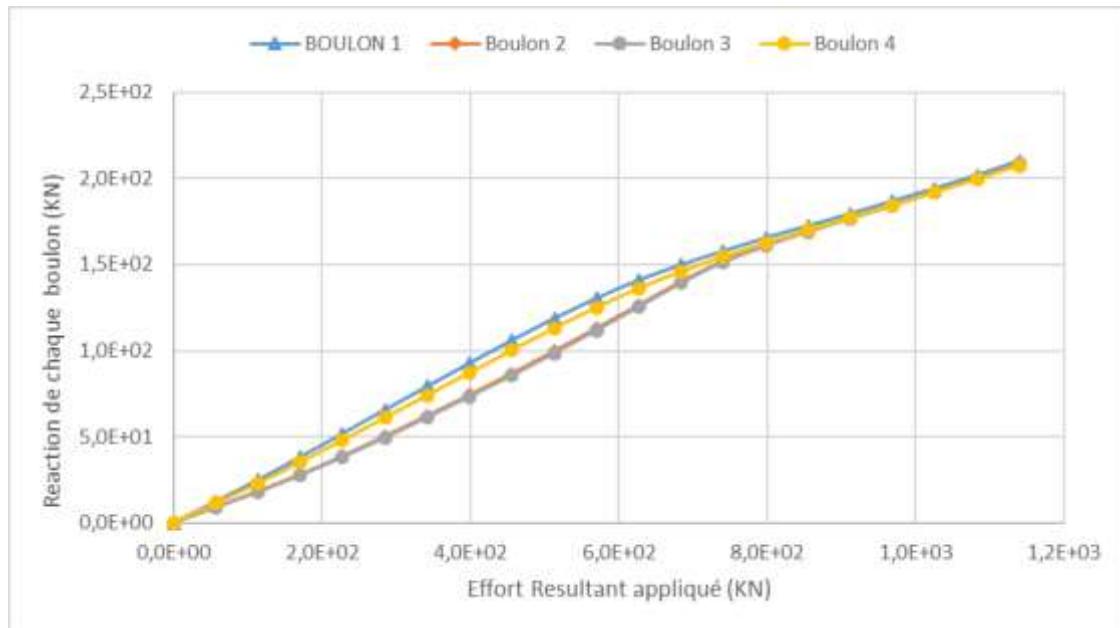
La Figure IV.7 montre les déformées amplifiées des cornières (amplification :  $\times 399$ ), du gousset ( $\times 200$ ) et des boulons ( $\times 50$ ), sous l'effet d'un effort normal de traction de 855 kN. Ces déformations, bien qu'exagérées pour des raisons de visualisation, permettent d'identifier les zones les plus sollicitées mécaniquement et de comprendre le comportement global de l'assemblage. La cornière présente une flexion latérale prononcée, principalement localisée autour des perçages, traduisant une perte de rigidité locale due à l'ancrage par boulons. Le gousset, quant à lui, subit des déformations plus réparties et plus douces, révélant un meilleur comportement en flexion et en transmission d'effort. Les boulons montrent une légère flexion axiale, ce qui suggère un certain degré de flexibilité dans l'assemblage et une prise de charge non strictement axiale. L'amplification différenciée selon les pièces souligne les différences de rigidité intrinsèque entre les composants. L'analyse de ces déformées permet de confirmer les zones de concentration de contraintes identifiées dans les figures précédentes et valide la nécessité d'un bon équilibrage géométrique et matériel pour garantir la fiabilité de l'assemblage sous sollicitations mécaniques importantes.



**Figure IV.8:** Courbe dévolution de l'effort de traction en fonction du déplacement de la section D'extrémité des deux cornières

La Figure IV.8 présente la relation entre l'effort de traction appliquée et le déplacement mesuré au niveau de la section d'extrémité des cornières. La courbe obtenue suit une allure non linéaire caractéristique d'un comportement élasto-plastique, ce qui indique une phase initiale de raideur élevée suivie d'un certain relâchement de rigidité à mesure que le déplacement augmente.

Jusqu'à environ 0,7 mm de déplacement, l'évolution de l'effort est quasi linéaire, traduisant un comportement globalement élastique de la structure. Au-delà, la pente diminue, ce qui reflète une entrée progressive dans le domaine plastique, probablement liée à la mobilisation des jeux, à la déformation locale autour des boulons, ou encore à des effets de contact par butée entre éléments. Le pic de charge approche 1150 kN pour un déplacement d'environ 2,6 mm, illustrant la capacité maximale de l'assemblage avant un éventuel endommagement ou décollement partiel des interfaces. Cette courbe constitue un indicateur important de la performance mécanique du système étudié et valide la transmission efficace des efforts par les cornières jusqu'à la limite de charge simulée.



**Figure IV.9:** Courbe dévolution des réactions de chaque boulon en fonction de déplacement de l'effort résultant appliquée

La courbe Figure IV.9 met en évidence l'évolution de la réaction dans chaque boulon en fonction de l'effort résultant appliqué. On aperçoit une répartition non uniforme des charges entre boulons

Le boulon 1 et 4 reprend légèrement plus d'effort que les autres ;

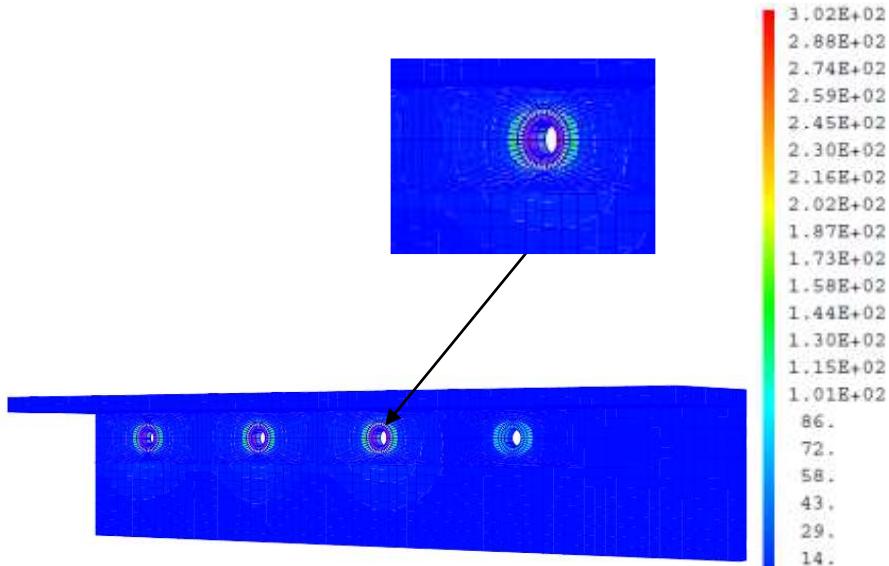
Le boulon 2 et 3 (au centre de la platine) reçoit la plus faible réaction, car il est plus éloigné de l'axe de transmission directe et bénéficie d'un certain « relais » par les boulons voisins ;

Les différences de réaction sont dues à la position des boulons par rapport à l'entrée de la charge et aux conditions de rigidité locale (épaisseur, jeu, raideur du gousset).

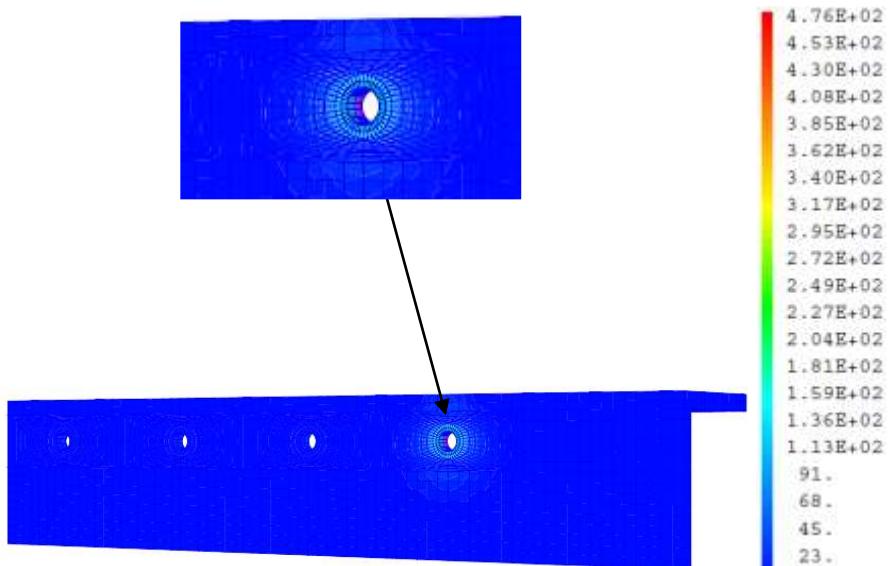
La montée quasi-linéaire des réactions de chaque boulon avec l'effort appliqué traduit un comportement globalement élastique de l'assemblage

#### IV.5.2. Cas de la transmission par boulons précontraints

##### a. Etat de contraintes lors de la phase de serrage



**Figure IV.10:** Figure champs de contraintes de Von Mises dans la cornière 01 lors de la phase de serrage



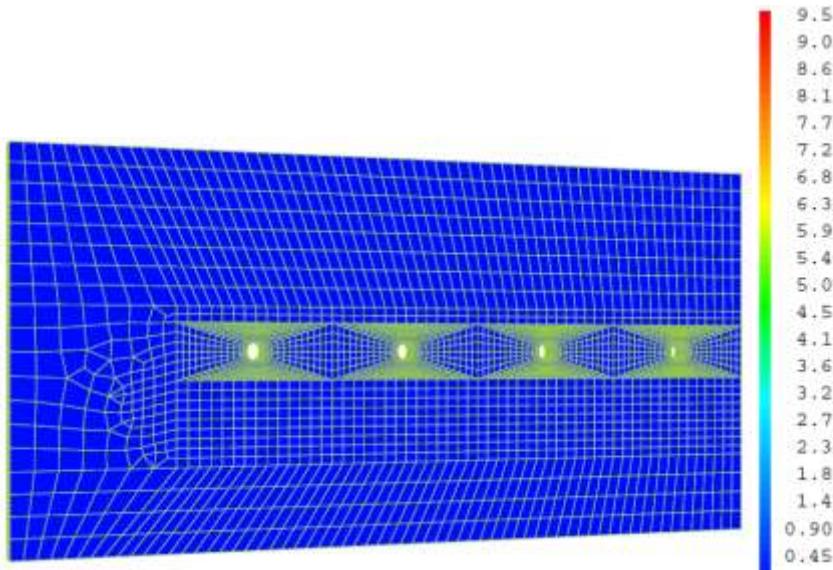
**Figure IV.11:** Figure champs de contraintes de Von Mises dans la cornière 02 lors de la phase de serrage

La Figure IV.10 et IV.11 représente la distribution des contraintes de Von Mises dans la cornière 01 et 2 durant la phase de serrage des boulons, c'est-à-dire avant l'application de tout effort extérieur de traction. Cette étape est cruciale puisqu'elle conditionne l'état initial de précontrainte dans la structure. Les résultats montrent une concentration localisée des contraintes autour des zones de contact avec les boulons, particulièrement au droit des alésages.

Cette distribution est typique de l'effet de compression radiale induite par le serrage, qui génère des pics de contraintes circonférentielles autour des trous.

Les valeurs maximales de contraintes de Von Mises atteignent environ 476 MPa, ce qui indique une sollicitation significative mais localisée. En dehors des zones de contact direct, la cornière reste peu sollicitée, avec un champ de contraintes relativement homogène et de faible intensité.

Cette analyse confirme que la phase de serrage, bien que passive en termes de chargement externe, crée un état de contrainte initial non négligeable, à prendre en compte dans l'évaluation globale du comportement mécanique de l'assemblage.



**Figure IV.12:** Figure champs de contraintes de Von Mises dans le gousset lors de la phase de serrage

La Figure IV.12 illustre le champ de contraintes de Von Mises dans le gousset lors du serrage des boulons. Contrairement à la cornière (Figure IV.10), les contraintes dans le gousset sont significativement plus faibles, avec des valeurs maximales avoisinant 9 MPa, comme l'indique l'échelle colorimétrique.

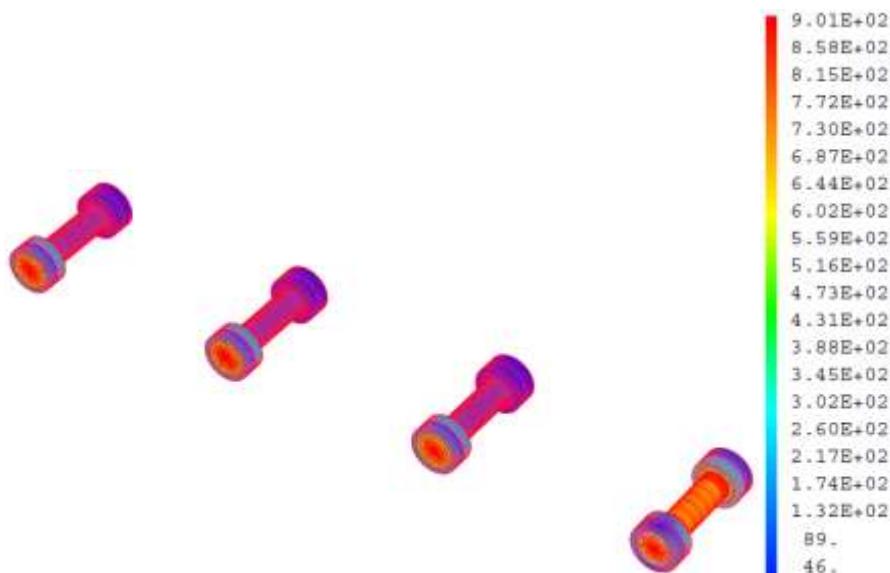
Les zones de concentrations de contraintes apparaissent uniquement autour des trous de boulons, en réponse à l'effet de contact et au serrage mécanique. En dehors de ces zones localisées, le reste du gousset présente un champ de contraintes très faible et relativement homogène.

Cela montre que :

Le gousset joue essentiellement un rôle de plaque de liaison, transmettant les efforts entre les cornières par l'intermédiaire des boulons.

Il est très peu sollicité mécaniquement en phase de serrage, ce qui est un bon indicateur de la répartition correcte des efforts à ce stade.

La comparaison avec la Figure IV.10 met en évidence que les cornières absorbent l'essentiel des contraintes induites par le serrage, tandis que le gousset reste dans un état quasi-élastique non contraignant, renforçant ainsi sa fonction de pièce de transition.



**Figure IV.13:** Figure champs de contraintes de Von Mises dans les boulons lors de la phase de serrage

La Figure IV.13 représente le champ de contraintes de Von Mises dans les boulons pendant la phase de serrage. On observe que les contraintes maximales atteignent environ 850 MPa, ce qui est significatif et représente une part importante de la limite d'élasticité typique pour l'acier des boulons de haute résistance.

Les zones les plus sollicitées sont localisées :

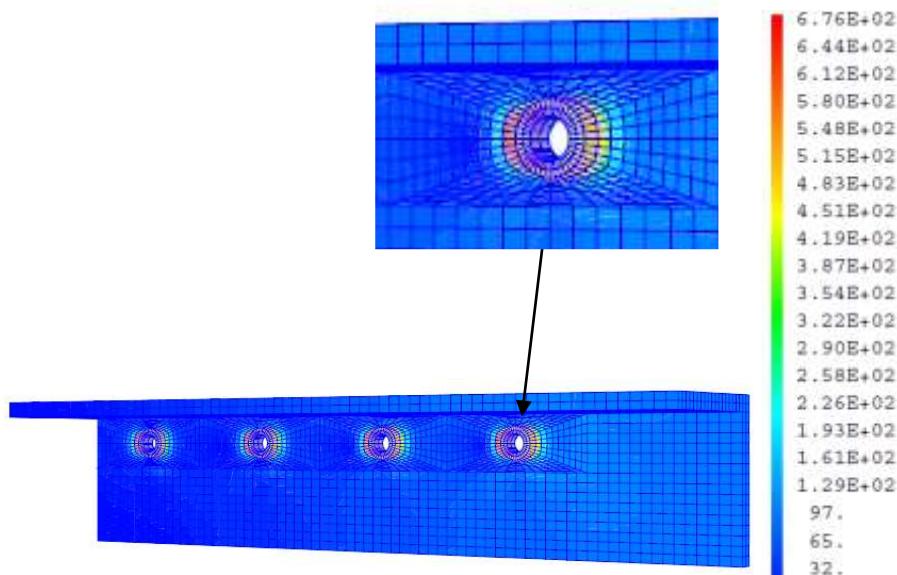
Au filetage et à la jonction tête/fût du boulon,

À l'interface entre les surfaces en contact avec les cornières et le gousset

Ces concentrations sont typiques des efforts induits par la précontrainte , qui introduit des contraintes internes avant même l'application de l'effort de traction externe

Contrairement au gousset (Figure IV.12), les boulons subissent des niveaux de contraintes très élevés dès la phase de serrage.

### b. Etat de contraintes après la phase de serrage et application de la force extérieure

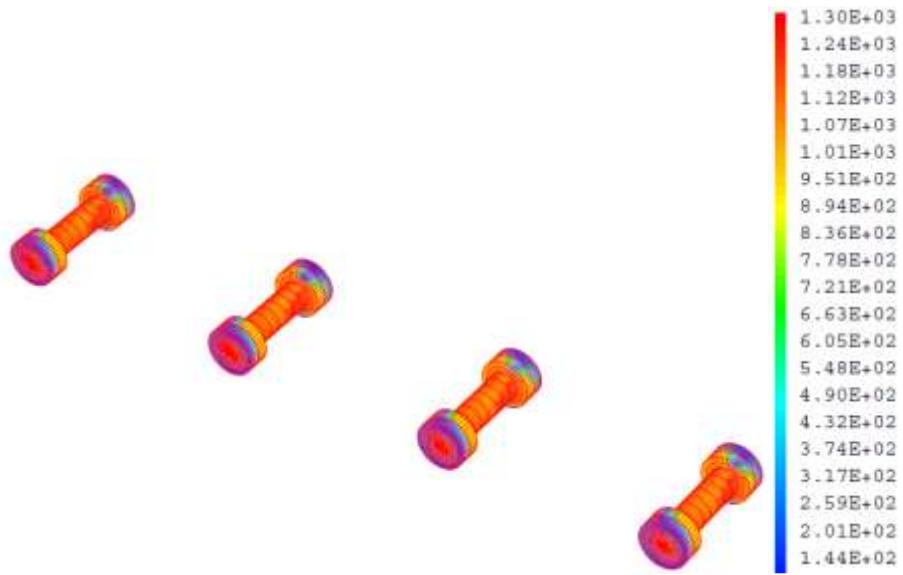


**Figure IV.14:** Figure champs de contraintes de Von Mises dans la cornière après la phase de serrage

Niveau de contrainte maximal : environ 676 MPa, soit nettement supérieur aux 302 MPa observés dans la Figure IV.10 .

Les zones critiques sont toujours localisées autour des trous des boulons, mais avec une extension plus marquée dans la cornière elle-même.

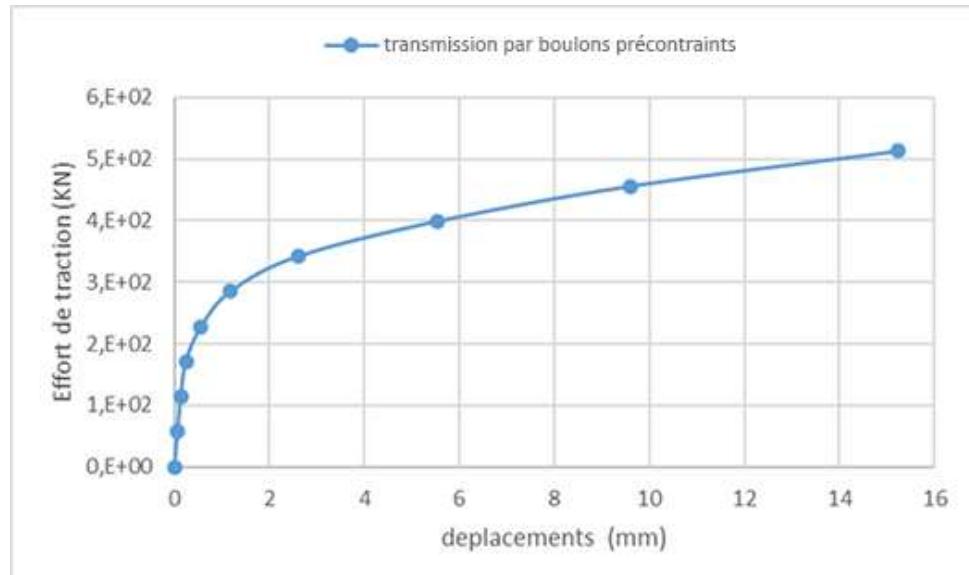
Cela indique une forte montée en contrainte résiduelle dans l'élément métallique après la mise en tension complète de l'assemblage.



**Figure IV.15:** Figure champs de contraintes de Von Mises dans les boulons apres la phase de serrage

Comparé à la Figure IV.13 , où le maximum atteignait environ 858 MPa, on note une augmentation de plus de 50%.

Les zones les plus sollicitées sont les filetages et les zones de contact, typiques pour une sollicitation de traction combinée à une précontrainte élevée.



**Figure IV.16:** courbe de transmission par frottements

### Comportement des boulons précontraints Figure IV.16

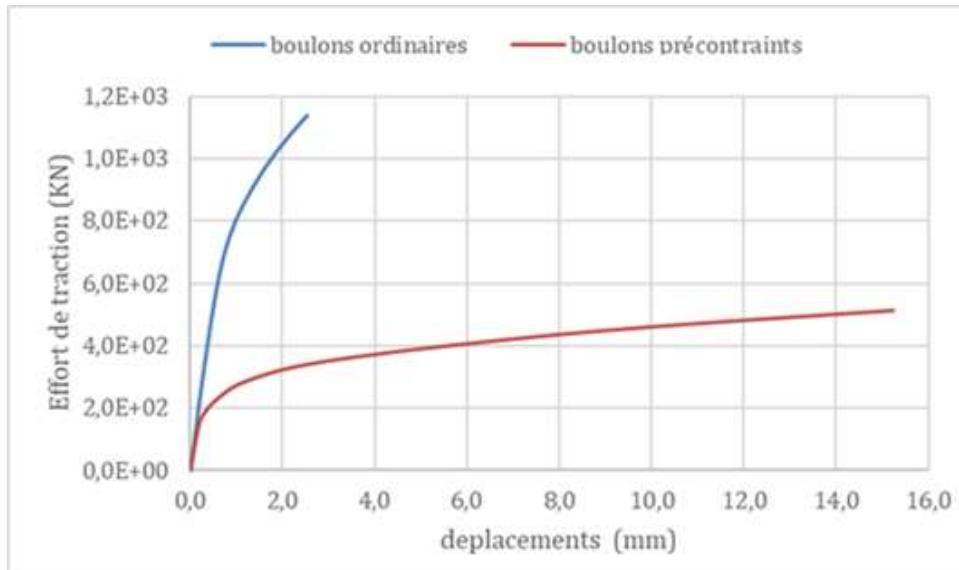
La courbe démarre avec une pente beaucoup plus faible : l'effort augmente lentement avec le déplacement.

La charge transmise se stabilise progressivement autour de 300–400 kN même pour des déplacements plus importants (jusqu'à 15 mm).

Ce comportement est typique d'un assemblage par boulons précontraints, où la charge est d'abord transmise par frottement entre les pièces serrées, et ce n'est qu'après glissement que la liaison prend du cisaillement direct.

La liaison est donc plus souple en déplacement mais limite les pics de charge par boulon.

#### IV.5.3. Comparaison et discussion des deux modèles de calcul



**Figure IV.17:** courbe de transmission par boulons ordinaires et précontraints

La Figure IV.17 montre la Comparaison des courbes de transmission par boulons ordinaires et précontraints

Les boulons ordinaires offrent une rigidité initiale plus forte et une capacité de traction plus élevée pour de faibles déplacements, mais le risque de dépassement rapide de la charge admissible est plus grand.

Les boulons précontraints présentent une plus grande tolérance aux déplacements, car la précontrainte répartit mieux les efforts et limite le glissement initial.

Ce type d'assemblage est souvent choisi pour réduire les vibrations, les jeux et les concentrations de contrainte.

#### IV.6. Conclusion

L'étude numérique menée a permis de comparer le comportement mécanique d'un assemblage métallique soumis à la traction, en distinguant les cas d'assemblages par boulons ordinaires et par boulons précontraints. Les résultats montrent que les boulons ordinaires assurent une rigidité initiale plus importante mais présentent rapidement des concentrations de contraintes élevées au voisinage des alésages et dans les filets, pouvant compromettre la durabilité de l'assemblage. À l'inverse, les boulons précontraints se caractérisent par une meilleure répartition des efforts grâce à l'effet du serrage initial et par une transmission des charges essentiellement par frottement, ce qui limite le glissement et retarde l'apparition des sollicitations critiques.

Ainsi, la modélisation par éléments finis a confirmé l'importance de la précontrainte dans l'amélioration de la performance des liaisons mécaniques. Elle permet non seulement de réduire les pics de contraintes localisés, mais également d'assurer une meilleure tenue en service, notamment face aux phénomènes de vibration et de fatigue. Ces observations constituent une base solide pour le choix du type d'assemblage dans des applications réelles, où la sécurité et la fiabilité des structures métalliques sont primordiales.

# **Conclusion Générale**

## Conclusion Générale

Ce travail a permis de modéliser, à l'aide de la méthode des éléments finis, le comportement élastoplastique avec écrouissage isotrope d'un assemblage mécanique constitué de deux barres reliées par une pièce intermédiaire (gousset). L'étude s'est focalisée sur la transmission des efforts appliqués par cisaillement, selon deux mécanismes fondamentaux : la butée, correspondant au cas des boulons ordinaires, et le frottement, propre aux assemblages à boulons précontraints. L'analyse a rigoureusement pris en compte les interactions de contact entre les différents composants de l'assemblage.

Les résultats obtenus ont mis en évidence, dans le cas des boulons ordinaires, une concentration significative des contraintes à proximité des zones de perçage, attribuable à la pression diamétrale. De plus, des niveaux élevés de contraintes de cisaillement ont été observés au niveau des boulons eux-mêmes.

Pour les assemblages utilisant des boulons précontraints, deux situations de chargement ont été analysées. La première concerne la phase de serrage, avec une précontrainte appliquée correspondant à 70 % de la contrainte ultime du matériau. La seconde phase consiste en l'application progressive d'une charge extérieure jusqu'à atteindre l'état limite de glissement. Il a été observé que l'effort provoquant ce glissement ultime est environ 55 % inférieur à celui nécessaire dans le cas d'un assemblage par butée, pour une même configuration géométrique.

Ainsi, cette étude a permis d'approfondir la compréhension des mécanismes de transfert d'efforts dans les assemblages boulonnés, en mettant en évidence l'influence des conditions de serrage et des types de contact sur la distribution des contraintes et sur la capacité portante globale de l'assemblage.

# Références Bibliographiques

## Références Bibliographiques

- [1] CTICM, Manuel de construction métallique – Extraits des Eurocodes 0, 1 et 3, 1re éd., Paris : Éditions du Moniteur, 2008.
- [2] J.-P. Muzeau et al., La construction métallique avec les Eurocodes : Interprétation, Exemples de calcul, 2e éd., Paris : Eyrolles, 2016.
- [3] CTICM, Manuel de construction métallique, 1re éd., Paris : Éditions du Moniteur, 2005.
- [4] M. Lemaire, J. Bressolette, and O. Salagnac, Construction métallique – Traité de Génie Civil, Volume 10, Paris : Lavoisier, 2007.
- [5] J. Davaine, Calcul des structures métalliques selon l'Eurocode 3, Paris : Presses des Ponts, 2012.
- [6] J. F. F. Remacle, C. M. Lacor, J. Lambrechts, and E. Bechet, La méthode des éléments finis. Théorie et applications, Louvain-la-Neuve : Presses universitaires de Louvain, 2010.
- [7] Eurocode 3 - EN 1993-1-8, Calcul des structures en acier – Partie 1-8 : Calcul des assemblages, Bruxelles : CEN, 2005.
- [8] T. Belytschko, W. K. Liu, and B. Moran, Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures, 2nd ed., Chichester: Wiley, 2014.
- [9] EDF R&D, CAST3M - Manuel utilisateur, 2021.
- [10] J. C. Jaeger, N. G. W. Cook, and R. Zimmerman, Fundamentals of Rock Mechanics, 4th ed., Wiley-Blackwell, 2007.
- [11] K. J. Bathe, Finite Element Procedures, 2nd ed., Watertown, MA: Klaus-Jürgen Bathe, 2014.
- [12] A. Chateauneuf, Assemblages boulonnés dans les constructions métalliques, Presses de l'ENPC, 2002.

---

## Références Bibliographiques

- [13] M. Hafez, A. Deraemaeker, and E. Jacquet, “Numerical modelling of preloaded bolted joints under shear using finite elements,” *Engineering Structures*, vol. 202, 2020.
- [14] C. M. Davoine, *Formulaire de la construction métallique*, 3e éd., Paris : C.T.I.C.M., 2015.

## Résumé

### **Simulation par éléments finis de l'assemblage par boulons précontraints d'un assemblage par gousset et cornières métalliques**

Ce mémoire présente une simulation par éléments finis d'un assemblage métallique constitué d'un gousset et de cornières, assemblés par des boulons précontraints. La modélisation a été réalisée à l'aide du logiciel CAST3M, en intégrant le contact unilatéral avec frottement et la précontrainte appliquée aux boulons. Les résultats ont permis d'analyser les contraintes et de valider le rôle de la précontrainte dans la tenue de l'assemblage.

**Mots clés : CAST3M , éléments finis , assemblage boulonné , contact unilatéral , précontrainte .**

---

## الملخص

يقدم هذا البحث محاكاة عددية باستخدام طريقة العناصر المحدودة لوصلة معدنية تتكون من صفيحة تثبيت (غسّاء) وزوايا فولاذية، مُجمعة بواسطة مسامير مشدودة مسبقاً. تم إنجاز النموذج باستخدام برنامج CAST3M، مع إدراج التلامس الأحادي الجانب مع الاحتكاك وأخذ شد المسامير المسبق في الاعتبار. أظهرت النتائج توزيع الإجهادات وسمحت بالتحقق من دور الشد المسبق في تحسين سلوك الوصلة وضمان مثانتها.

**الكلمات المفتاحية:** CAST3M ، طريقة العناصر المحدودة، وصلة بمسامير، تلامس أحادي الجانب، شد مسبق.

---

## Abstract

### **Finite Element Simulation of a Preloaded Bolted Joint in a Gusset to Angle Steel Assembly**

This study presents a finite element simulation of a bolted steel assembly composed of a gusset and angle plates, using the CAST3M software. The model includes unilateral contact with friction and bolt pretension. Results show stress distribution and highlight the effect of pretension on the structural behavior of the assembly

**Keywords:** CAST3M , finite element method , bolted joint , unilateral contact , pretension .

## Résumé

### **Simulation par éléments finis de l'assemblage par boulons précontraints d'un assemblage par gousset et cornières métalliques**

Ce mémoire présente une simulation par éléments finis d'un assemblage métallique constitué d'un gousset et de cornières, assemblés par des boulons précontraints. La modélisation a été réalisée à l'aide du logiciel CAST3M, en intégrant le contact unilatéral avec frottement et la précontrainte appliquée aux boulons. Les résultats ont permis d'analyser les contraintes et de valider le rôle de la précontrainte dans la tenue de l'assemblage.

**Mots clés : CAST3M , éléments finis , assemblage boulonné , contact unilatéral , précontrainte .**

---

## الملخص

يقدم هذا البحث محاكاة عددية باستخدام طريقة العناصر المحدودة لوصلة معدنية تتكون من صفيحة تثبيت (غسّاء) وزوايا فولاذية، مُجمَّعة بواسطة مسامير مشدودة مسبقاً. تم إنجاز النموذج باستخدام برنامج **CAST3M**، مع إدراج التلامس الأحادي الجانب مع الاحتكاك وأخذ شد المسامير المسبق في الاعتبار. أظهرت النتائج توزيع الإجهادات وسمحت بالتحقق من دور الشد المسبق في تحسين سلوك الوصلة وضمان مثانتها.

**الكلمات المفتاحية:**

**، طريقة العناصر المحدودة، وصلة بمسامير، تلامس أحدى الجانب، شد مسبقCAST3M.**

---

## Abstract

### **Finite Element Simulation of a Preloaded Bolted Joint in a Gusset to Angle Steel Assembly**

This study presents a finite element simulation of a bolted steel assembly composed of a gusset and angle plates, using the CAST3M software. The model includes unilateral contact with friction and bolt pretension. Results show stress distribution and highlight the effect of pretension on the structural behavior of the assembly

**Keywords: CAST3M , finite element method , bolted joint , unilateral contact , pretension .**

