

2013

Particular Structures: Hot Spot Stress method applied to Roller Coasters



FIGURE 1 - "APOCALYPSE" AT SIX FLAG AMERICA AMUSEMENT PARK
BOLLIGER & MABILLARD

Projet de Master

Dossier

Hamou Steven

EPFL

6/21/2013

REMERCIEMENTS

Je remercie Mr. Alain Nussbaumer, professeur titulaire de l'EPFL pour avoir mis en place un projet de Master particulier en collaboration avec un bureau d'ingénieurs suisse réputé et pour sa sympathie.

A Mr. Grégory Sollet, ingénieur chez Bolliger & Mabillard SA pour sa sympathie et sa disponibilité tout au long du projet.

Enfin à Mr. Valentin Gavillet, assistant scientifique au laboratoire ICOM de l'EPFL et assistant du projet pour son aide et sa disponibilité à tout moment.

TABLE DES MATIERES

1. INTRODUCTION	2
2. ETUDE PRELIMINAIRE	3
2.1. MOTIVATIONS ET DESCRIPTION DU PROJET	3
2.2. GEOMETRIE DU PARCOURS	6
2.3. RESULTATS.....	7
2.4. DISCUSSION DES RESULTATS.....	7
2.5. VARIANTES POUR LES SUPPORTS DE PISTE	25
2.6. DESCRIPTION DES VARIANTES	26
2.7. PRE-DIMENSIONNEMENT DE LA STRUCTURE SUPPORTANT LA PISTE	35
3. DIMENSIONNEMENT DE LA PISTE	67
3.1. MODELISATION DE LA STRUCTURE	67
3.2. VERIFICATION APPROFONDIE DU CARROUSEL.....	67
3.3. REFLEXIONS ET CONCLUSIONS.....	80
4. ETUDE HOT SPOT D'ASSEMBLAGES DU CARROUSEL	96
4.1. RAPPELS THEORIQUES	96
4.2. CHOIX DE L'ASSEMBLAGES	100
4.3. MODELISATION FEM 3D	106
4.4. DETERMINATION DES CONTRAINTES AUX POINTS CHAUDS.....	120
4.5. DEUXIEME MODELISATION FEM 3D	141
4.6. ESTIMATION DE LA DUREE DE VIE DE L'ASSEMBLAGES.....	167
4.7. ETUDE PARTICULIERE : L'EFFET LEVIER	177
4.8. PROPOSITIONS D'AMELIORATION DE L'ASSEMBLAGES	204
5. CONCLUSION	221

1. INTRODUCTION

Comme il a été abordé et découvert lors de la pré-étude, le domaine des grands-huit est un domaine particulier du génie civil où la maîtrise des calculs structuraux est primordiale. La multidisciplinarité est également un facteur clé pour de tel projet et un maximum de ces aspects sera abordé tout au long de ce semestre.

L'étude présentée dans ce dossier sera divisée en trois grandes parties, de la conception de la structure à son dimensionnement. Aussi une étude particulière à la fatigue avec l'application d'une méthode récente de vérification, la méthode dite de la contrainte au point chaud sera effectuée pour la troisième grande partie du projet.

Le but de ces étapes est d'assimiler et de comprendre au mieux comment fonctionnent ces grands-huit et quelles solutions structurales sont les meilleures et les plus adaptées pour une bonne optimisation au niveau de l'utilisation de la matière. La conception de la structure passera dans un premier temps par une étude dynamique nécessaire à la définition de la géométrie exacte de la piste. Une étude des dispositions possibles d'appuis au sol et sous la piste, avec leur pré-dimensionnement sera entreprise ensuite et enfin le dimensionnement d'un des tronçons du parcours sera effectué en détail. Finalement l'étude approfondie d'un détail d'assemblage dans ce tronçon avec la vérification à la fatigue au point chaud ainsi qu'une étude paramétrique visant à mettre en évidence ou non des effets indésirables (qui seront expliqués) viendront conclure le projet.

Pour la constitution de ce dossier et afin de permettre une lecture continue entre rapport écrit et notes manuscrites, ces dernières seront insérées directement dans les rapports tout au long de son avancement. Chaque chapitre ou paragraphe particulier sera suivi des notes de calculs et résultats principaux qui lui correspondent (dont des vues format A3 de la structure pour plus de clarté).

Les pages manuscrites ou de résultats présenteront non seulement les calculs effectués avec les hypothèses considérées mais aussi certaines réflexions, comparaisons et remarques effectuées tout au long du projet (il est possible que certaines remarques se retrouvent à plusieurs endroits). Finalement, les résultats détaillés (effort dans les élément ou résultats de modélisation) d'où sont tirés les valeurs pour les calculs notamment sont présentés en annexes dans un document relié séparément par rapport au dossier permettant de regarder directement ces éléments pendant la lecture du dossier. Au vu du nombre important de tableaux de résultats qu'il est possible de tirer des calculs aux élément finis des logiciels (SCIA, ANSYS) auxquels d'ajoutent les nombreuses itérations de calcul et les nombreuses modifications qui seront apportées, ceux-ci ne seront présentés qu'une seule fois (pour une itérations en particulier par exemple) et les autre résultats peuvent être directement visualisés sur les modélisations fournies lors du rendu sur clé USB. De part ces itérations, le traitement des données et les calculs sont très répétitifs (feuille de calcul Excel notamment) et tous ne seront pas imprimés. Aussi, et dans le but de limiter le nombre de pages annexes, certains tableaux seront imprimé regroupés sur une page, recto-verso. Ces feuilles de calculs seront également fournies avec le rendu numérique du projet.

2. ETUDE PRELIMINAIRE

2.1. MOTIVATIONS ET DESCRIPTION DU PROJET

Le but de cette étape est de découvrir et de se familiariser avec les différentes étapes de conception des grands-huit. Elles correspondent dans un projet aux premiers calculs effectués permettant de définir la géométrie exacte du parcours, utilisée ensuite pour le dimensionnement des caissons de piste ainsi que des colonnes de support de piste. En effet, connaissant certaines conditions initiales imposées, la vitesse mais surtout l'accélération des trains circulants en tout point du parcours peuvent être déterminées avec précision. Ainsi, les forces exercées sur la structure, plus utiles pour le dimensionnement, en sont aisément déduites.

Dans cette étude préliminaire, un calcul dit « pré-dynamique » sera effectué pour définir un tracé global assez précis de l'installation. Il s'agit en effet ici de discrétiser le parcours en éléments de longueur plus ou moins constante pour déterminer à partir de lois d'énergies les coordonnées dans l'espace de chacune des extrémités de ces tronçons. Le calcul pré-dynamique se basera sur une discrétisation plus grossière que pour un calcul dynamique final mais permettra d'ores et déjà d'avoir une idée plus précise et spécifique des coordonnées des points caractéristiques du parcours (points hauts et points bas notamment) ainsi que la forme du parcours (angles d'inclinaisons et rayons de courbures principaux).

Le projet est une installation de grande hauteur initiale (100 m) comportant quatre éléments principaux, à savoir :

- Une première chute proche de la verticale ;
- Un « Camel back » (bosse simple) ;
- Un carrousel haut ;
- Un looping

Un certain type de train y circulera, composé de 9 voitures avec passagers ainsi que d'une voiture de tête, le tout formant un convoi. Le dimensionnement du grand-huit devra se faire pour une durée d'utilisation minimale de 15 ans. Le lieu d'implantation de la structure se trouve dans un parc d'attraction PortAventura en Espagne, dans la ville de Salou (non loin de Barcelone). Ce parc en zone côtière est ouvert toute l'année, 10 heures par jours. Aussi la capacité de la structure sera de 1'500 passagers à l'heure.

Un schéma expliquant le principe du parcours a été fourni et est présenté en page suivante. Il ne comporte que peu d'informations mais suffisamment pour établir le projet. Ce schéma est représentatif de ce qui se présente dans la réalité d'un tel projet ; en effet les ingénieurs ne disposent que de peu d'informations sur les installations qu'ils leur faut concevoir, permettant ainsi une plus grande liberté de conception.

2.2. GEOMETRIE DU PARCOURS

Le but principal de la définition de la géométrie du parcours est l'optimisation des rayons de courbures de la piste pour toujours obtenir les accélérations les plus grandes possible (accélérations subies par les passagers), mais tout en restant dans les limites fixées par les normes relatives à ces constructions.

La définition de la géométrie de la piste est un processus itératif qui peut être facilement implémenté sur Excel (logiciel actuellement utilisé par Bolliger & Mabillard SA pour cette étape de projet). Comme expliqué précédemment, seules peu d'informations initiales sont nécessaires au développement de la géométrie du parcours. En effet, la hauteur et la vitesse initiale du convoi suffisent. Ensuite par des considérations géométriques et l'application des formules d'énergies le long du parcours (gain ou perte d'énergie par la vitesse, l'altitude et les différents frottements) il est possible de développer pas à pas la géométrie du parcours. Avec les interdépendances des formules, la définition de la géométrie de la piste se résume à faire varier les valeurs des rayons de courbure (verticaux et horizontaux) des éléments discrétisés de la piste. L'angle d'ouverture de ces rayons est défini automatiquement pour obtenir la longueur d'élément voulue, les coordonnées de chaque point en sont alors déduites et finalement les énergies, la vitesse et les accélérations du convoi sont déterminées. On obtient alors tous les éléments nécessaires au dimensionnement de la piste.

Les premières difficultés résident, lorsque ce calcul est effectué pour la première fois, dans la définition exacte de tous les paramètres de calcul non seulement au niveau de la considération des énergies le long du parcours mais surtout des définitions géométriques pour obtenir les coordonnées de chaque point dans l'espace. La première partie rectiligne du parcours ne présente que peu de difficultés mais lorsque des rayons transversaux sont ensuite à considérer, la représentation tridimensionnelle du système devient plus complexe.

Aussi, une définition claire du système d'axe ainsi que des conventions de signes utilisés est primordiale pour la bonne compréhension de la suite de calculs et la vérification par le bureau Bolliger & Mabillard des résultats obtenus.

Enfin, la dernière difficulté réside dans la définition même du parcours, à savoir que l'expérience de l'ingénieur qui effectue cette étape peut permettre un gain de temps important. En effet, pouvoir déterminer par exemple à partir de quel point (altitude ou vitesse du train) il est judicieux de commencer à redresser la piste pour ne pas se retrouver trop près du sol ou à partir de quand et de quelle inclinaison de piste il faut s'arrêter pour ne pas avoir une vitesse au sommet des figures trop importante. Tout cela en se trouvant au maximum dans les limites des accélérations pour obtenir une attraction qui fournit toujours plus de sensations. C'est sur ce manque d'habitude et d'expérience principalement que l'étude de la géométrie du parcours prend plus de temps et où le besoin d'itération (en revenant plusieurs points en arrière pour redéfinir une géométrie adéquate) est important.

2.3. RESULTATS

Lors d'un premier calcul pré-dynamique, la vérification des valeurs obtenues par le bureau présentait plusieurs incohérences. Ces différences flagrantes au niveau des résultats étaient en réalité induites par une mauvaise définition géométrique du parcours. En effet, dans une première démarche, une différenciation a été effectuée entre tronçons concaves, convexes et rectilignes du parcours, impliquant un changement d'axes de références et de définitions des paramètres qui était difficile à gérer dans un tableau de calcul Excel (avec la non-dépendance des cellules, l'ajout ou la suppression de tronçons de piste pouvaient conduire à des erreurs de calcul non visible facilement).

Pour remédier à ce problème, une redéfinition des calculs géométriques a été effectuée, plus claire et avec des conventions de signes et d'axes communes à toutes les parties de la piste, pour obtenir finalement une seule et unique suite de calculs qui permet de simplifier la feuille de calcul Excel.

Dans les feuilles manuscrites qui suivent, toutes les définitions et considérations sont décrites. Les variations géométriques de la piste considérée pour le calcul pré-dynamique également. Finalement, les suites de calculs nécessaires à la définition de la géométrie sont présentées, celles-ci ont été implémentées dans Excel de la même manière.

2.4. DISCUSSION DES RESULTATS

En insérant les résultats obtenus au calcul pré-dynamique (coordonnées des éléments de la piste) dans le fichier de calcul utilisé par le bureau Bolliger & Mabillard SA pour leurs dimensionnements, les valeurs des vitesses du convoi en son centre de gravité et au niveau des points caractéristiques du parcours (points haut et bas) sont comparés (cf. Annexe 2).

Au niveau des résultats comparés, les valeurs des vitesses étaient très proches pour les parties rectilignes du parcours (rayons de courbure horizontaux nuls) et les différences n'étaient dues en réalité qu'à des erreurs d'arrondis. Par contre, des écarts plus importants sont visibles au niveau du carrousel (figure avec rayons de courbure horizontaux et verticaux). Une erreur dans la considération de la longueur développée de la piste a été identifiée, c'est en réalité la longueur projetée sur l'axe x global qui a été considérée à tort ; ce qui modifiait légèrement la géométrie exacte. Aussi pour ce qui est du looping, cette figure est très compliquée à se représenter et à déterminer géométriquement pour introduire les bonnes valeurs de rayons et d'angles d'ouverture dans les calculs Excel. Ainsi le résultat obtenu en terme de vitesse était cohérent, mais en terme de géométrie le looping se trouvait être trop « déplié ».

Une attention est également à porter au niveau des coordonnées des points du carrousel et du looping qui peuvent être assez proches (dans l'espace). Cependant, d'après la géométrie du convoi circulant sur le parcours, un certain gabarit est à respecter pour des raisons évidentes de sécurité.

Lors de la génération de la géométrie de la piste, le manque d'expérience rend difficile la visualisation « par l'esprit » de ce qui est créé. En effet le fait d'introduire un certain rayon de courbure n'est dans un premier temps ajusté que par rapport aux accélérations limites alors que l'aspect géométrique de la structure est important (il influe d'ailleurs directement sur les accélérations). Ainsi, une fois représenté graphiquement sur AutoCad, le résultat du calcul pré-dynamique n'est pas vraiment satisfaisant d'un point de vue de l'aspect, bien qu'il soit conforme aux normes vis-à-vis des limitations d'accélérations notamment.

Il faut toutefois noter que la différence importante entre un calcul pré-dynamique et dynamique final réside dans la taille des éléments considérés (et donc la discrétisation de la piste), ainsi avec une discrétisation plus fine (ce qui est le cas pour le dimensionnement dynamique final), les zones de transition peuvent être plus douces et mieux lissées pour obtenir un résultat visuel satisfaisant et performant (vis-à-vis des accélérations et des transitions de rayons de courbure notamment).

Pour ce qui est du respect du gabarit du convois au niveau de la piste, il aurait été judicieux de déterminer en même temps que la géométrie de la piste les coordonnées de certains points situés sur l'enveloppe du convois pour pouvoir repérer tout de suite un quelconque croisement. Ceci a été effectué pour le dimensionnement dynamique final par le bureau d'étude. On s'aperçoit en effet que ce n'est pas évident, vu le caractère 3D de la structure de repérer ces points de conflits directement dans AutoCad seulement avec la géométrie du centre du caisson de la piste.

Dans les pages suivantes, le tracé de la piste obtenu au pré-dimensionnement est présenté, suivi du résultat final obtenu par Bolliger & Mabillard SA. Aussi la représentation des accélérations tout au long du parcours pour l'avant, le centre de gravité et l'arrière du convoi est exposée. Ceci permet de s'assurer directement du bon respect des limites fixées par les normes y relatives en tout point du parcours.

Considérations énergétiques en tout point du parcours

- Energie totale mécanique $E_{tot} = E_{pot} + E_{cin}$
- Energie cinétique $E_{cin} = \frac{1}{2} m \cdot v^2$
- Energie potentielle $E_{pot} = m \cdot g \cdot z$
- Energies de frottement \rightarrow mécanique et aérodynamique

$$\Rightarrow \text{Energie totale} \quad E = E_{tot} - E_{frot,mecc} - E_{frot,zero}$$

Règles de base du calcul dynamique

- Force frottement mécanique $F_{frot,mecc} = 0,01 \cdot m \cdot a(s) \quad [N]$
 - Energie frottement mécanique $E_{frot,mecc} = 0,01 \cdot m \cdot \sum a_i \cdot \Delta s_i \quad [J]$
 - Force frottement aérodynamique $F_{frot,zero} = \rho_{air} \cdot A \cdot C_x \cdot \frac{v^2}{2} \quad [N]$
 - Energie frottement aérodynamique $E_{frot,zero} = \rho_{air} \cdot A \cdot C_x \cdot \sum \frac{v_i^2}{2} \Delta s_i \quad [J]$
- \hookrightarrow par simplification (selon propriétés train/piste) $E_{frot,zero} = 9,5 \cdot \sum \frac{v_i^2}{2} \Delta s_i \quad [J]$

Avec $m \equiv$ masse du train + passagers (convai)

$z \equiv$ la position du convai sur la piste

$\rho_{air} \equiv$ la densité de l'air = 1,2 [kg/m³]

$A \equiv$ la surface du train face au vent

$C_x \equiv$ le coefficient de frottement du train

La géométrie du parcours est définie par la ligne de cœur, au centre de gravité du convai. Le rail se trouve en dessous, sa position est adaptée par rapport à la ligne de cœur pour obtenir le tracé de la piste.

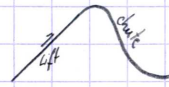
Description du projet

⇒ Donné par Bolliger & Meillard SA

— Installation de grande hauteur : (100 m) = Giga Coaster

— Eléments du parcours :

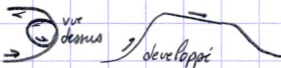
• Chute proche de la verticale



• "Camel back"



• Carrousel



• Looping



— Convoy circulant

Train longueur 16 [m]

• Total passagers : 36 → 9 véhicules avec 4 passagers chacun + 1 véhicule pilote

• Poids propre véhicule à vide : 1'340 kg

• Poids propre véhicule pilote : 630 kg

— Lieu implantation → définit plus tard

— Paramètres exploitatifs

• Durée vie : 15 [ans]

• Parc ouvert 365 [jours/ans] ; 10 [heures/jours]

• Utilisation : 1'500 [personnes/heure]

— Normes utilisées

• Limites accélérations : ASTM 2291-06a

• Charges exploitatives : EN 1990 EN 1991 EN 13814

• Résistance - Stabilité - Fatigue : EN 1993

Limite accélérations et spécifications

ASTM 2291-06a

2 types d'accélérations:

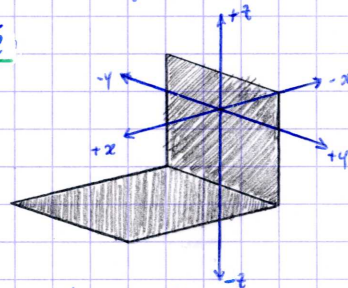
- Impact durée < 200 [ms] "impact"
- Soutenue durée ≥ 200 [ms] "sustained"

Critères généraux de design

- Analyse structurelle
- Design et calculs
 - Adeguation entre les \neq composants structureux/mecc./elect.
 - Calcul des accélérations générées par les éléments

Système de coordonnées utilisé

- accélération (reference standard)



△ Inversion axe z chez B&M

Les accélérations doivent être en accord avec le diagramme Fig 2, page 6.

Accélérations limites

- Design de telle sorte à ce que la dynamique du parcours reste dans les limites spécifiées dans le norme
- Niveaux d'accélération finaux pour le mix et service de la structure à vérifier par des tests (voiture + mannequins)

Unité d'accélération utilisée: "G" ($9,81$ [m/s^2])

Les valeurs instantanées combinées dans 2 directions doivent se trouver dans la limite donnée par diagrammes elliptiques

Dans la pratique: accélérations limitées à

- points hauts $\sim -0,3 g$
 - point bas $\sim +3,5 g$
- ↳ max 3 [s]
- + vérification des transitions accélération positive-négative max 15 [G/s]

Fig 11 à 18 p.13 à 17

Géométrie du parcours/accélération/forces

Calcul géométrie parcours et accélération qui en découlent

- Optimisation des rayons en concordance avec limites/spécifications
- Implémentation sur fichier Excel (automatisation)

Démarche

1. Définition des conditions initiales

 E_{tot} au point 1.

Point 1 = sommet lift

2. Discretisation du parcours en éléments linéaires

↳ Parties hautes: $l \approx 3,0$ [m]↳ Parties basses $l \approx 6,0$ [m]

Correspondent ~ à la longueur développée de l'arc considéré

Hypothèse = train considéré en son centre de gravité \Rightarrow Ponctuel

longueur train non considéré

3. Calcul de la vitesse du train en chaque point discretisé

3.1) première valeur du rayon courbe (vertical et horizontal)

première valeur angle d'ouverture (automatique pour obtenir ~ 3 ou 6 [m])

3.2) Calcul coordonnées point suivant

↳ $\Delta x, \Delta y, \Delta z \Rightarrow (x, y, z)$

3.3) Calcul pertes énergie par frottements

↳ Utilisation vitesse au point précédent (dans formule)

Calcul énergie potentielle (nouvelle valeur de z)

3.4) Détermination vitesse train au point à partir de l'énergie totale

4. Détermination des accélérations résultantes (verticales & latérales)

↳ Obtention devers piste pour annuler au mieux accélérations latérales

5. Comparaison aux valeurs limites (en terme "G")

+ calcul temps correspondant aux accélérations ([G/s])

$$\Rightarrow \begin{cases} OK \rightarrow \text{tracé suivant} \\ KO \rightarrow \text{itération avec nouveau rayon} \end{cases}$$

Geométrie de la piste / accélérations / actions

Conditions initiales et de bord

En plus des accélérations limites à respecter (dynamique) d'autres conditions sont à connaître pour obtenir une structure finale réalisable.

- Conditions initiales au sommet du lift

$h_0 = 100 \text{ [m]}$

$v_0 = 2,5 \text{ [m/s]}$ vitesse donnée par câble lift

- Conditions au sommet des figures

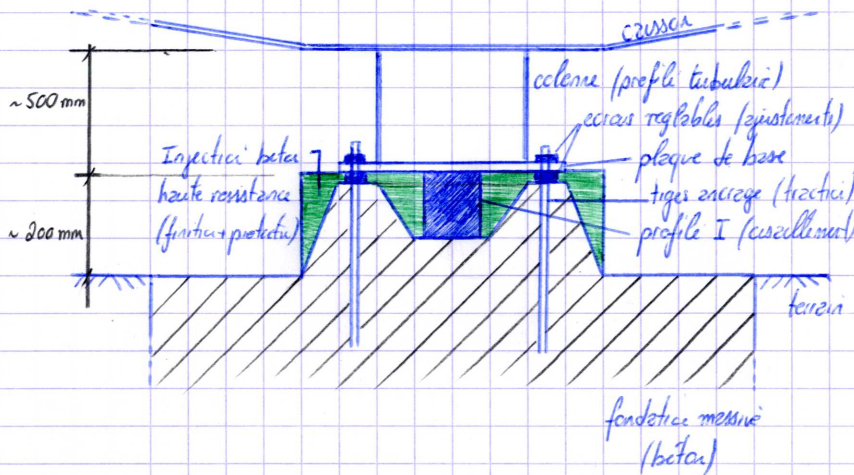
$10 \text{ [m/s]} < v_{\text{fin}} < 12 \text{ [m/s]}$

- Conditions au point bas

= valeur plutôt indicative, beaucoup de solutions en réalité (notamment creuser sol...!)

hauteur au sol $\text{min} \sim 2,5 \text{ [m]}$

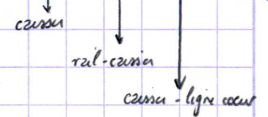
↳ fondation



Hauteur min au sol

(approximative - indicative)

$\sim 200 + 500 + 500 + 200 + 700 = 2,1 \text{ [m]}$



Géométrie de la piste / accélérations / zébrures

Étapes de calcul (Excel)Paramètres de calculs:

• Conditions initiales $h_0 = 100$ [m], $v_0 = 2,5$ [m/s]

• Accélération gravité $g = 9,81$ [m/s²]

• Masse train : 9 véhicules \times 1'340 [kg/veh.] + 630 [kg-veh. tête] + 36 (passagers) \times 70 [kg/pass.]

$$m = 15'210$$
 [kg]

• Choix rayons courbures verticaux et horizontaux R_v, R_h [m]

• Déterminer angles d'ouvertures correspondant pour obtenir longueur développée Δs_i

• Calcul longueur développée $\Delta s_i = \frac{\alpha \cdot \pi \cdot R}{180}$ [m]

• Calcul longueurs cordes correspondantes

$$L_{\text{cords},v} = \alpha \cdot R_v \cdot \sin\left(\frac{\alpha_v \cdot \pi / 180}{2}\right)$$

$$L_{\text{cords},h} = \alpha \cdot R_h \cdot \sin\left(\frac{\alpha_h \cdot \pi / 180}{2}\right)$$

• Calcul inclinaisons piste β_v et β_h
(cumulés)

$$\beta_{v,h} = \beta_{i-1,v,h} + (\alpha_{i-1,v,h} + \alpha_i) \cdot \frac{1}{2}$$

• Calcul incréments positifs

$$\Delta x_i = L_{\text{cords},i} \cdot \cos\left(\frac{\beta_i \cdot \pi}{180}\right)$$

$$\Delta y_i = L_{\text{cords},i} \cdot \sin\left(\frac{\beta_i \cdot \pi}{180}\right)$$

$$\Delta z_i = L_{\text{cords},i} \cdot \sin\left(\frac{\beta_i \cdot \pi}{180}\right)$$

• Calcul position point discrétisé suivant: $x_i = x_{i-1} + \Delta x_i$

$$y_i = y_{i-1} + \Delta y_i$$

$$z_i = z_{i-1} + \Delta z_i$$

Géométrie piste / accélérations / efforts

Calcul énergie totale initiale $E_0 = E_{tot} = E_{cin,0} + E_{pot,0}$
 $= mgh_0 + \frac{1}{2} m v_0^2$

Calcul accélérations initiales $a_{z,0} = \frac{v_{ini}^2}{\min(R_{c,i}; R_{c,i+1})} \pm g_z$; $a_{y,ini} = \frac{v_{ini}^2}{\min(R_{c,i}; R_{c,i+1})} \pm g$
 → résultante

Calcul pertes énergie par frottement $E_{frot,max,i}$ → utilisation a au point précédent

$$E_{frot,zero,i}$$

Calcul énergie totale (point i) $E_i = E_{i-1} - E_{frot,max,i} - E_{frot,zero,i}$

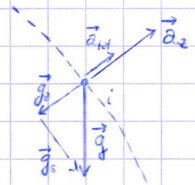
Calcul vitesse au point i

$$v_i = \sqrt{\frac{2}{m} (E_i - E_p + E_{frot})}$$

deduit $E_i = E_p + E_{cin,i} - E_{frot,i}$
 \downarrow
 v_i

Calcul accélérations correspondante $a = \frac{v^2}{R}$

Calcul accélérations résultantes \Rightarrow combinaison avec gravité g
 selon inclinaison piste



Traduction accélérations résultantes en "G" $G = \frac{a_{tot}}{g}$

Calcul durée accélérations = temps parcourus Δs_i $t_i = \frac{v_i}{\Delta s_i}$

Calcul variation accélérations $[G/s]_i = \frac{G_i - G_{i-1}}{\Delta t_i}$

Geometrie du parcours / accélérations / sections

Système axes utilisé (Excel)

- Rayons verticaux/horizontaux = valeurs toujours positive
- Angles d'ouverture définis positifs ou négatifs \Rightarrow donne directement le signe accélérations

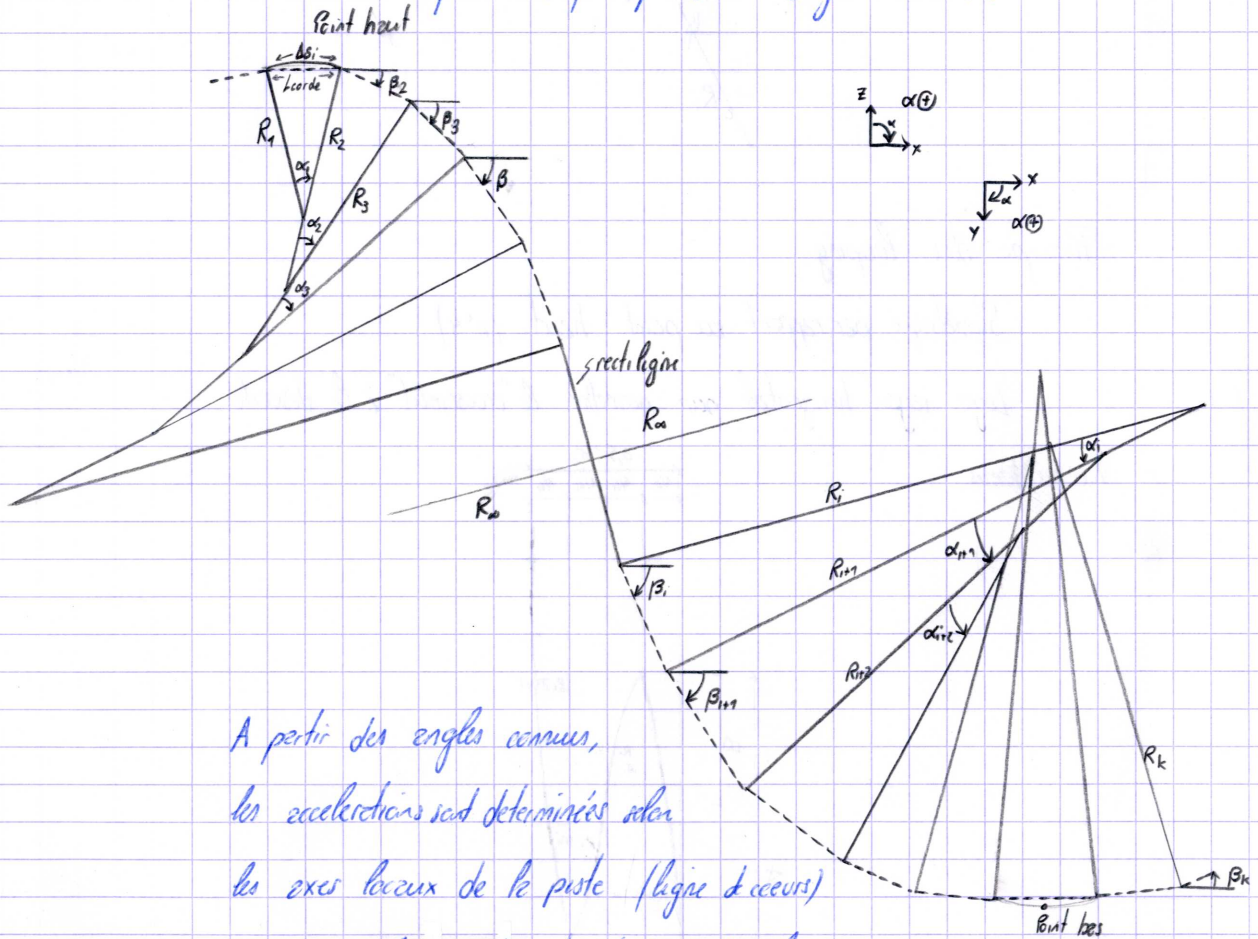
Variation des rayons:

Points hauts: rayons de plus en plus petits (vitesses les plus faibles aux sommets)

Points bas: rayons plus grands (vitesses élevées, accélérations maximales)

Les rayons sont agrandis avant ou après un tronçon rectiligne (transition plus douce)

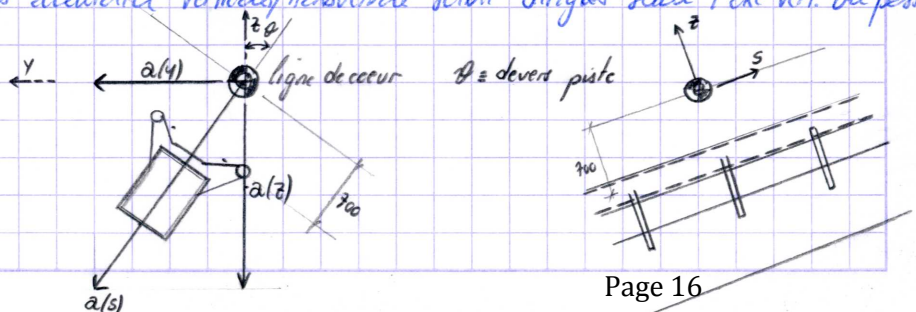
\rightarrow Schémas explicites + principe mesure angles + notations



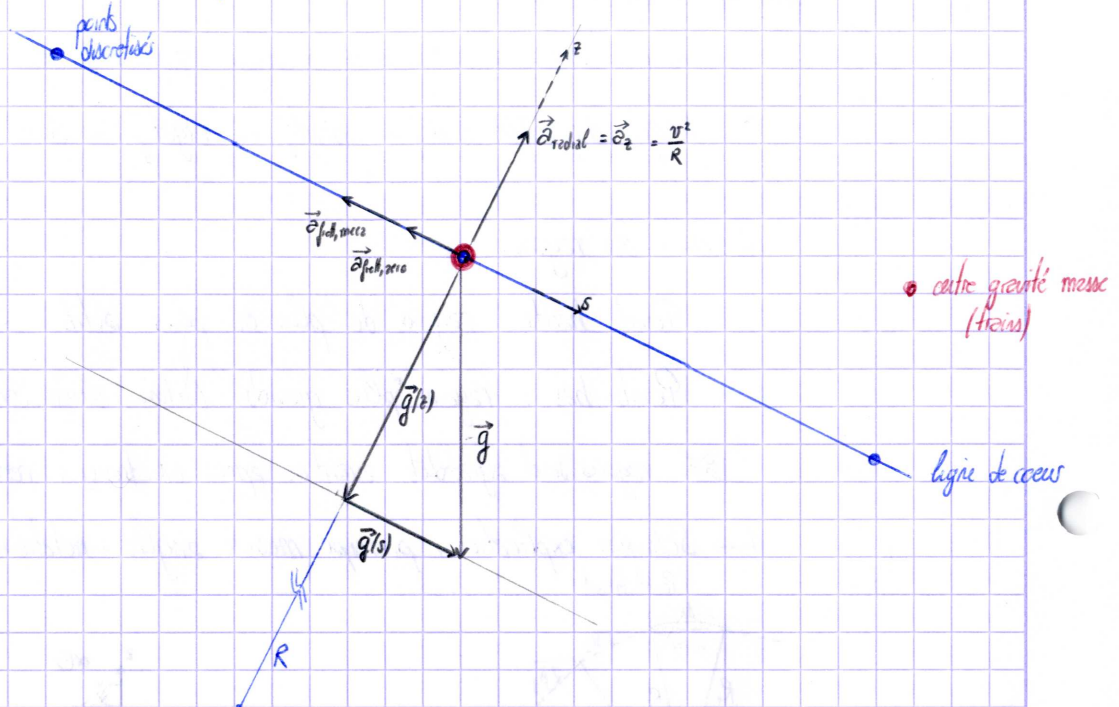
A partir des angles connus, les accélérations sont déterminées selon les axes locaux de la piste (ligne d'axeurs)

Un devant du véhicule est déterminé dans les virages pour

que le résultant des accélérations verticales/transversales soient dirigées selon l'axe vert. du passage



Resultantes des accélérations

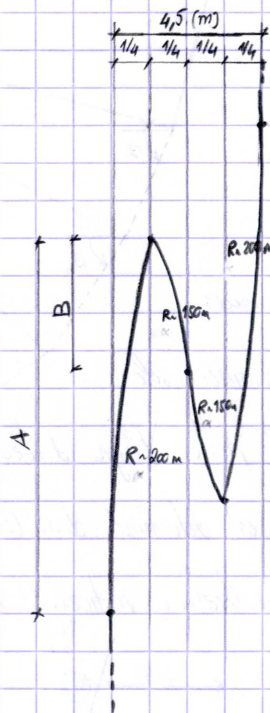


Principe du looping

Symétrique par rapport au point haut. ($n=4$)

Leger rayon horizontal pour permettre le "croisement" à la descente

Vue per dessus



Description du tracé obtenu :Δ Différent du tracé final utilisé

Point de départ: sommet du lift.
Point haut n°1

$$\begin{aligned} h &= 100 \text{ [m]} \\ v &= 2,5 \text{ [m/s]} \\ \beta_v &= 0 [^\circ] \\ \beta_h &= 0 [^\circ] \\ \varrho &= 0 [^\circ] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} X &= 0 \text{ [m]} \\ Y &= 0 \text{ [m]} \\ Z &= 100 \text{ [m]} \end{aligned}$$

Première chute: = tronçon rectiligne
(à titre indicatif)

$$\begin{aligned} L &= 4 \text{ [m]} \\ \beta_v &= 82 [^\circ] \end{aligned}$$

Point bas n°1

$$\begin{aligned} h &= 3,90 \text{ [m]} \\ v &= 41,74 \text{ [m/s]} \\ \beta_v &= 0 [^\circ] \\ \beta_h &= 0 [^\circ] \\ \varrho &= 0 [^\circ] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} X &= 78,95 \text{ [m]} \\ Y &= 0,0 \text{ [m]} \\ Z &= 3,90 \text{ [m]} \end{aligned}$$

Tronçon rectiligne
pt bas 1 vers pt haut 2

$$\begin{aligned} L &= 6 \text{ [m]} \\ \beta_v &= -65,5 [^\circ] \end{aligned}$$

Point haut n°2

$$\begin{aligned} h &= 79,69 \text{ [m]} \\ v &= 11,03 \text{ [m/s]} \\ \beta_v &= 0 [^\circ] \\ \beta_h &= 0 [^\circ] \\ \varrho &= 0 [^\circ] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} X &= 171,74 \text{ [m]} \\ Y &= 0,0 \text{ [m]} \\ Z &= 79,69 \text{ [m]} \end{aligned}$$

Tronçon rectiligne
pt haut 2 → pt bas 2

$$\begin{aligned} L &= 3 \text{ [m]} \\ \beta_v &= 63,2 [^\circ] \end{aligned}$$

Point bas n°2

$$\begin{aligned} h &= 3,61 \text{ [m]} \\ v &= 38,58 \text{ [m/s]} \\ \beta_v &= 0,0 [^\circ] \\ \beta_h &= 0,0 [^\circ] \\ \varrho &= 0,0 [^\circ] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} X &= 266,05 \text{ [m]} \\ Y &= 0,0 \text{ [m]} \\ Z &= 3,61 \text{ [m]} \end{aligned}$$

Tronçon rectiligne
pt bas 2 → pt haut 3

$$\begin{aligned} L &= 11,524 \text{ [m]} \\ \beta_v &= -47,6 [^\circ] \end{aligned}$$

↓
Début carrousel
→ montée rectiligne long.
→ rayon transversal ↓

Fin tronçon rectiligne \equiv extrémité droite carrousel (n°1, sup)

$$\begin{aligned} v &= 26,21 \text{ (m/s)} \\ \beta_v &= -47,6 \text{ (}^\circ\text{)} \\ \beta_h &= -90,0 \text{ (}^\circ\text{)} \\ \vartheta &= 76,5 \text{ (}^\circ\text{)} \end{aligned} \quad \begin{aligned} X &= 330,18 \text{ (m)} \\ Y &= -42,08 \text{ (m)} \\ Z &= 39,23 \text{ (m)} \end{aligned}$$

Extrémité supérieur carrousel

$$\begin{aligned} v &= 18,39 \text{ (m/s)} \\ \beta_v &= -29,2 \text{ (}^\circ\text{)} \\ \beta_h &= -180,0 \text{ (}^\circ\text{)} \\ \vartheta &= 85,7 \text{ (}^\circ\text{)} \end{aligned} \quad \begin{aligned} X &= 303,5 \text{ (m)} \\ Y &= -62,43 \text{ (m)} \\ Z &= 59,93 \text{ (m)} \end{aligned}$$

Extrémité gauche carrousel

$$\begin{aligned} v &= 13,32 \text{ (m/s)} \\ \beta_v &= -8,6 \text{ (}^\circ\text{)} \\ \beta_h &= -270,0 \text{ (}^\circ\text{)} \\ \vartheta &= 70,9 \text{ (}^\circ\text{)} \end{aligned} \quad \begin{aligned} X &= 299,19 \text{ (m)} \\ Y &= 38,94 \text{ (m)} \\ Z &= 64,22 \text{ (m)} \end{aligned}$$

Point haut n°3

$$\begin{aligned} v &= 11,86 \text{ (m/s)} \\ \beta_v &= 0,0 \text{ (}^\circ\text{)} \\ \beta_h &= -293,6 \text{ (}^\circ\text{)} \\ \vartheta &= 50,6 \text{ (}^\circ\text{)} \end{aligned} \quad \begin{aligned} X &= 289,19 \text{ (m)} \\ Y &= -45,68 \text{ (m)} \\ Z &= 66,15 \text{ (m)} \end{aligned}$$

Tronçon rectiligne
→ descente carrousel

$$\begin{aligned} L &= 93,26 \text{ (m)} \\ \beta_v &= 20,8 \text{ (}^\circ\text{)} \end{aligned}$$

Extrémité inférieur carrousel

$$\begin{aligned} v &= 19,17 \text{ (m/s)} \\ \beta_v &= 20,8 \text{ (}^\circ\text{)} \\ \beta_h &= -360 \text{ (}^\circ\text{)} \\ \vartheta &= 58 \text{ (}^\circ\text{)} \end{aligned} \quad \begin{aligned} X &= 309,50 \text{ (m)} \\ Y &= 22,30 \text{ (m)} \\ Z &= 54,04 \text{ (m)} \end{aligned}$$

Contenus
dans tronçon
rectiligne

Extrémité droite carrousel (n°2)

$$\begin{aligned} v &= 24,34 \text{ (m/s)} \\ \beta_v &= 20,8 \text{ (}^\circ\text{)} \\ \beta_h &= -70 \text{ (}^\circ\text{)} \\ \vartheta &= 72,8 \text{ (}^\circ\text{)} \end{aligned} \quad \begin{aligned} X &= 332,20 \text{ (m)} \\ Y &= 73,56 \text{ (m)} \\ Z &= 41,71 \text{ (m)} \end{aligned}$$

Fin carrousel \equiv point "haut" intermédiaire n°3

$$\begin{aligned} v &= 27,99 \text{ (m/s)} \\ \beta_v &= 20,8 \text{ (}^\circ\text{)} \\ \beta_h &= -153,8 \text{ (}^\circ\text{)} \\ \vartheta &= 29,7 \text{ (}^\circ\text{)} \end{aligned} \quad \begin{aligned} X &= 314,06 \text{ (m)} \\ Y &= 65,78 \text{ (m)} \\ Z &= 31,04 \text{ (m)} \end{aligned}$$

Tronçon rectiligne

$$L = 1,5 \text{ (m)} \quad \beta_v = 36,3 \text{ (}^\circ\text{)}$$

→ voir pt. pgs 3

Géométrie parcours / accélérations / effets d'actions

Point bas n°3

$$\begin{aligned}
 v &= 35,46 \text{ (m/s)} \\
 \beta_v &= 9,0 \text{ (}^\circ\text{)} \\
 \beta_h &= -154,2 \text{ (}^\circ\text{)} \\
 \vartheta &= 0 \text{ (}^\circ\text{)}
 \end{aligned}
 \qquad
 \begin{aligned}
 X &= 238,86 \text{ (m)} \\
 Y &= -101,60 \text{ (m)} \\
 Z &= 2,58 \text{ (m)}
 \end{aligned}$$

Point haut n°4
(looping)

$$\begin{aligned}
 v &= 13,71 \text{ (m/s)} \\
 \beta_v &= -180 \text{ (}^\circ\text{)} \\
 \beta_h &= -153,7 \text{ (}^\circ\text{)} \\
 \vartheta &= 0 \text{ (}^\circ\text{)}
 \end{aligned}
 \qquad
 \begin{aligned}
 X &= 198,35 \text{ (m)} \\
 Y &= -142,72 \text{ (m)} \\
 Z &= 51,81 \text{ (m)}
 \end{aligned}$$

Point bas n°4
(in looping)

$$\begin{aligned}
 v &= 32,23 \text{ (m/s)} \\
 \beta_v &= -360,0 \text{ (}^\circ\text{)} \\
 \beta_h &= -154,2 \text{ (}^\circ\text{)} \\
 \vartheta &= 0,0 \text{ (}^\circ\text{)}
 \end{aligned}
 \qquad
 \begin{aligned}
 X &= 150,57 \text{ (m)} \\
 Y &= 186,02 \text{ (m)} \\
 Z &= 3,51 \text{ (m)}
 \end{aligned}$$

Tronçon rectiligne
pt bas 4 \rightarrow pt haut 5

$$\begin{aligned}
 L &= 6,0 \text{ (m)} \\
 \beta_h &= -51,1 \text{ (}^\circ\text{)}
 \end{aligned}$$

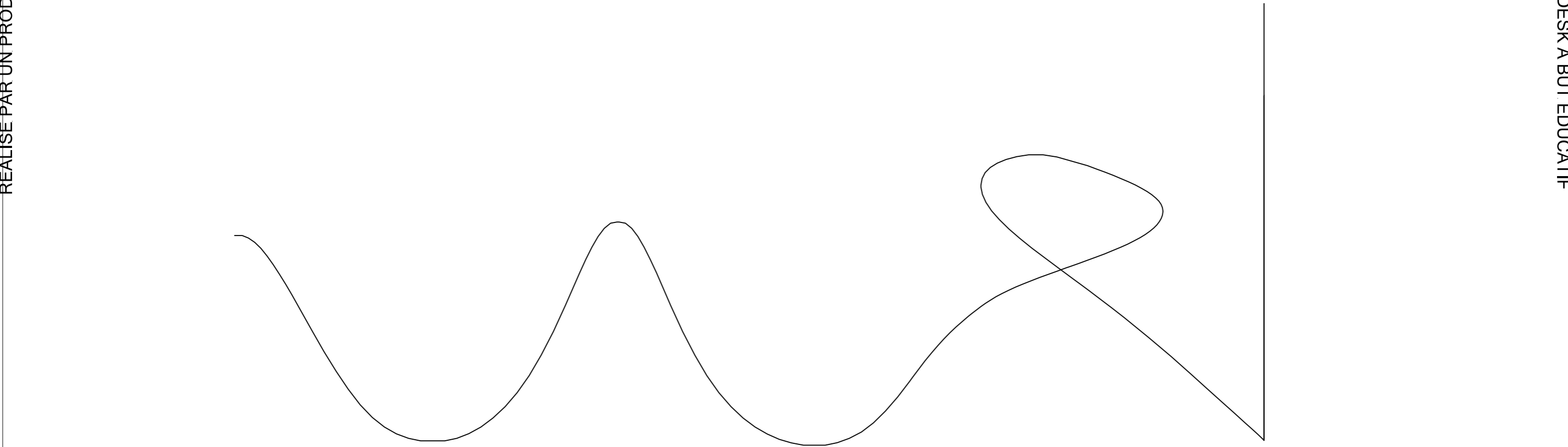
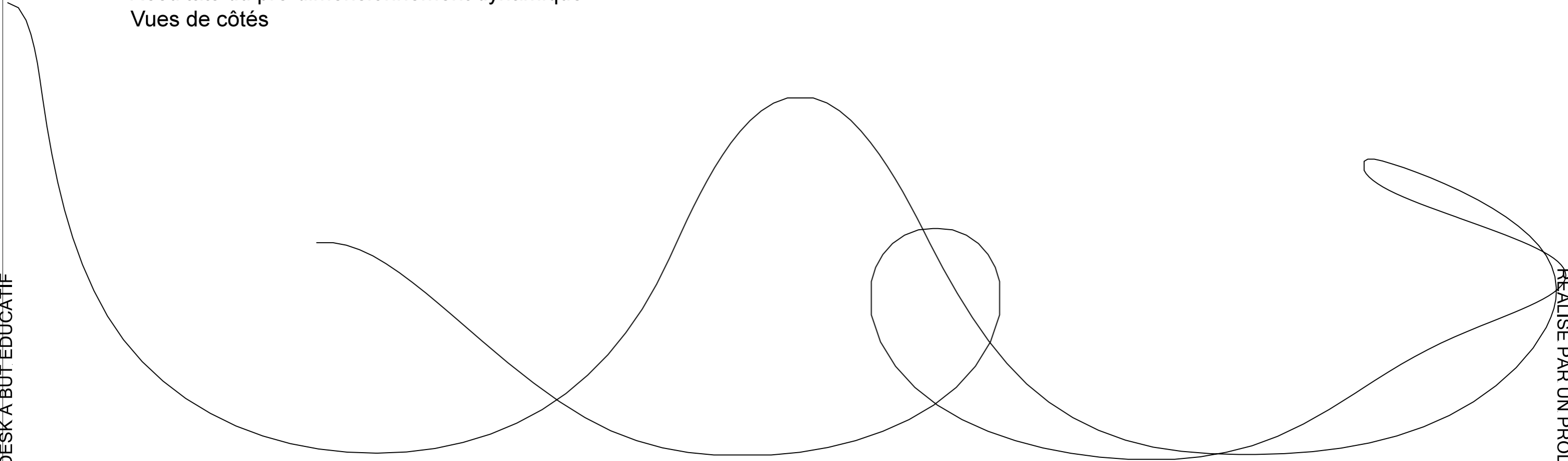
Point haut n°5

$$\begin{aligned}
 v &= 10,01 \text{ (m/s)} \\
 \beta_v &= 9,0 \text{ (}^\circ\text{)} \\
 \beta_h &= -154,2 \text{ (}^\circ\text{)} \\
 \vartheta &= 0 \text{ (}^\circ\text{)}
 \end{aligned}
 \qquad
 \begin{aligned}
 X &= 66,75 \text{ (m)} \\
 Y &= 226,62 \text{ (m)} \\
 Z &= 48,03 \text{ (m)}
 \end{aligned}$$

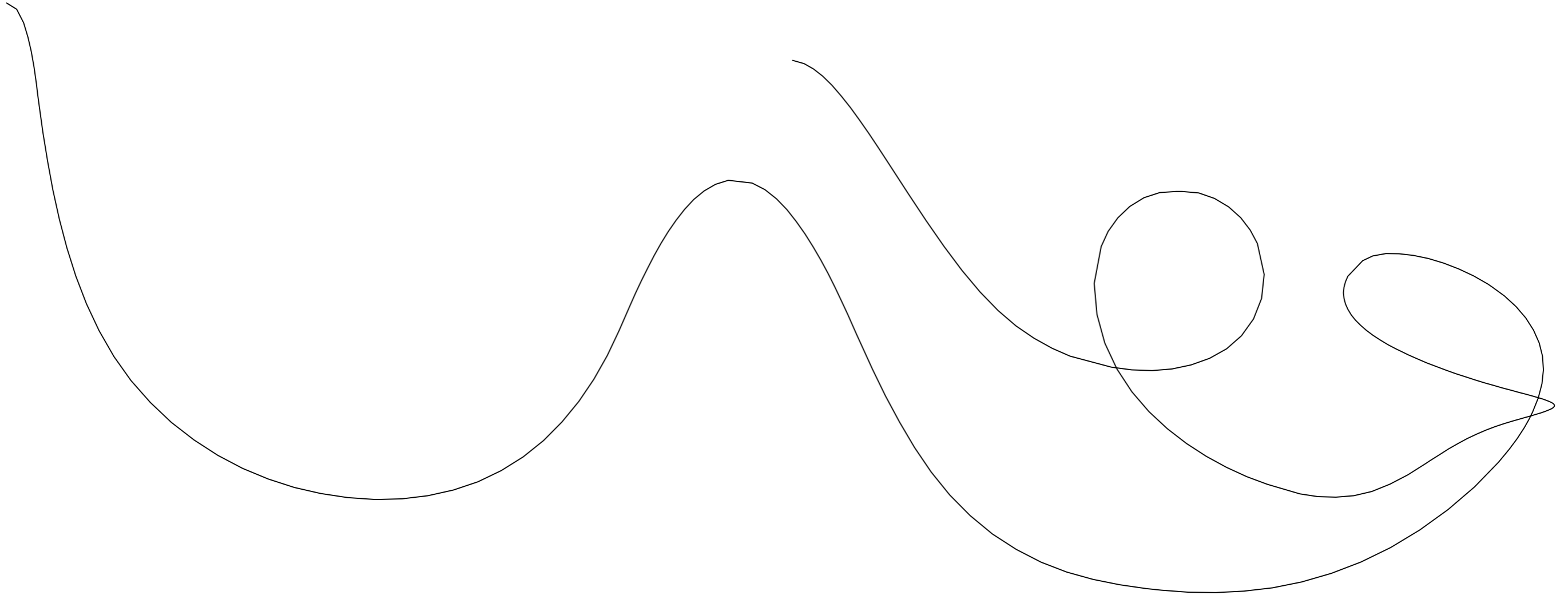
Résultats du pré-dimensionnement dynamique
Vues de côtés

REALISE PAR UN PRODUIT AUTODESK A BUT EDUCATIF

REALISE PAR UN PRODUIT AUTODESK A BUT EDUCATIF



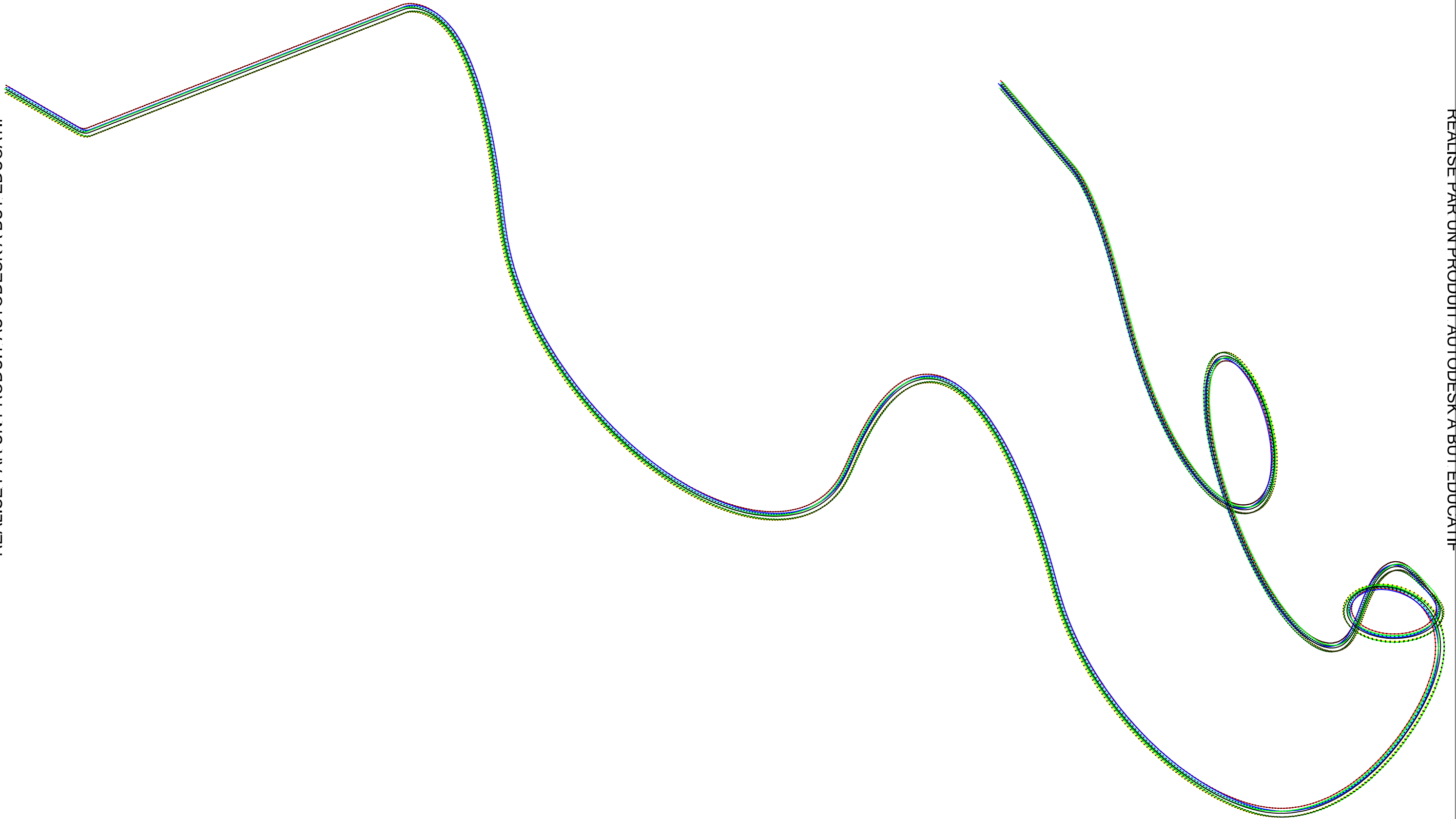
Résultat du pré-dimensionnement dynamique
Vue d'ensemble



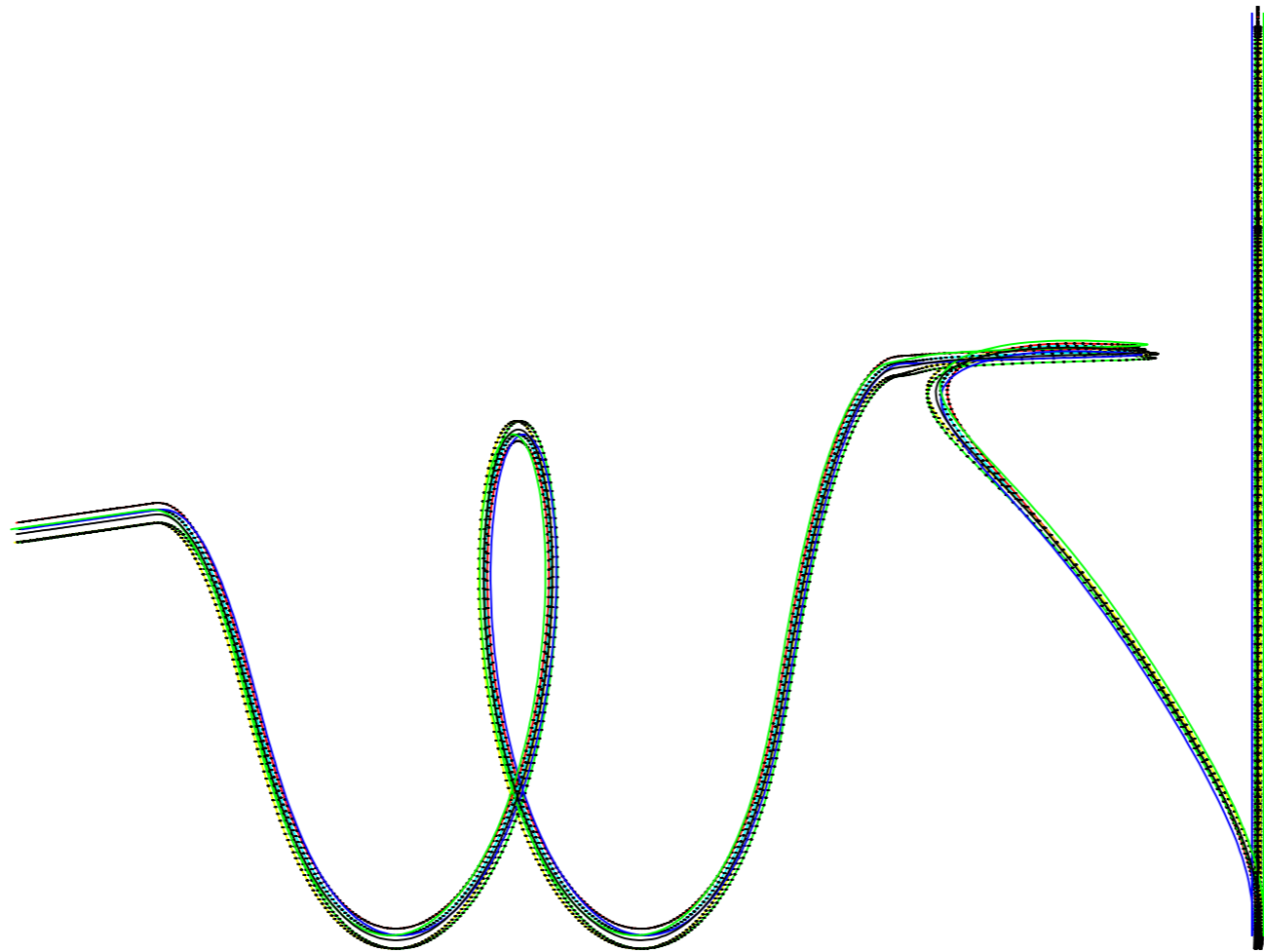
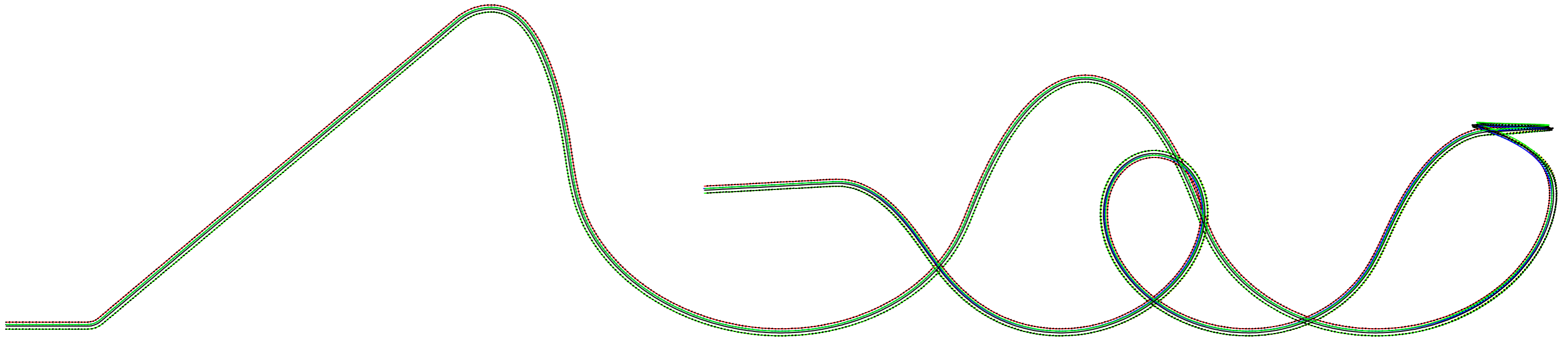
Plan final B&M - Vue de coté
Général

REALISE PAR UN PRODUIT AUTODESK A BUT EDUCATIF

REALISE PAR UN PRODUIT AUTODESK A BUT EDUCATIF



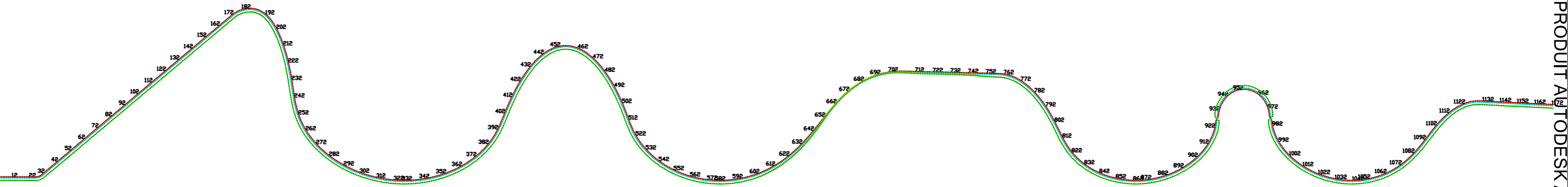
Plan final B&M - Vue de coté
Général



Tracé piste Final (par B&M) - Plan élévation Général

REALISE PAR UN PRODUIT AUTODESK A BUT EDUCATIF

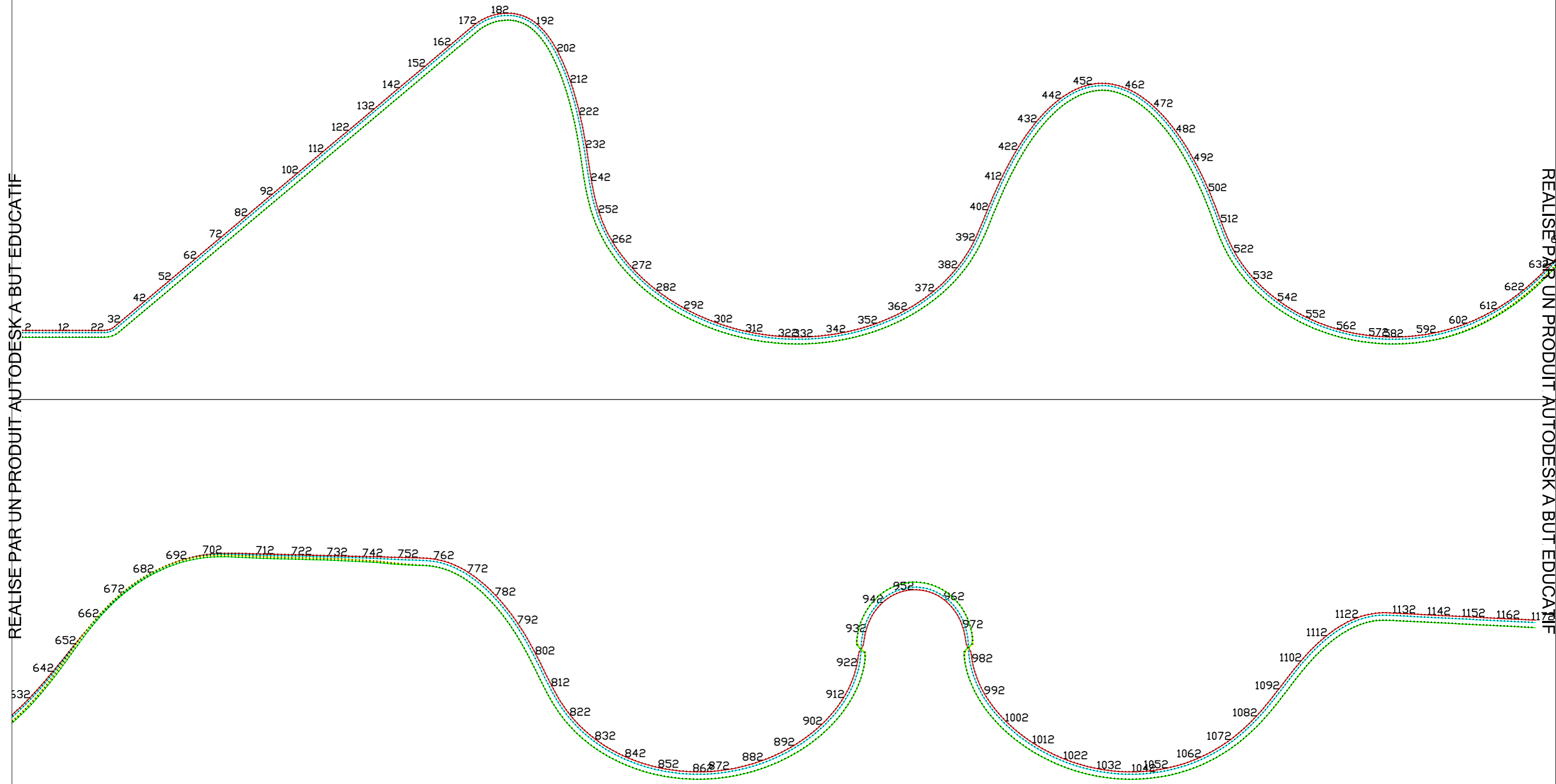
REALISE PAR UN PRODUIT AUTODESK A BUT EDUCATIF

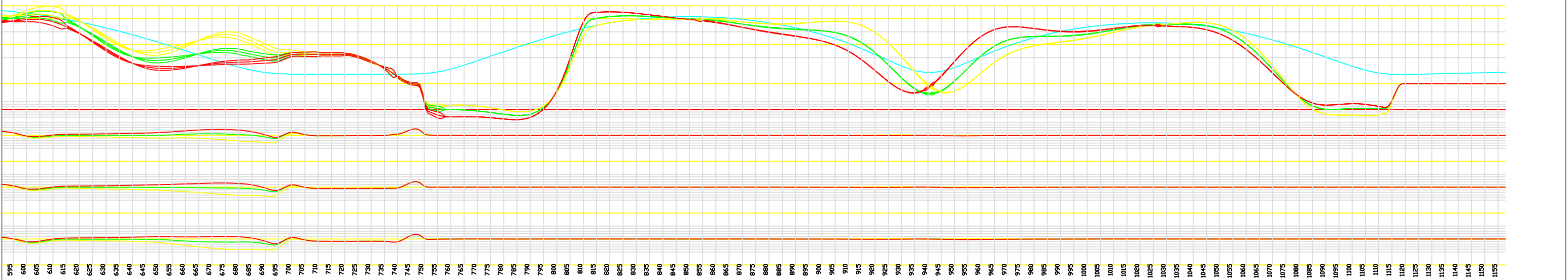
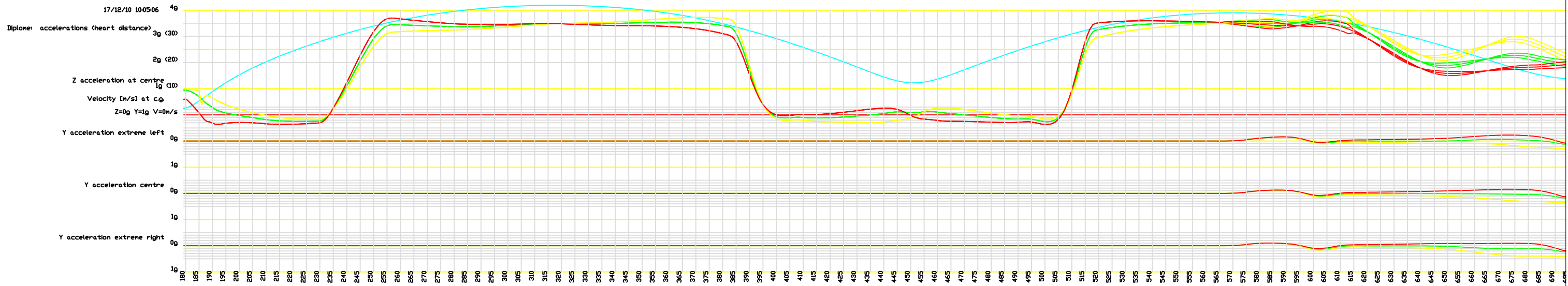


Tracé piste Final (par B&M) - Plan élévation Détaillé

REALISE PAR UN PRODUIT AUTODESK A BUT EDUCATIF

REALISE PAR UN PRODUIT AUTODESK A BUT EDUCATIF





2.5. VARIANTES POUR LES SUPPORTS DE PISTE

Les pistes de grands-huit sont dans la plupart des réalisations supportées par des colonnes à sections constantes tubulaires mais de plusieurs types différents.

Le projet étudié ne présente pas de contraintes particulières au niveau des appuis au sol et au niveau du type de colonne à utiliser (le type de colonne peut dépendre également de l'espace disponible au sol). Ainsi la disposition des supports de piste est laissée totalement libre et 3 variantes différentes de dispositions sont à générer. Dans la réalité, l'implantation d'une telle installation dans un parc d'attraction doit souvent tenir compte de parcours déjà existants (figure 2) ou d'installations au sol ne permettant pas la création d'un appui à ce niveau, et obligeant une adaptation (inclinaison de la colonne ou changement du type d'appuis).



FIGURE 2 - EXEMPLE DE CHEVAUCHEMENT DE PARCOURS AVEC CONTRAINTE D'APPUIS AU SOL (PARCOURS « SHAMBHALA » ET « DRAGON KHAN » PAR B&M, PORTAVENTURA - ESPAGNE)¹

¹ Site internet *Roller Coaster Database* - <http://rcdb.com/10239.htm>

Dans une première démarche, en amont de la génération des variantes, une recherche de documentations (principalement basées sur une observation de photographies² de parcours existants) a permis de différencier les 4 grands types de colonnes :

- Colonne type « λ » (lambda)
- Colonnes type « A »
- Colonne type « I » (simples)
- Appuis directs au sol

L'efficacité de ces différents types n'est pas connue précisément, et le dimensionnement approfondi d'un tronçon permettra de définir en plus de la section de colonne nécessaire, quel type de colonne est le plus approprié.

Au niveau des trois variantes développées, certaines figures du parcours ne présentent pas de différences ou ne présentent pas de réelles libertés de dispositions d'appuis. En effet, pour un tel type de grand-huit (« sitting coaster »), le moyen de support du looping consiste en une disposition qui se retrouve dans la quasi-totalité des réalisations de Bolliger & Mabillard SA et ce principe sera choisi pour les trois variantes. Aussi, la disposition des supports de piste au niveau du carrousel sera laissée inchangée pour les trois variantes. Le cas particulier du carrousel, qui présente une hauteur au sol de piste importante et des accélérations maximales importantes également, consiste en une difficulté plus grande pour satisfaire tous les critères de dimensionnement. C'est ce carrousel qui sera étudié en détail pour la prochaine étape du projet : la vérification approfondie d'un tronçon particulier. Ainsi, l'optimisation de la disposition des supports de piste de cette figure y sera effectuée.

Dans les pages manuscrites suivantes sont présentés dans un premier temps les différents types de support de pistes identifiés mais également des premières idées (schématiques) des dispositions possibles de supports de piste en fonction des différentes figures qui composent le parcours étudié.

De plus il est à noter que dans ces représentations de variantes de supports de piste, les éléments transversaux pour les colonnes ne sont pas représentés directement (ou en pointillés). Ces éléments limitent les déplacements mais leur utilité doit être vérifiée explicitement. En toute logique, ils seront disposés sur les colonnes les plus hautes.

2.6. DESCRIPTION DES VARIANTES

Etant donné la complexité de la structure et le nombre important de paramètres pouvant être modifiés, certains ont été fixés communs à toutes les variantes d'appuis qui seront générées. Ainsi, la distance entre chaque appui de la piste, variant selon la position le long de la piste est imposée (en se basant sur des valeurs réelles plausibles et cohérentes) ce qui fixe le nombre d'appuis (82 colonnes par variantes).

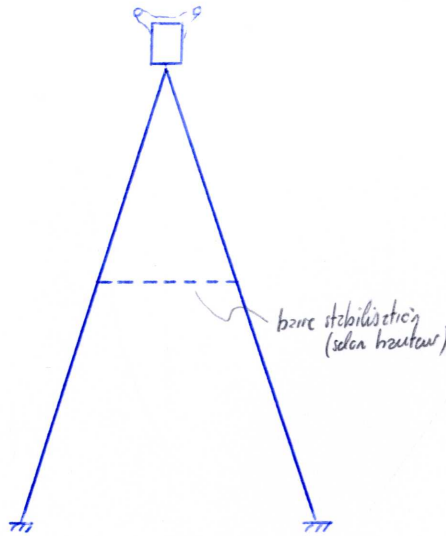
Une description de chaque variante, illustrée par une vue de côté de la structure est exposée dans les pages manuscrites suivantes ; ainsi qu'une explication de la réflexion globale effectuée en amont pour la génération de ces variantes (notamment une définition des paramètres modifiables principaux suivi d'une explication quant au choix de la valeur de ces paramètres qui ont été fixés communs à chacune des variantes).

² Illustrations et recherches documentaires à partir du site internet *Roller Coaster Database* - <http://rcdb.com/>

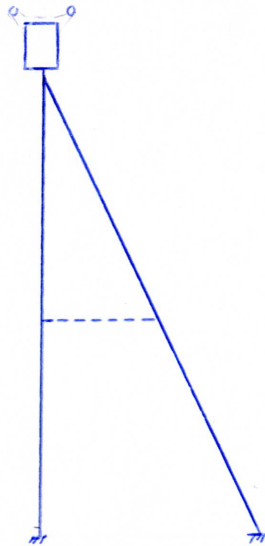
Types de colonnes → D'après recherches sur internet..

Type "A"

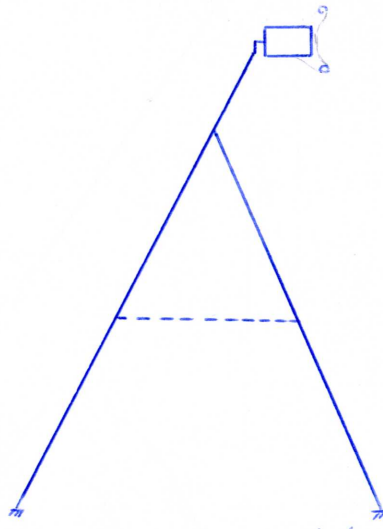
- ↳ Quelque soit le hauteur
- ↳ Stabilisation par les colonnes haute (deformation & flambage)



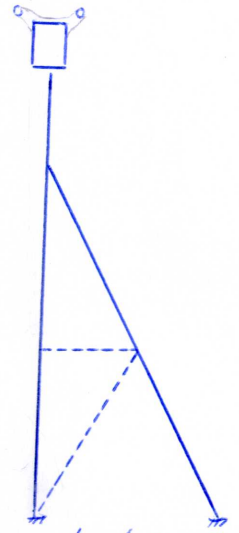
Type "λ" → ⊕ combinaisons possible des 3 selon hauteur & devis piste



Colonnes "basses" casca droit



Deviser casca important



Colonnes "hautes" casca droit.

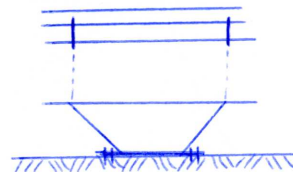
Type "I"

- ↳ Type classique pour les colonnes de faible hauteur et une piste rectiligne proche du sol (effet vent quasi nul)

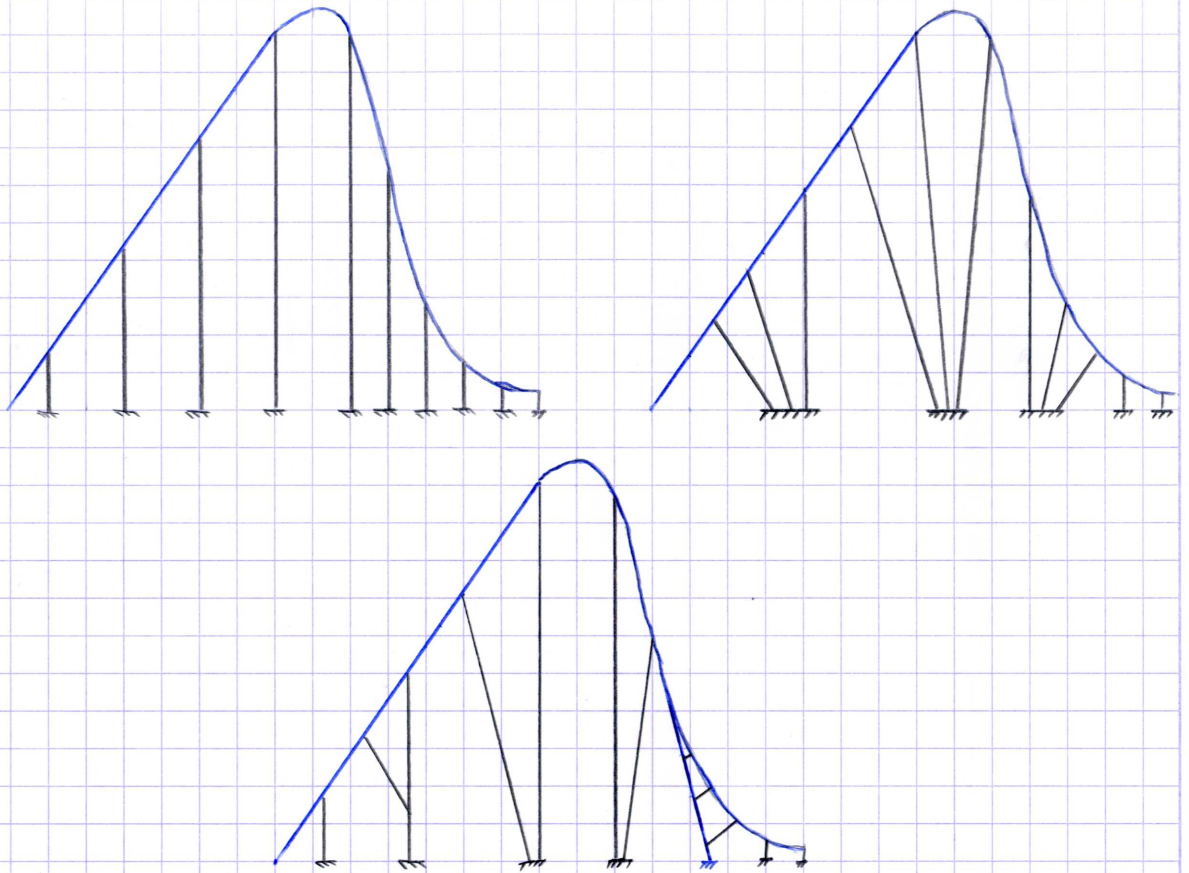


Appuis directs

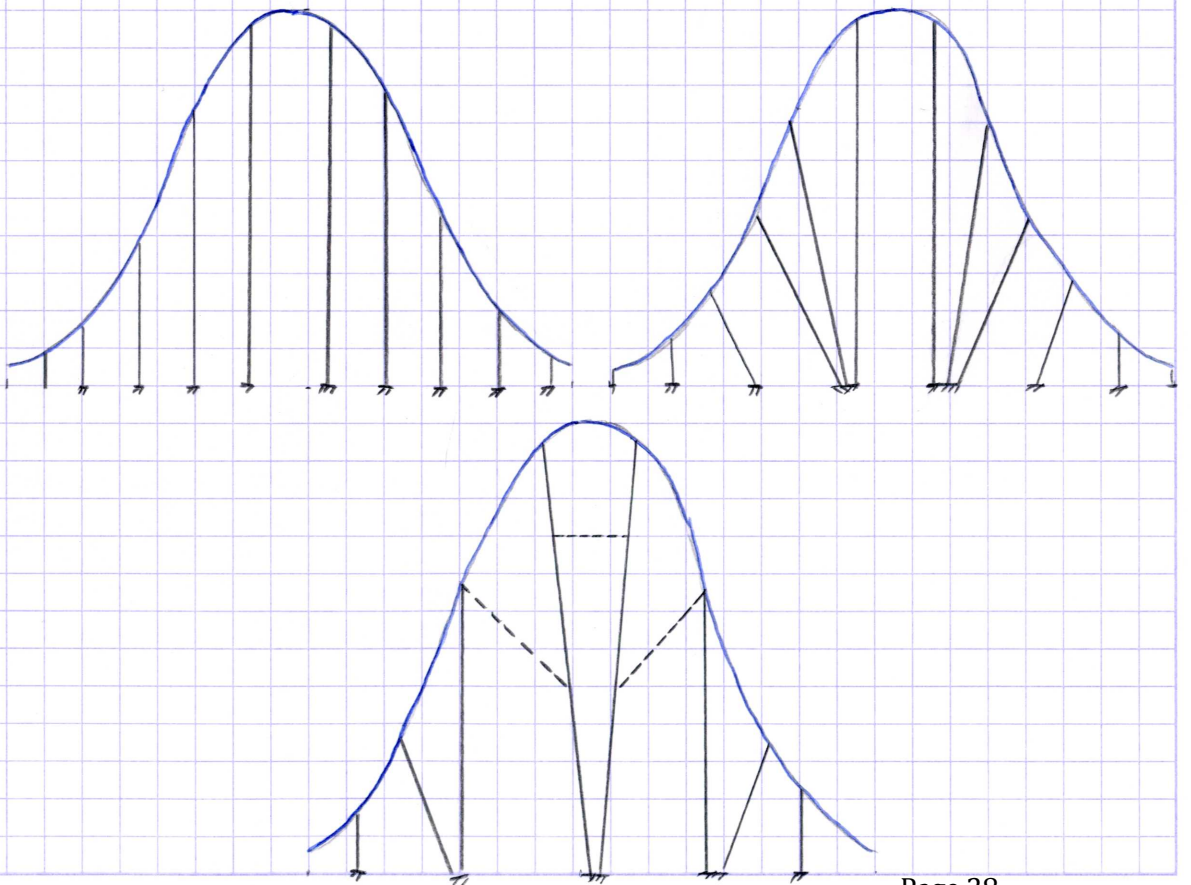
- ↳ Casca quasiment au niveau du sol



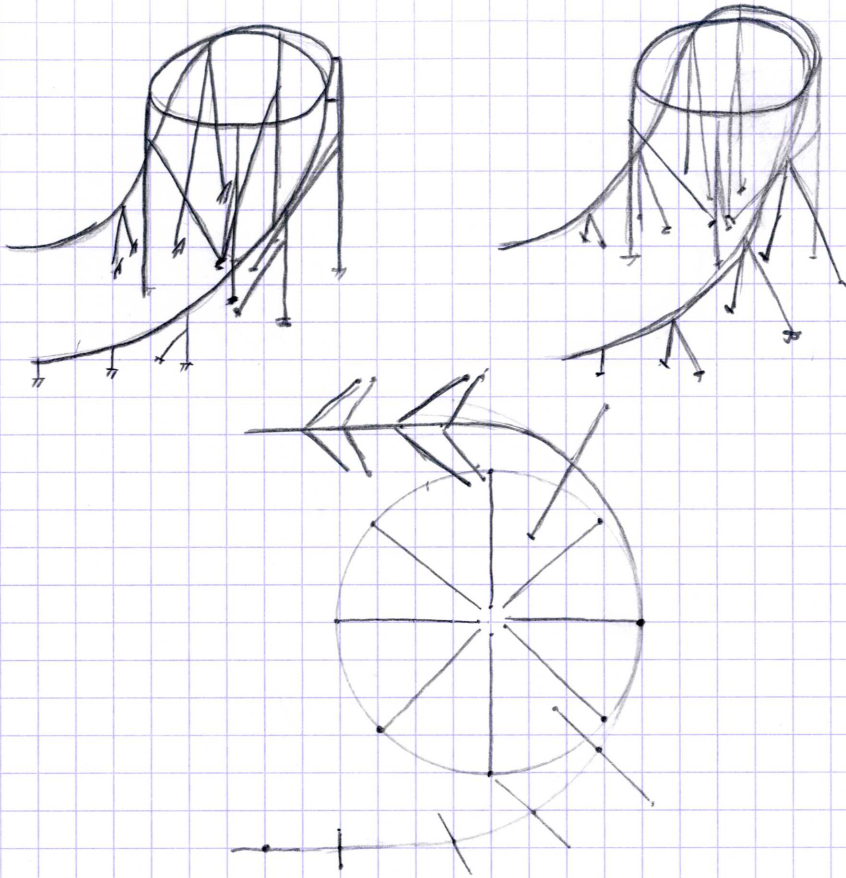
1^{er} Element: Lift + 1^{er} drop (pt bas n°1)



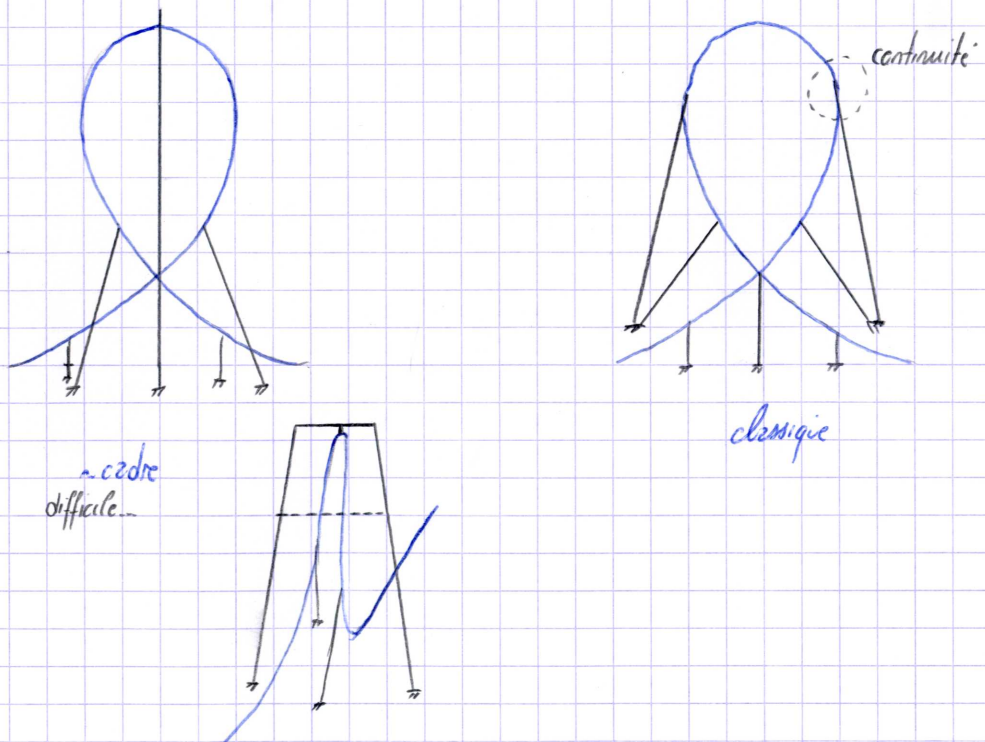
2^{em} Element: "Camel back"



3^{em} élément : Cercueil



4^{em} élément : Looping



~ cadre difficile...

clémique

Variantes pour support de piste

Reflexion globale

Au vu de différentes possibilités d'appuis de la piste (colonne A, a, directe, simple), trois variantes peuvent être implémentées, dans un premier temps en suivant des principes plutôt qualitatifs (mais cohérents structurellement parlant).

Les paramètres modifiables pour les variantes de supports proposées ne sont pas très nombreux et s'orientent surtout sur le type de colonnes utilisées ainsi que leur inclinaison.

En faisant varier les dimensions du caisson, les espacements entre colonnes peuvent varier également.

D'un point de vue économique, il est préférable de limiter le nombre de colonnes très hautes (ces plus chères) soit sur les points hauts du parcours. Alors qu'au niveau des points bas, les colonnes plus courtes peuvent être disposées avec un nombre plus important.

L'avantage est que cette réflexion s'accorde bien avec le fait qu'aux points hauts, les sollicitations sont beaucoup plus faibles ($-0,3g$) qu'aux points bas ($+3,5g$).

Au niveau de l'effet de la température, et même si le parcours étudié n'est ici pas complet (haute) les appuis au point bas étant très rigides, ils constituent des points fixes sur la structure. Il est alors préférable de disposer des appuis glissants si plusieurs appuis bas se succèdent.

Au fil des différentes variantes proposées, l'inclinaison des colonnes sera vérifiée le long du parcours dans le but de minimiser le nombre d'appuis au sol (ou rassemblant les appuis) et aussi en essayant au maximum de disposer les colonnes perpendiculairement à la piste, à savoir dans la direction des efforts principaux (accélération).

Pour ce projet, pas de contrainte ou restriction au niveau des appuis au sol, ces appuis peuvent être disposés n'importe où.

Variantes pour les supports de piste

Variante 1

Disposition principalement de colonne type A (excepté au niveau du carrousel)

Les supports sont disposés de manière la plus simple : verticaux. Les colonnes sont espacées dans un premier temps d'environ 10 [m] en parties basses (efforts importants) et d'environ 20 [m] en parties hautes. Le carrousel présente des colonnes de forme λ avec la bequille orientée vers l'intérieur et le solliciter essentiellement en traction (accélération quasi horizontales vers l'extérieur du carrousel)

Le looping est supporté principalement par 2 appuis simple en partie basse et 2 appuis de type A inclinés et dans le prolongement des courbes du point haut. Pour un coaster "sit down" ce type d'appuis est quasiment toujours utilisé et ne présente que peu de variantes possibles.

La nécessité d'appuis type A ou la possibilité de colonne simple n'est à priori pas connue et le prédimensionnement le confirmera au niveau des déplacements de la structure sous chargement.

Variante 2

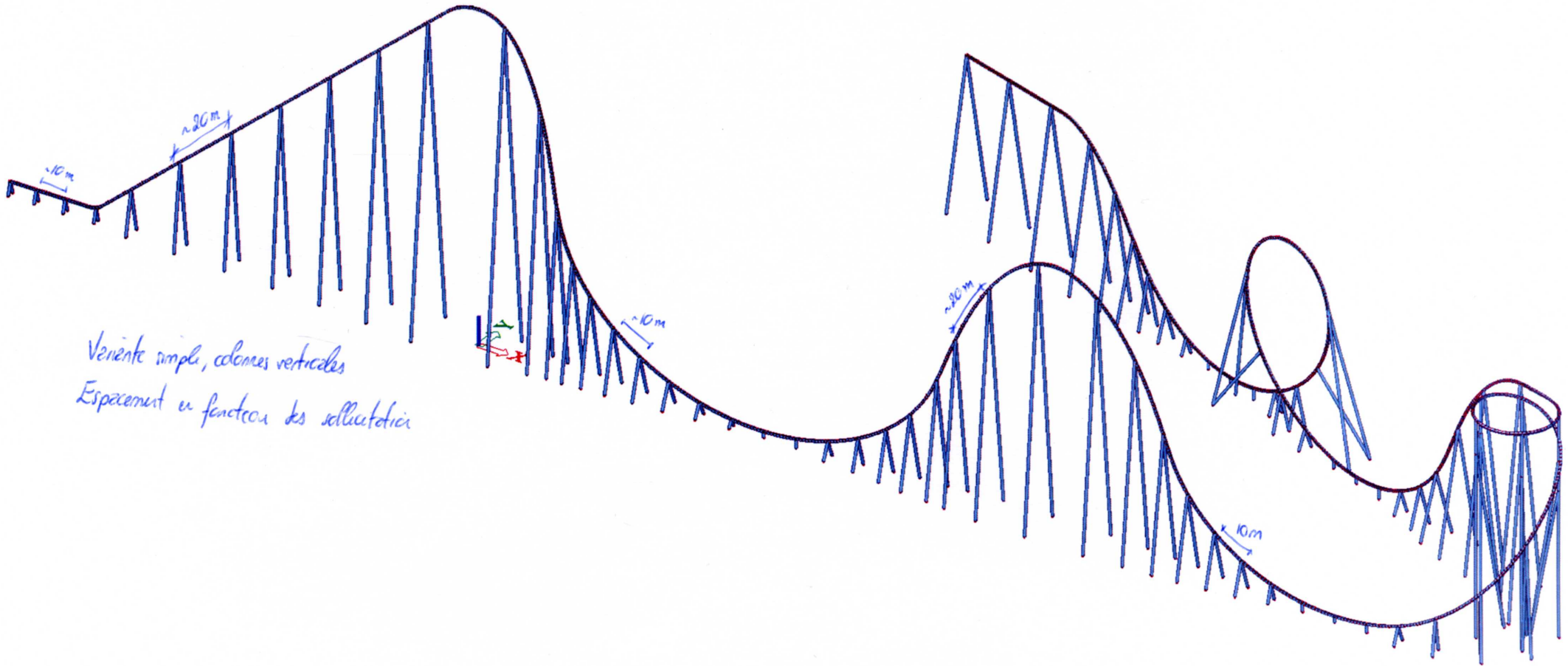
Les espacements sont dans un premier temps gardés identiques. Ceci permettra une meilleure comparaison des variantes et déterminer quelle solution est la plus efficace.

Ici les supports sont progressivement inclinés pour diminuer le nombre d'appuis au sol disposition à éviter

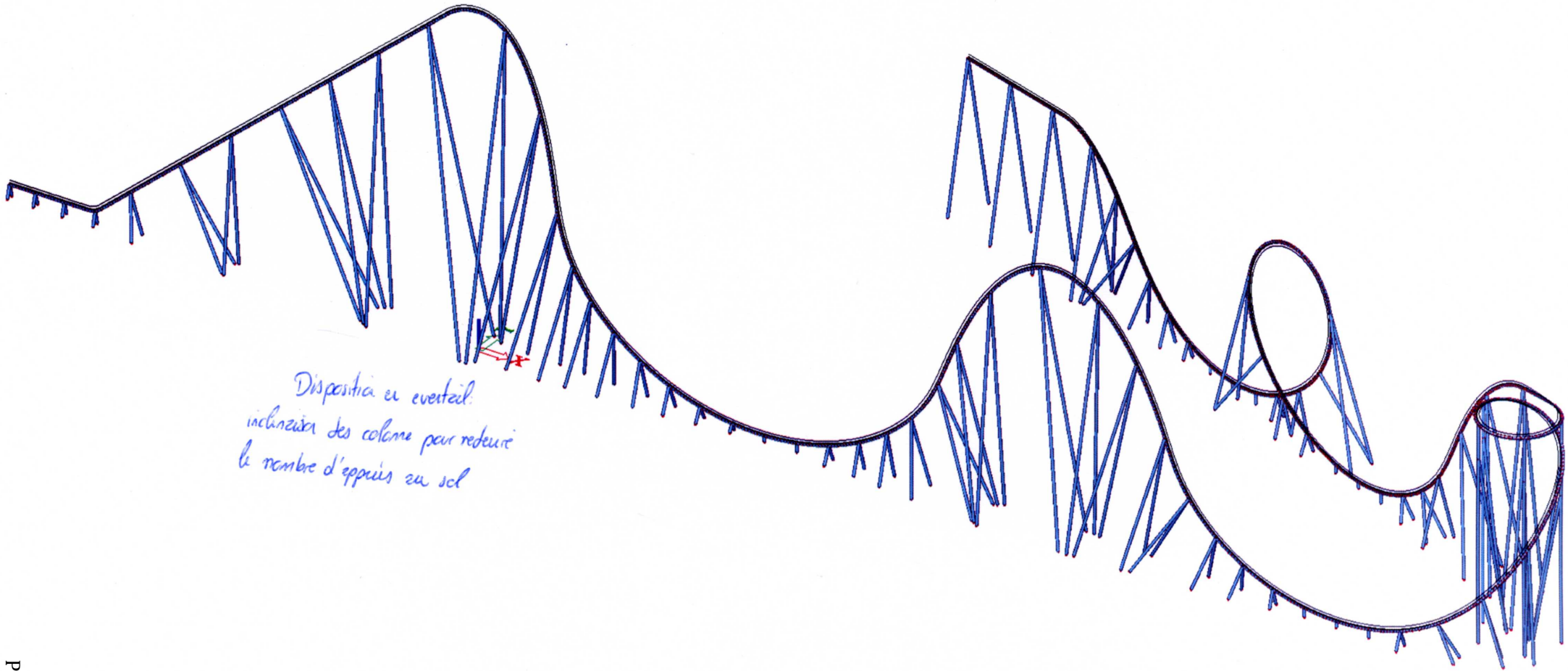
Variante 3

Volonté de diminuer encore le nombre d'appuis au sol avec une particularité au niveau de la première descente : en vu de sa hauteur (100 [m]) et de son inclinaison ($81,5^\circ$) la solution proposée serait de prolonger le caisson jusqu'au sol et des colonnes simples s'appuieraient sur ce caisson pour supporter le caisson de la piste.

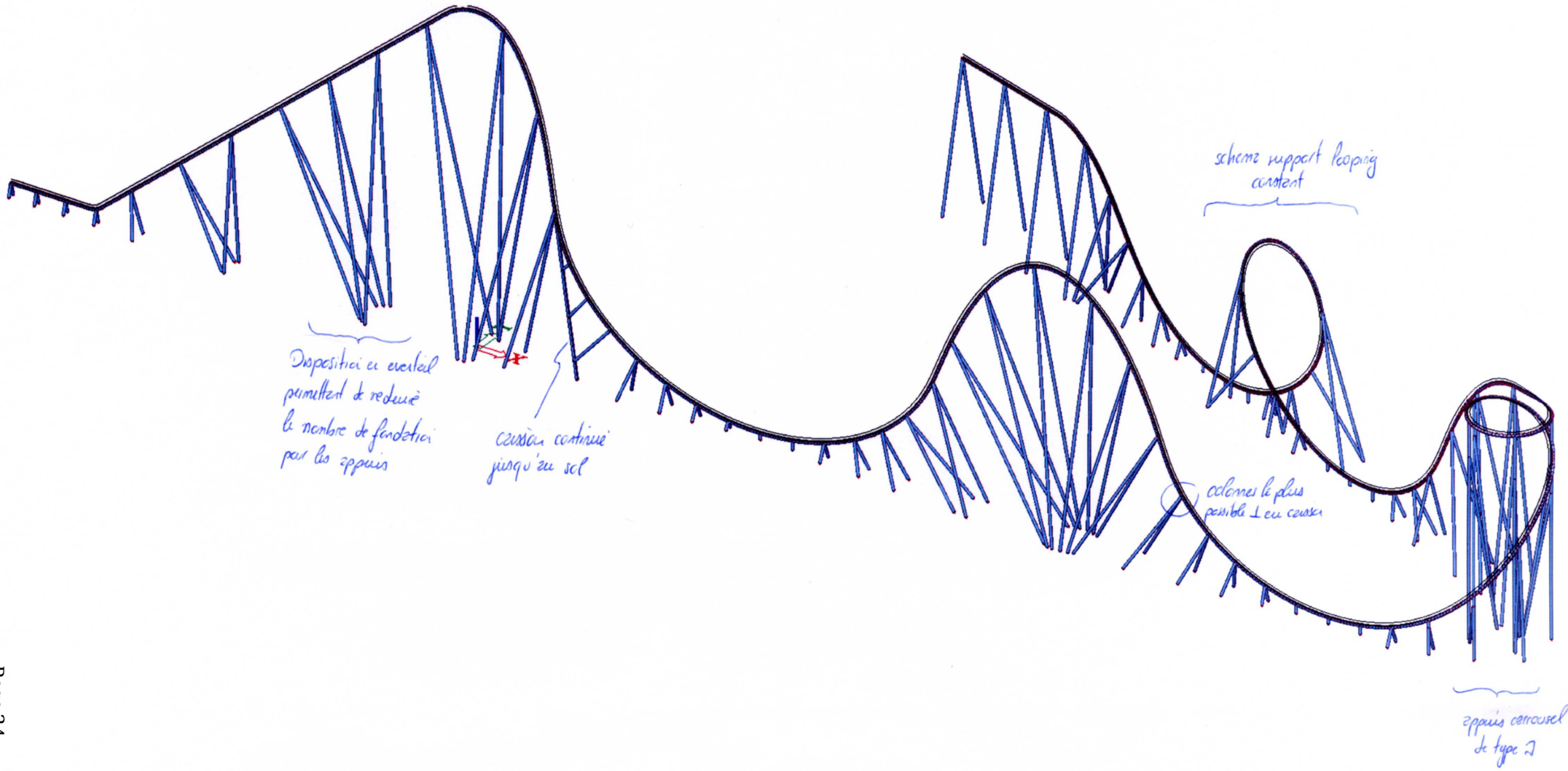
Les inclinaisons sont modifiées pour les rendre au maximum perpendiculaires à la piste par obtenir au maximum seulement un effet normal (compression ou traction)



Verrière simple, colonnes verticales
Espacement en fonction des sollicitations



Dispositif en éventail
inclinaison des colonnes pour réduire
le nombre d'épaisseurs au sol



2.7. PRE-DIMENSIONNEMENT DE LA STRUCTURE SUPPORTANT LA PISTE

Le domaine particulier des grands-huit étant totalement nouveau, le choix d'une variante ne pouvait se faire sans un pré-dimensionnement complet des trois variantes de support. En effet, le comportement de la structure étant complexe, une modélisation de la structure est importante pour obtenir un point de comparaison entre les variantes et réfléchir aux améliorations possibles de chaque variante pour le dimensionnement final.

2.7.1. MODELISATION DE LA PISTE

La modélisation réalisée ici pour le pré-dimensionnement des variantes de support de piste servira également de base à la suite du projet pour le dimensionnement approfondi du tronçon qui sera choisi. Pour pré-dimensionner les sections des éléments de support de piste, la première étape obligatoire consiste dans un premier temps en une modélisation simplifiée du parcours dans un logiciel de calcul aux éléments finis de structures (SCIA ici).

Pour cette modélisation, plusieurs étapes sont nécessaires :

- Identification et énumération des différentes charges agissant sur la structure ;
- Détermination des valeurs caractéristiques de ces charges ;
- Détermination des combinaisons de charges en accord avec les normes ;
- Réflexions sur la modélisation et les hypothèses simplificatrices à considérer pour le pré-dimensionnement.

Les pages manuscrites suivantes présentent les différentes réflexions et calculs relatifs à ces étapes. Dans un premier temps, les différentes charges agissantes sur la structure sont identifiées et quantifiées, ensuite les combinaisons de charges sont définies avec les facteurs partiels de sécurité correspondants, finalement les éléments et hypothèses principales de la modélisation sont présentés.

Etude 3 variantes pour support de piste

Actions sur la structure

- Poids propre de la structure (caisson + poteaux support)

→ avec $\gamma_{acier} = 78,5 \text{ [kN/m}^3] \equiv g_k$

- Poids propre escalier évacuatif (fixé au caisson - Lift)

→ $\Delta g_k = 1,5 \text{ [kN/m]}$

- Charge train vide

→ $m_{td} = 1340 \cdot 9 + 630 = 12'690 \text{ [kg]} = 125 \text{ [kN]} : m_{tk}$ Donné pdm

- Charge passagers

→ $Q_k = 0,75 \text{ [kN]} \Rightarrow \underset{\downarrow \times 9}{306 \text{ [kg/wagon]}}$
 $\Rightarrow m_{pk} = 2'754 \text{ [kg]}$ total train

- Charge escalier évacuatif → escalier lift, sur toute la longueur

→ $q_{k,exc} = 3,5 \text{ [kN/m}^2]$

- Charges dues au passage du train

→ Succession de charges ponctuelles au centre de gravité de chaque wagon (Δ parties relatives par rapport aux nœuds piste)

→ Charge uniforme sur 16 [m] (longueur totale train) ... Conservateur

Principe Newton $F = m \cdot a$ avec $m \equiv \text{train} + \text{passagers}$

↳ pour chaque direction accélération

- Séisme

→ Non déterminant pour le lieu d'implantation de l'ouvrage

- Neige

→ Non déterminant pour le lieu d'implantation de l'ouvrage

- Vent

→ 2 charges de vent considérées en fonction de la hauteur z

→ Considération "paliers" d'altitude de 10 [m]

• Vent référence $v_{ref} = 15 \text{ [m/s]} \equiv$ vent max attractif en service

• Vent référence de base $29 \text{ [m/s]} \equiv$ pour le lieu d'implantation

$= v_{ref,0}$

Bases

EN 1990-1991-1993
EN 13814

EN 1991-1 (Tab. A.4)

Valeur usuelle approx. (BEM)

Donné pdm

EN 13814 § 5.3.3.1.2.1

EN 13814 § 5.3.3.1.2.2

À partir des résultats du calcul dynamique de la piste (per BEM)

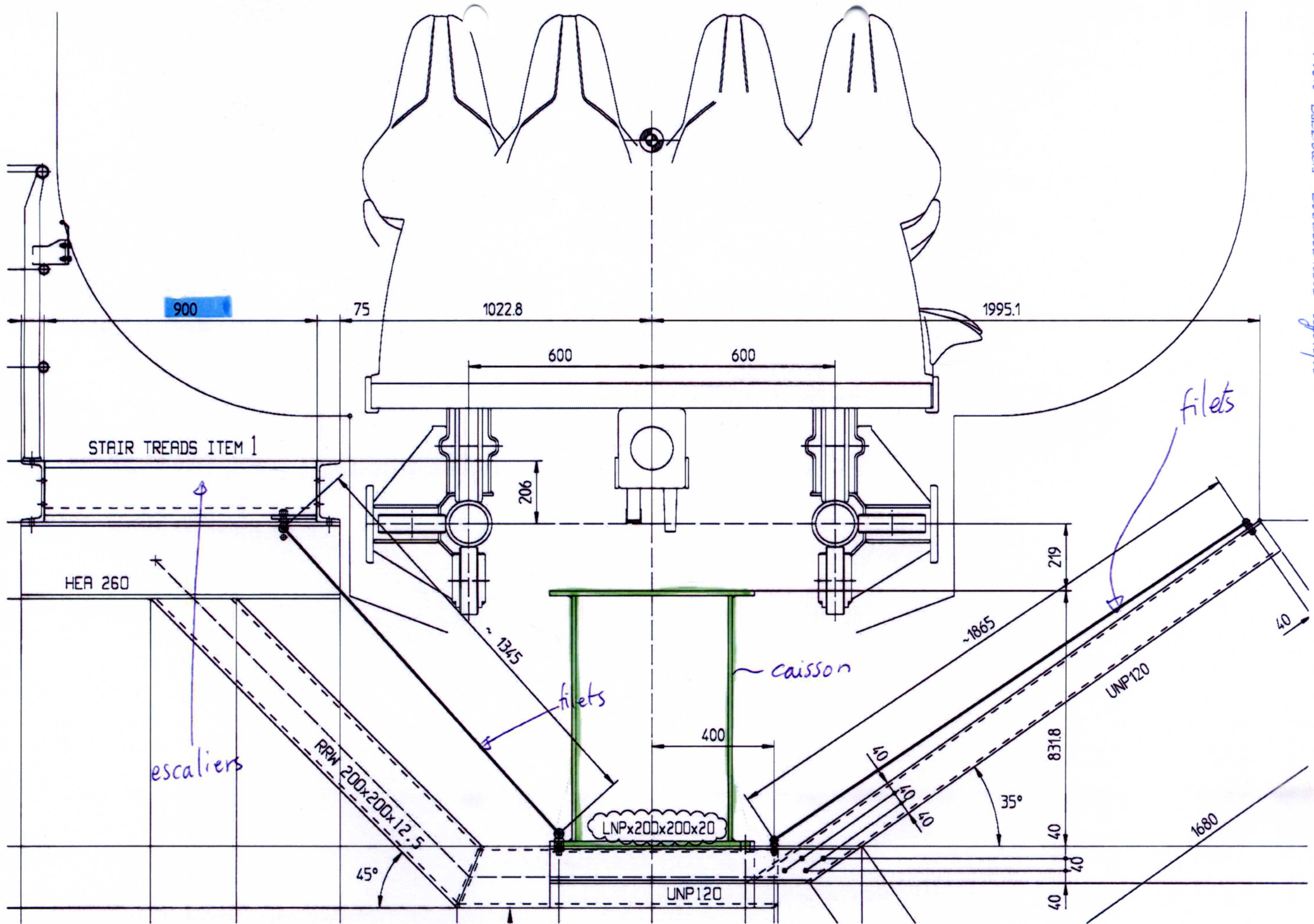
avec $m_{train} = \frac{2'754 + 12'690}{9} = 1'716 \text{ kg}$

↳ pour charges concentrées (usage plein)

EN 13814 § 5.3.3.4

EN 1991-1-4

→ Plan escalier circulaire typique



Charge de vent

EN 1991-1-4

* Cas 1: Ride au service ; $v_{ref} = 15$ [m/s] (= valeur de base) $\Rightarrow q_{k,1}$ \Rightarrow Déterminer vitesse moyenne v_m du vent à partir vitesse de référence v_b

• Valeur de référence $v_b = C_{dir} \cdot C_{scaen} \cdot v_{ref}$

§4.2

Avec $C_{dir} \equiv$ coeff direction = 1,0 (valeur recommandée)

$C_{scaen} \equiv$ coeff saison = 1,0 (valeur recommandée)

Soit $v_b = 15$ [m/s]

• Vent moyen $v_m(z) = C_r(z) \cdot C_o(z) \cdot v_b$

§4.3

Avec $C_r(z) \equiv$ coeff rugosité

§4.3.2

$C_o(z) \equiv$ coeff orographie = 1,0 (valeur sauf indication contraire)

$C_r(z) = k_r \ln\left(\frac{z}{z_o}\right)$ pour $z_{min} \leq z \leq z_{max}$

Avec $z_o \equiv$ longueur de rugosité

$k_r \equiv$ facteur de terrain = $0,19 \cdot \left(\frac{z_o}{z_{o,II}}\right)^{0,07} = 0,156$

$z_{o,II} \equiv 0,05$ [m] z

$z_{min} = 1$ [m] , $z_o = 0,003$ [m]

$z_{max} = 200$ [m]

Catégorie terrain 0
 \rightarrow mer / zone côtière exposée

z [m]	$C_r(z)$	$v_m(z)$ [m/s]
10	1,265	18,975
20	1,374	20,61
30	1,437	21,56
40	1,482	22,23
50	1,517	22,76
60	1,545	23,18
70	1,569	23,54
80	1,59	23,85
90	1,608	24,12
100	1,625	24,38

Etude 3 variantes de support de piste

• Turbulence du vent (intensité)

$$I_v(z) = \frac{\sigma_v}{v_m(z)} = \frac{k_r}{C_e(z) \cdot \ln(z/z_0)}$$

§4.4

Avec $\sigma_v = k_r \cdot v_b \cdot k_f$ où $k_r = 0,156$
 $\sigma_v = 2,34$ $z_{min} \leq z \leq z_{max}$ $k_f = \text{coeff turbulence} = 1,0$

Sat.

z [m]	I _v (z)
10	0,123
20	0,114
30	0,109
40	0,105
50	0,103
60	0,101
70	0,099
80	0,098
90	0,097
100	0,096

• Pression dynamique de pointe

$$q_p(z) = [1 + 7 I_v(z)] \cdot \frac{1}{2} \rho v_m^2(z) = C_e(z) q_b \quad \text{§4.5}$$

avec $\rho = \text{masse volumique de l'air} = 1,25 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $C_e(z) = \text{coefficient exposition} \rightarrow \text{lecture graphique (car } C_e(z) = 1 \text{ pour } k_r = 1 \text{)} \quad \text{Fig 4.2, Cat. terrain 0}$

z [m]	C _e (z)	q _b (z)	q _p (z)
10	3,00	289,29	675,86
20	3,40	265,43	902,48
30	3,65	290,44	1060,12
40	3,80	308,87	1173,71
50	3,95	323,35	1278,04
60	4,08	335,81	1370,08
70	4,18	346,34	1447,70
80	4,25	355,60	1511,29
90	4,35	363,86	1582,81
100	4,40	371,34	1633,90

• Force exercée par le vent

$$F_w = C_s \cdot C_d \cdot C_f \cdot q_p(z_e) \cdot A_{ref}$$

§5.3

Avec $C_s \cdot C_d = \text{coeff structural}$ $C_f = \text{coeff de force}$ $q_p(z_e) = \text{pression dyn de pointe}$ $z_e = \text{hauteur reference}$ $A_{ref} = \text{zr reference element constructif}$

• Coefficient structural $C_s C_d = 0,9$

§6

↳ EN 13814 § 5.3.3.4.1

• Coefficient de force $C_f = C_{f0} \cdot \psi_r \cdot \psi_z = 1,5$

§7.6

— Elements structuraux rectangulaires (vent perpendiculaire) \approx ceux-ci

Avec $C_{f0} \approx$ coeff force section rect. arêtes vives = 2,3

Fig. 7.23

$$\text{pour } \frac{d}{b} = \frac{520}{620} = 0,84$$

$$C_f = 1,5$$

$$\psi_r = 1,0$$

Fig. 7.24

$$\psi_z = 0,65 \quad a = 3,25, \varphi = 1$$

Fig. 7.36

z_e = hauteur au dessus du sol

— Elements structuraux circulaires \approx colonnes § 7.9

$C_{f0} = 1,2$ - valeur max possible - sécuritaire

$\psi_r = 0,9$ pour $a = 70, \varphi = 1$ même remarque

$$\kappa = 1,0$$

$$C_f = 1,1$$

z_e = hauteur au dessus du sol

* Cas 2: Ride hors service, $v_{ref} = v_{ref0} = 29$ (m/s)

Demarche identique cas 1

→ tableau Excel!

v_b (m/s)	15.00
Z_0 (m)	0.003
z_min (m)	1.00
z_max (m)	200.00
z_o,II (m)	0.05
k_r	0.156
k_l	1.00
sigma_v	2.341
rho_air (kg/m3)	1.25

c_d c_s	0.90
---------	------

Caisson	c_f	1.5
Colonne	c_f	1.1

z (m)	Cr (z)	Co (z)	Vm (z)	Iv (z)	Ce (z)	qb (z)	qp (z)	q_vent_caisson	q_vent_colonne
10	1.266	1.0	18.99	0.12	3.00	225.29	675.86	0.57	0.41
20	1.374	1.0	20.61	0.11	3.40	265.43	902.48	0.76	0.55
30	1.437	1.0	21.56	0.11	3.65	290.44	1060.12	0.89	0.65
40	1.482	1.0	22.23	0.11	3.80	308.87	1173.71	0.98	0.72
50	1.517	1.0	22.75	0.10	3.95	323.55	1278.04	1.07	0.78
60	1.545	1.0	23.18	0.10	4.08	335.81	1370.08	1.15	0.84
70	1.569	1.0	23.54	0.10	4.18	346.34	1447.70	1.21	0.89
80	1.590	1.0	23.85	0.10	4.25	355.60	1511.29	1.26	0.93
90	1.609	1.0	24.13	0.10	4.35	363.86	1582.81	1.32	0.97
100	1.625	1.0	24.38	0.10	4.40	371.34	1633.90	1.37	1.00
								(kN/m)	(kN/m)

v_b (m/s)	29.00
Z_0 (m)	0.003
z_min (m)	1.00
z_max (m)	200.00
z_o,II (m)	0.05
k_r	0.156
k_l	1.00
sigma_v	4.525
rho_air (kg/m3)	1.25

c_d c_s	0.90
---------	------

Caisson	c_f	1.5
Colonne	c_f	1.1

z (m)	Cr (z)	Co (z)	Vm (z)	Iv (z)	Ce (z)	qb (z)	qp (z)	q_vent_caisson	q_vent_colonne
10	1.266	1.0	36.71	0.12	3.00	842.08	2526.23	2.56	1.88
20	1.374	1.0	39.84	0.11	3.40	992.14	3373.26	3.42	2.50
30	1.437	1.0	41.68	0.11	3.65	1085.61	3962.49	4.01	2.94
40	1.482	1.0	42.98	0.11	3.80	1154.49	4387.07	4.44	3.26
50	1.517	1.0	43.99	0.10	3.95	1209.38	4777.03	4.84	3.55
60	1.545	1.0	44.81	0.10	4.08	1255.16	5121.07	5.19	3.80
70	1.569	1.0	45.51	0.10	4.18	1294.54	5411.19	5.48	4.02
80	1.590	1.0	46.12	0.10	4.25	1329.15	5648.87	5.72	4.19
90	1.609	1.0	46.65	0.10	4.35	1360.05	5916.20	5.99	4.39
100	1.625	1.0	47.13	0.10	4.40	1387.99	6107.15	6.18	4.53
								(kN/m)	(kN/m)

Combinaisons de charges

EN 13814 §5.3.6.2

Combinaisons fondamentales ELU

$$\sum \gamma_G G_k + \sum \gamma_Q Q_{k,i}$$

 $\gamma_G = 1,1$ ou $1,35$ fav/défav $\gamma_Q = 1,35$ §5.3.6.2

→ Combinaisons vérifiées par la structure étudiée

Cas 1 → Train sur lift, Ride opérationnel

$$E_d = \gamma_{G, sup} (g_k + \Delta g_k) + \gamma_Q (m_{t,k} + m_{p,k}) g + q_{k,1}$$

Avec $q_{k,1}$
- transversal
- longitudinal

Cas 2 → Train sur lift en panne

$$E_d = \gamma_{G, sup} (g_k + \Delta g_k) + \gamma_Q q_{k,acc} + \gamma_Q m_{t,k} g + \gamma_Q q_{k,1}$$

Cas 3 → Train sur ride, *calcul de l'impact*

$$E_d = \gamma_{G, sup} (g_k + \Delta g_k) + \gamma_Q [\varphi_1 \varphi_2 (m_{t,k} + m_{p,k}) g + q_{k,1}]$$

où $\varphi_1 \equiv$ facteur impact = 1,2
 $\varphi_2 \equiv$ facteur vibration = 1,2§5.3.5.1
§5.3.5.2

Cas 4 → Ride hors service

$$E_d = \gamma_{G, sup} (g_k + \Delta g_k) + \gamma_Q q_{k,2}$$

Combinaisons fondamentales ELS

Pour la vérification de la structure à l'état de service, les combinaisons restent identiques mais sans facteurs de pondération

$$\gamma_G \text{ ou } \gamma_Q (=1)$$

Modélisation

- Génération des variantes de support dans autocad

↳ Respect d'une certaine cohérence (ex distance entre supports de piste)

- Importation fichiers dans SCIA

⇒ Box de travail

Pour ce prédimensionnement, modélisation de la piste pas trop détaillée!

• Données dimensionnement dynamique (≅ conception tracé)

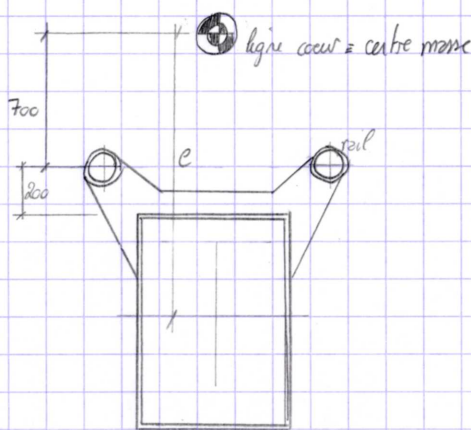
- Points centres rails gauche et droit

- Points centre des 2 rails

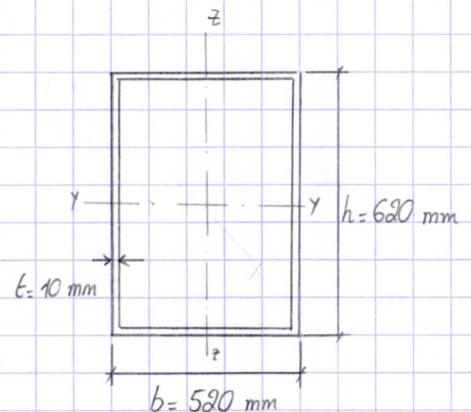
- Points centre de masse du système (≅ ligne de cœur ⊕)

→ Déterminer centre gravité des caissons

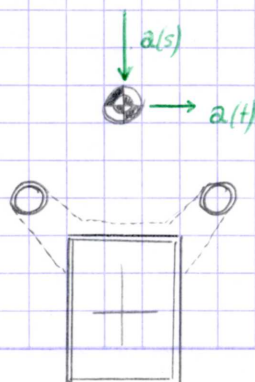
↳ Première hypothèse taille du caisson 620 x 520 [mm]
épaisseur plaque 10 mm



⇒



• Les accélérations le long de la piste sont déterminés au niveau de la ligne de cœur (ici centre masse du système) ⇒ Prise en compte excentricité "e"



⚠ + divers! → pris en compte avec rigidité des axes dans SCIA + chargement des éléments avec système de coordonnées local

Etude 3 variante pour le support de piste

Modélisation de la piste

→ Plusieurs possibilités:

- 1) Modélisation du caisson uniquement, en son centre de gravité
- 2) Modélisation du caisson avec les rails \Rightarrow Eléments de liaisons rail-caisson... rigidité? type élément?

↳ La possibilité 1) sera choisie ici.

L'application des charges peut se faire directement au centre du caisson, mais un effort de torsion (excentricité) s'y ajoute

Autrement, SCIA propose d'inclure directement l'excentricité (constante dans ce cas) ce qui simplifie l'implémentation (chaque charge à une valeur unique)

Disposition des charges

En connaissant la disposition (et la position) des colonnes supportant la piste et leur nœud d'attache au caisson, les charges dues aux accélérations peuvent être implémentées. Elles seront disposées successivement sur appuis et entre appuis, tout au long de la piste.

Plusieurs possibilités:

- 1) Disposition d'une charge ponctuelle au point de calcul correspondant au centre de masse du train
- 2) Répartition de manière uniforme de cette charge sur la longueur du train (16 m)
- 3) Disposition d'une charge ponctuelle par wagon, fonction de leur accélérations respectives

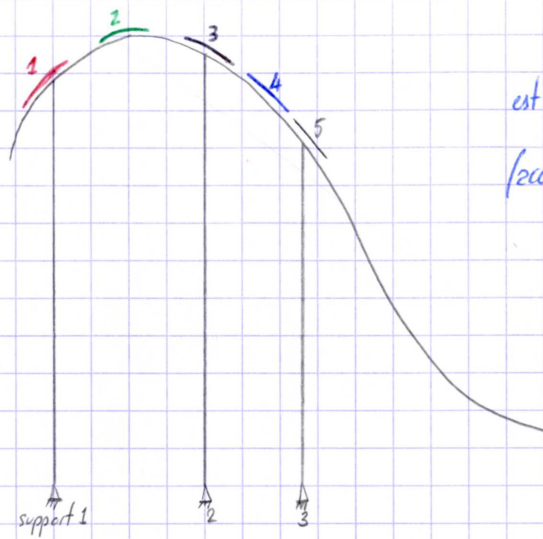
1) \rightarrow Trop défavorable et "agressif" sur la piste

2) \rightarrow Mieux mais \neq de la réalité: accélérations à tête et à l'arrière du train différentes

3) \rightarrow Beaucoup plus réaliste, plus difficile (long) à modéliser mais utile pour le dimensionnement final

Etude 3 variantes pour le support de piste

... Dispositifs des charges \Rightarrow Schema dispositif successive train



Chaque position du train (trait sur schéma) est représenté par 9 ou 18 forces ponctuelles (accélération vertical + accélération transversale)

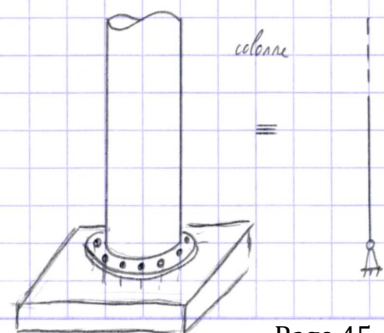
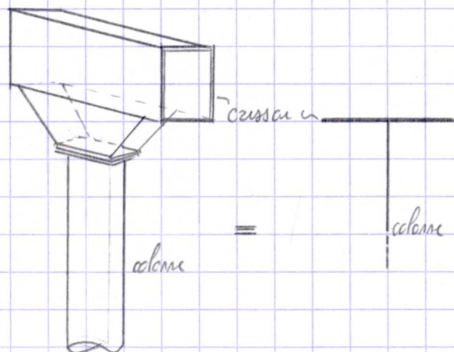
Les charges de vent ne seront ici modélisées dans une seule direction (4 global) dans un souci de simplifier les calculs.

Modélisation des appuis

Les supports de piste sont modélisés par des sections tubulaire en acier. Leur dimension sera déterminée par prédimensionnement, selon les charges à reprendre (à priori épaisseur de tôle de 10(mm) également)

Ils sont considérés encastés dans le piste (pour points supérieurs) et comme appuis simple (\uparrow) au niveau du sol.

\hookrightarrow en réalité appuis au sol : comportement entre encastré et appuis simple \hookrightarrow récursif



2.7.2. PRE-DIMENSIONNEMENT DES SECTIONS

A partir des considérations simplificatrices de modélisation citées au paragraphe précédemment, les vérifications de résistances, de déformations et de fatigue sont à effectuer. Les calculs et vérifications utilisés dépendent des éléments considérés, ainsi que des efforts qu'ils ont à reprendre. On distinguera alors les éléments de caisson et de colonne ainsi que les détails constructifs (assemblages) de chacun ou qui lient les deux.

L'utilisation d'un logiciel de calcul pour la détermination des efforts est un outil très puissant et rapide mais dont il faut s'assurer des calculs effectués en tâche de fond qui ne sont pas développés explicitement. Pour chaque résultat particulier qui fournit directement une vérification de la section (contrainte de comparaison pour le caisson et contraintes de fatigue pour les assemblages par exemple), un calcul à la main à d'abord été effectué et une comparaison des résultats permettra ou non d'utiliser ces différentes options directement (on évite alors l'effet « black box » des logiciels de calculs).

A partir des efforts calculés, les différentes contraintes sont déterminées à la main, en fonction des caractéristiques des différentes sections et leurs combinaisons sont comparées. Ainsi des résultats très proches pour les contraintes normales et tangentielles sont constatés et les résultats du logiciel peuvent être directement utilisés (cf. Annexe 4). Les résultats sont alors affichés par intervalles de valeurs et les zones critiques du parcours en sont aisément identifiables ; un nouveau dimensionnement de la section peut alors être effectué pour chaque zone.

Pour une meilleure cohérence des résultats, certaines limitations sont fixées, basées sur plusieurs discussions avec les ingénieurs compétents du bureau d'étude B&M SA:

- La taille du caisson sera limitée dans sa hauteur à environ 1.20 [m] (dimension intérieure);
- Les épaisseurs de tôles (caisson et colonnes) ne dépasseront pas 30 [mm] dans un premier temps ;
- Une division grossière entre parties hautes et basses du parcours sera effectuée.

Les pages manuscrites qui suivent présentent les premières réflexions concernant les vérifications qui seront effectuées, en fonction des éléments considérés (colonnes ou caisson) et de la nature des efforts à reprendre par chacun.

Aussi, les définitions des formules utilisées (tirées des normes EN) ainsi que les paramètres pris en compte sont expliqués ; tout comme les différentes étape du pré-dimensionnement qui ont été suivies.

Prédimensionnement des sections \Rightarrow Premières réflexions1. Caisson

- Résistance et section $\left\{ \begin{array}{l} \rightarrow \text{Sollicités } N, V, M \text{ et } T \\ \rightarrow \text{Utilisation contrainte de comparaison Von Mises } \sigma_g = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \\ \text{par 1}^{\text{ère}} \text{ approche, calcul élastique (ELU)} \\ \rightarrow \text{Résultats direct avec SCIA à priori (à vérifier event utilisation)} \end{array} \right.$
- Stabilité $\left\{ \rightarrow \text{Devenement non déterminant par une telle section et caisson avec ces dimensions}$
- Fatigue $\left\{ \begin{array}{l} \rightarrow \text{Vérification sur base du } \Delta\sigma_{\text{max}} \text{ en début de chaque barre par exemple} \\ \rightarrow \text{Classe de détail correspondant aux soudures transversales (support ralis/radié sur int)} \end{array} \right.$

2. Colonnes

- Résistance section $\left\{ \begin{array}{l} \rightarrow \text{Calcul élastique, classe section 3} \quad \text{EN 1993 1-1 eq 6.2} \\ \text{Pour interaction efforts } N \cdot M \end{array} \right.$
- Stabilité $\left\{ \begin{array}{l} \rightarrow \text{Stabilité au flambement selon EN 1993 1-1 eq 6.61-6.62} \\ \rightarrow \text{Section formée à froid = courbe flambage c} \end{array} \right.$
- Fatigue $\left\{ \begin{array}{l} \rightarrow \text{Approche similaire au caisson} \\ \text{Détails constructifs tel que brides et tête de colonnes (concernés avec caisson)} \\ \quad \rightarrow \text{voir schéma explicatif donnée} \\ \quad \rightarrow \text{Classe de détail à discuter} \end{array} \right.$

Coussin poutre

— Résistance en section = Interaction $N, V_1, V_2, M_x, M_y, M_z$ → ELS 1993 1-1 eq. 6.2

⇒ Calcul élastique → Application critère Von Mises en établissant TGC 10 § 4.6.6

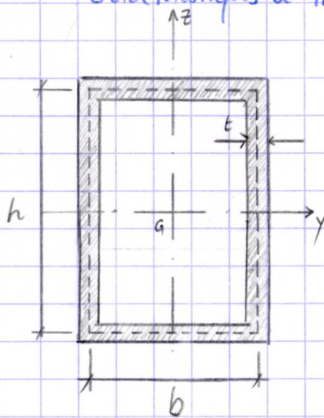
le critère de compression σ_g TGC 10 eq. 4.72

$$\sigma_{g,ed} = \sqrt{\sigma_{x,ed}^2 + 3\tau_{x,ed}^2} \leq f_{td}/\gamma_{M1}$$

TGC 10 eq. 2.19

Note. Coussin = section fermée à parois minces ⇒ Torsion uniforme seulement.

Caractéristiques de la section



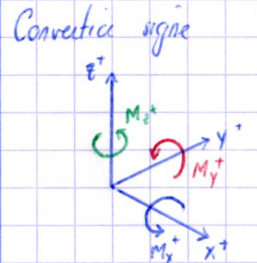
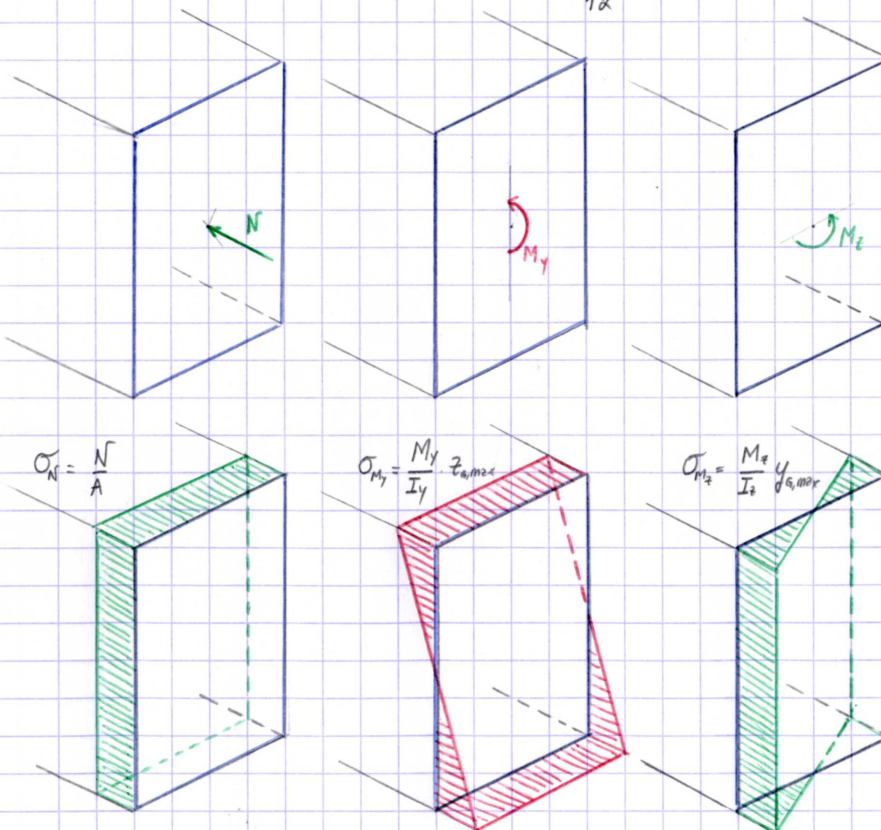
h, b = dimensions aux lignes moyennes
 t = épaisseur (constante)

$$A = (b+t)(h+t) - (b-t)(h-t)$$

$$y_{g,max} = \frac{(b+t)}{2} \quad z_{g,max} = \frac{(h+t)}{2}$$

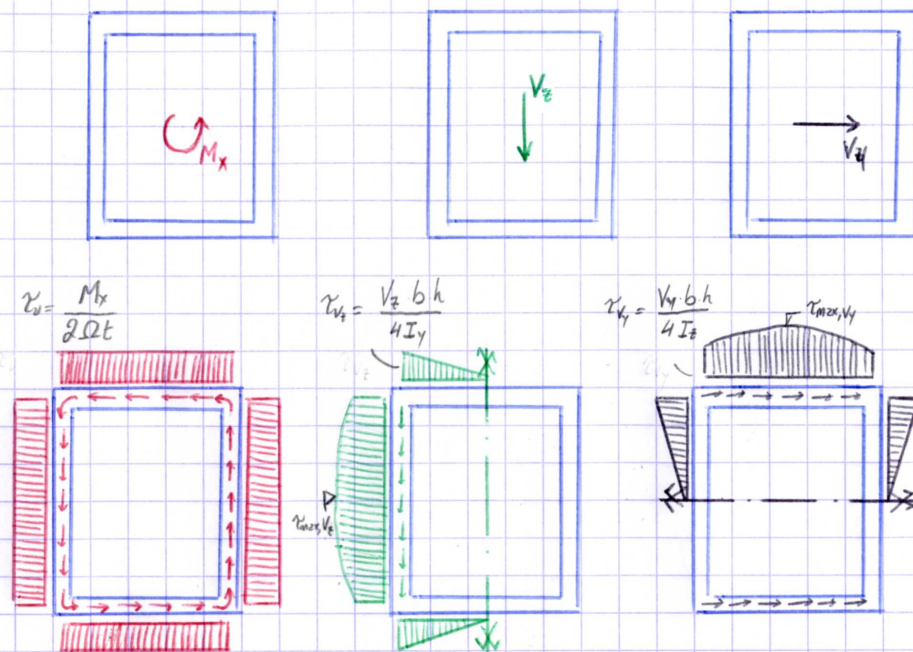
$$I_y = \frac{(b+t)(h+t)^3 - (b-t)(h-t)^3}{12}$$

$$I_z = \frac{(h+t)(b+t)^3 - (h-t)(b-t)^3}{12}$$



TGC 10 Eq. 4.71

Redimensionnement structure support



Pour déterminer la contrainte de compression de Von Mises, σ_x et τ_x sont calculés au point extrême de l'angle supérieur ou inférieur (fonction des signes des efforts) donnant les valeurs maximales (σ_x et τ_x)

Et donc la valeur max de $\sigma_{g,Ed}$

$$\sigma_{x,max} = |\sigma_N| + |\sigma_{M_y}| + |\sigma_{M_x}|$$

$$\tau_{x,max} = |\tau_{xy}| + |\tau_{xz}|$$

$$\sigma_{g,Ed,max} = \sqrt{\sigma_{x,max}^2 + 3\tau_{x,max,Ed}^2}$$

Remarque Le logiciel de calcul aux éléments finis SCIA propose une option de résultat donnant immédiatement la contrainte de compression de Von Mises pour chaque section.

Après vérification (et comparaison) des valeurs obtenues via les calculs précédents et les résultats SCIA, les valeurs sont quasi identiques

→ Utiliser directement des résultats SCIA possible !!!

Colonnes support— Résistance en section = Interaction N, M_y, M_z

⇒ Calcul élastique ⇒ Classe section 3

utilisation formule d'interaction : somme linéaire des rapports sollicitation/résistance propres à chaque sollicitation agissante

Redistribution élastique des efforts dans la section

$$\frac{N_{Ed}}{N_{Rd}} + \frac{M_{y,Ed}}{M_{y,Rd}} + \frac{M_{z,Ed}}{M_{z,Rd}} < 1.0$$

(valeurs selon SRA)

EN 1993-1-1 eq. 6.2

Avec

$$N_{Rd} = \frac{A \cdot f_y}{\gamma_{M0}}$$

(A = aire section)

eq. 6.10

$$M_{i,Rd} = \frac{W_{el,i} \cdot f_y}{\gamma_{M0}}$$

(ici section circulaire: $W_{el,y} = W_{el,z}$)
soit $M_{y,Rd} = M_{z,Rd}$

eq. 6.14

et $\gamma_{M0} = 1.00$

§ 6.1

 f_y = utilisation à priori acier S235 ou plus. S275/S355
↳ fonction épaisseur (≈ 10 mm)

Tab 3.1

Colonnes support

Stabilité 2^{ou} ordre = Interaction N, M₁, M₂

EN 1993 1-1 § 6.3.3

→ Barres uniformes fléchies et comprimées

Vérification de la stabilité des barres uniformes à section transversale bi-symétrique non sensible à la distorsion (ici section creuse circulaire)

Conditions à satisfaire :

$$\frac{N_{Ed}}{\chi_y \frac{N_{crk}}{\gamma_{M1}}} + k_{yy} \frac{M_{yEd}}{\chi_{LT} \frac{M_{crk}}{\gamma_{M1}}} + k_{yz} \frac{M_{zEd}}{M_{crk} / \gamma_{M1}} \leq 1,0 \quad \text{--- eq 6.61}$$

$$\frac{N_{Ed}}{\chi_z \frac{N_{crk}}{\gamma_{M1}}} + k_{zy} \frac{M_{yEd}}{\chi_{LT} \frac{M_{crk}}{\gamma_{M1}}} + k_{zz} \frac{M_{zEd}}{M_{crk} / \gamma_{M1}} \leq 1,0 \quad \text{--- eq 6.62}$$

Avec N_{Ed}, M_{yEd}, M_{zEd} = valeurs calcul des efforts dans la barre

χ_y et χ_z = facteurs réduction dus flambement par flexion --- § 6.3.1

χ_{LT} = coeff réduction du au déversement --- § 6.3.2

k_{ij} = facteurs d'interaction --- Annexes A ou B

$N_{crk}, M_{ycrk}, M_{zcrk}$ en utilisant A et W_{el} (Classe section 3)

$\gamma_{M1} = 1,10$ --- § 6.1

$$\chi_{y,z} = \frac{1}{\phi + \sqrt{\phi^2 - \bar{\alpha}^2}} \leq 1,0 \quad \Delta \text{ si } \bar{\alpha} \leq 0,2 \text{ ou } \frac{N_{Ed}}{N_{cr}} \leq 0,04 \rightarrow \text{neglige flamb.} \quad \text{--- eq 6.49 ou fig 5.4}$$

$$\phi = 0,5 [1 + \alpha (\bar{\alpha} - 0,2) + \bar{\alpha}^2] ; \quad \bar{\alpha} = \sqrt{\frac{A \cdot f_y}{N_{cr}}} ; \quad \alpha = 0,49 \rightarrow \text{courbe c}$$

$$N_{cr} = \frac{\pi^2 E I}{L_e^2} \quad \text{--- eq 6.56}$$

$$\chi_{LT} = \frac{1}{\phi_{LT} + \sqrt{\phi_{LT}^2 - \bar{\alpha}_{LT}^2}} \leq 1,0$$

$$\phi_{LT} = 0,5 [1 + \alpha_{LT} (\bar{\alpha}_{LT} - 0,2) + \bar{\alpha}_{LT}^2] ; \quad \bar{\alpha}_{LT} = \sqrt{\frac{W_{el,y}}{N_{cr}}} ; \quad \alpha_{LT} = 0,76$$

$\chi_{LT} = 1,0 \rightarrow$ pas déversement section circulaire!
↳ courbe d'flambement section

Cette formule considère une interaction flambement/déversement; le déversement n'étant pas possible ici, certains paramètres sont sans doute simplifiables!

Colonne support— Stabilité 2nd ordre= Interaction N, M_y, M_zSIA 263²⁰⁰³ § 4.5.3

Barres à section constante, sollicitées en flexion selon les 2 axes et comprimées

Vérification:

$$\frac{N_{Ed}}{N_{k,Rd}} + \frac{\omega_y}{1 - \frac{N_{Ed}}{N_{cr,y}}} \frac{M_{Ed,y}}{M_{0,Rd}} + \frac{\omega_z}{1 - \frac{N_{Ed}}{N_{cr,z}}} \frac{M_{Ed,z}}{M_{0,Rd}} \leq 1,0$$

— eq. 20

avec $N_{k,Rd} = \min(N_{k,Rd,y}; N_{k,Rd,z})$ résistance flambage courbe c— eq. 15
et suivantes ω = prise en compte répartition des moments = $0,6 + 0,4 \frac{M_{Ed, \min}}{M_{Ed, \max}}$

— eq. 19

 $M_{0,Rd}$ = résistance au déversement → utilisation $M_{y,Rd}$ ici...

pas déversement.

$$N_{k,Rd} = \chi_k \cdot \frac{f_y \cdot A}{\gamma_{M1}}$$

$$\text{et } \chi_k = \frac{1}{\Phi_k + \sqrt{\Phi_k^2 - \bar{\lambda}_k^2}} \leq 1,0$$

$$\text{et } N_{cr,k} = \frac{\pi^2 EI}{L_{k,i}^2}$$

$$\Phi_k = 0,5 [1 + \alpha(\bar{\lambda}_k - 0,2) + \bar{\lambda}_k^2]$$

$$\bar{\lambda}_k = \sqrt{\frac{f_y}{\sigma_{cr,k}}} = \frac{\lambda_k \cdot \sin \nu}{\lambda E} \quad \sigma_{cr,k} = \frac{\pi^2 E}{\lambda_k^2} = \frac{\pi^2 EI}{L_k^2 A}$$

$$\lambda_k = \frac{L_k}{i} \leq 160 \quad \text{§ 4.5.1.8}$$

 $\alpha = 0,49$ (courbe flambage c)

⇒ Méthode similaire aux formules de l'Eurocode, mais simplifiée

↳ utilisée pour le prédimensionnement

Les paramètres k_{yy} , k_{yz} , k_{zy} et k_{zz} tiennent compte de la répartition des momentsle long de l'élément considéré, ce qui se retrouve ici dans les valeurs ω_y et ω_z

La méthode SIA est simplifiée et plus conservatrice → OK pour l'utiliser!

Résistance à la fatigue

Vérification basée sur la détermination du $\Delta\sigma_{max}$ dans les éléments sur l'ensemble du parcours

- au début de chaque barre (caisson)
- au tête de colonnes (connexion avec caisson)
- au milieu de colonne (brides)

Charges de fatigue

EN 13814 §5.6.3.3

- Actions du passage du train (per accélérations)

→ avec facteurs d'impact et de vibration (ψ_1, ψ_2) = 1,2

Facteurs partiel de sécurité

§5.6.3.2

Charges de fatigue $\gamma_{FF} = 1,0$

(67)

Acier $\gamma_{MF} = 1,1$ → élément accessible lors d'une examination dont la rupture induit un accident.

(tableau 5)

Combinaison de charges et vérification

$$\gamma_{FF} \cdot E_d \leq R_d = \frac{R_{fat}}{\gamma_{MF}}$$

(6)

en terme de contrainte $\gamma_{FF} \cdot \Delta\sigma_{E_d} = \left(\frac{N_{tot}}{2 \cdot 10^6}\right)^{1/m} \Delta\sigma_{Fat,max} < \frac{\Delta\sigma_c}{\gamma_{MF}}$

Nombre total de cycles

Donnée du P d M

Perc ouvert 365 [j/an] sur 15 [ans]

Capacité 1500 personnes à l'heure, 10 heures par jour.

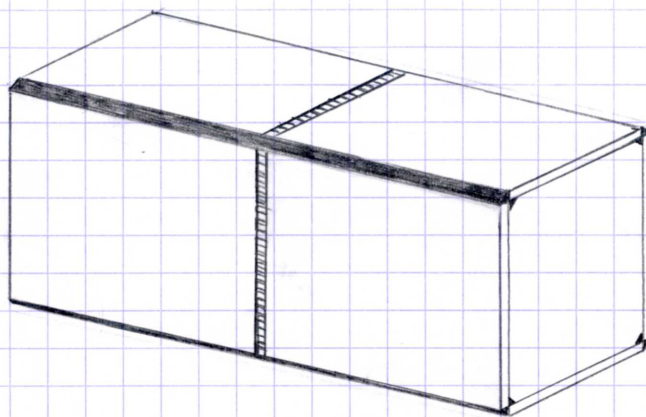
36 passagers par train

$$N_{tot} = \frac{1500}{36} \cdot 10 \cdot 365 \cdot 15 = 2'281'250 \text{ cycles de chargement}$$

train/heure [h/j] [j/an] [ans]

Classes de détail

Caussin



→ Correspond à une soudure transversale bout à bout

⇒ Détail constructif n° 1 - 4

= Catégorie de détail FAT 112 → OK ces qualité soudure 11 toujours meulées

EN 1993 1-9

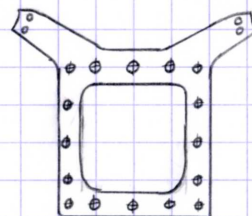
tableaux 8.1 à 8.9

Tableau 8.3

Discussion V. Gavillet

Brades caussin

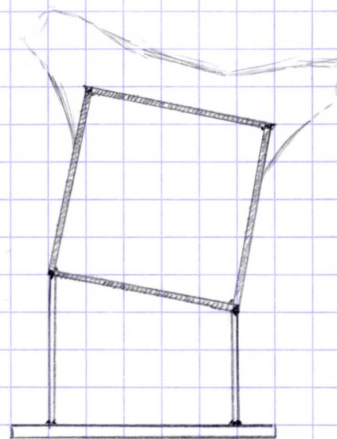
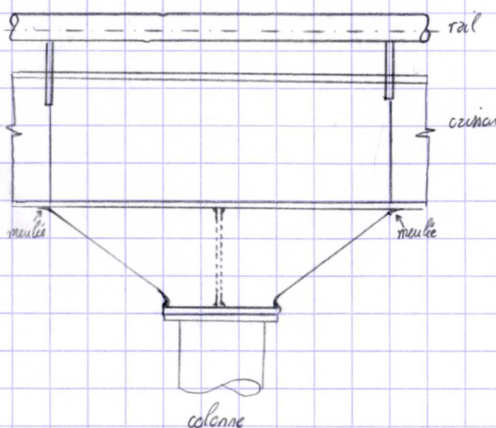
Les brades correspondent à une classe de détail plus restrictive, mais ceci ne sera pas pris en compte pour le dimensionnement
→ Possibilité de les placer aux endroits les moins sollicités.



Discussion avec

Mr Sallet (BEM)

Connexion colonne/caussin

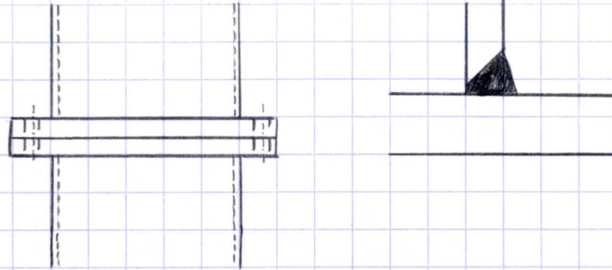


→ "Attache et renforts soudés"

⇒ Détail constructif n° 4 = Catégorie de détail FAT 71 incertitude de dimension \leq

Tableau 8.4

Discussion V. Gavillet

Brides colonnes

- Correspond à un assemblage soudé transmettant des efforts
- ⇒ Détail constructif n° 11 (assemblage d'un tube sur une bride avec soudure à 80% pénétration)

Tableau 8.5

Soudure complètement pénétrée ici.

= Catégorie de détail FAT 71

- Longueur max colonne, admis 12 [m]

S2S C5 p 52

↳ 1 bride tous les 12 mètres environ

Vérification avec SCIA→ "Guide de références"
SCIA p 539

Le logiciel SCIA propose un résultat "contrainte de fatigue" dans les barres. Cette contrainte représente la différence entre les contraintes maximum et minimum dans chaque fibre pour les combinaisons de charges considérées.

Cette contrainte doit être comparée à: $\frac{\Delta\sigma_c}{\gamma_{mf}} \cdot \left(\frac{2 \cdot 10^6}{N_{fat}}\right)^{1/m}$

où $\Delta\sigma_c$ = catégorie du détail considéré [N/mm^2]

$\gamma_{mf} = 1,1$, $m = 3$

$N_{fat} = 2'281'250$ [cycles]

Soit $\Delta\sigma_{max} \leq \frac{\Delta\sigma_c}{1,1} \cdot 0,957 = 0,87 \Delta\sigma_c$

Remarque: Il ne s'agit ici pas de changement de contrainte à amplitude constante car en réalité, en considérant le chargement dans le temps, chaque train possède deux jeux de rails → les points de temps non chargés...

Vis à vis
EN 1993 1-5 § 7.1
où $\Delta\sigma_{eff} = 0,737 \Delta\sigma_c$
(Discussion V. G. 20.06.11)

Étapes de pré-dimensionnement

1) Génération et modélisation de la première variante dans SCIA

Première hypothèse :
 ceisson $520 \times 620 \times 10$ [mm] partout
 colonne $\varnothing 750$ [mm] \times 10 [mm] partout

2) Premier calcul de la structure

· Efforts internes des barres
 · Contraintes dans les barres (Von Mises)

3) Calcul sections ceisson nécessaires (par zones)

4) Deuxième calcul de la structure

5) Calcul sections colonnes nécessaires (par groupe de colonnes)

6) Calcul de la structure (3^{em})

⇒ Beaucoup de modifications au niveau de la répartition des efforts (chgmt rigidité colonnes!)

1. Résistance section et stabilité
 2. Fatigue

7) Ajustement tailles ceisson/colonnes dans les zones critiques

→ Ces étapes sont les mêmes pour les 3 variantes de supports de piste.

Remarques

→ 10-15 [mm]

· Les épaisseurs et tailles des ceissons sont basées sur celle de la table S2S C5 (FLB)

· Les profils des colonnes sont tirés de la table S2S C5 (profil circulaire ROR)

Comparaison des variantes

Pour juger de l'efficacité des variantes, la quantité totale d'acier utilisée mais aussi les dimensions des plus grandes colonnes (les plus chères) sont des critères importants.

2.7.3. CHOIX D'UNE VARIANTE

Au cours du pré-dimensionnement, une variante se détache nettement des deux autres, par une quantité de matériau utilisé plus faible notamment. La vérification des déformations n'a pas été effectuée en détails, celle-ci étant plutôt complexe et les limites de déformations étant inexistantes dans les normes. La considération de l'état limite de service de la structure sera étudiée plus en détail dans la vérification approfondie du carrousel. En observant déjà les déformations de la structure pré-dimensionnée, c'est en général les déformations latérales (dus à un vent latéral) qui posent le plus de problèmes. Celles-ci peuvent être limitées, ou du moins réduites simplement par un écartement des appuis au sol plus important (angle d'ouverture plus important). La longueur des colonnes en est alors augmentée, tout comme la longueur de flambage mais également la déformation sous poids propre et charge de vent. Une autre solution serait alors pour ces colonnes hautes de disposer une voir deux barres intermédiaires reliant les deux éléments de la colonne et diminuant ainsi ces effets (barres stabilisatrices visible sur les représentations des différents types de colonnes existantes).

Pour toutes les variantes générées, la zone critique à dimensionner restait le carrousel. La disposition des appuis n'est clairement pas optimale et implique des dimensions de colonnes et de caissons importantes avec des épaisseurs de tôle trop grandes. Cependant cette partie sera étudiée plus en détail au niveau du dimensionnement approfondi de ce tronçon, avec d'importantes modifications en perspective (principalement les inclinaisons des colonnes mais aussi le type et le nombre final d'appuis).

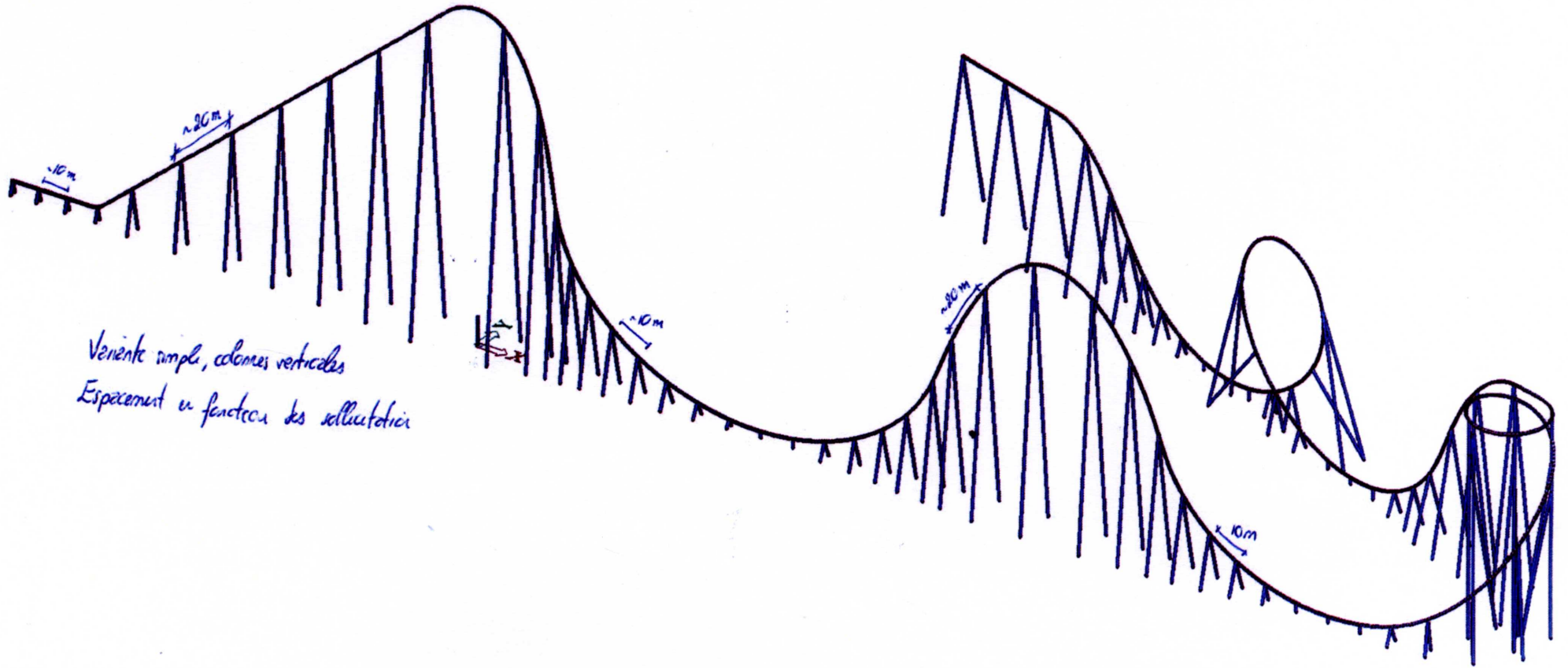
Les pages manuscrites suivantes présentent les résultats du pré-dimensionnement des variantes, à savoir les tailles de caisson utilisées ainsi que les dimensions des colonnes.

Le critère de choix de la variante qui sera dimensionnée pour un de ses tronçons, basé principalement sur le poids total de la structure (soit la quantité d'acier utilisée) et les dimensions des colonnes les plus haute a permis de choisir la variante n°2. Les pages manuscrites suivantes présentent les différentes considérations et valeurs comparées pour ce choix. Aussi un plan en élévation de la variante choisie avec les dimensions pré-dimensionnées de ses éléments est présenté.

Pré-dimensionnement variantes support
Liste des colonnes et dimensions

Variante	Nb de colonnes	Profilé			
		Type	Diam.		Ep.
1	[-]				
	4	ROR	406.4	x	12.5
	4	ROR	610	x	20
	5	ROR	1016	x	20
	1	ROR	813	x	20
	2	ROR	660	x	20
	3	ROR	660	x	20
	1	ROR	813	x	20
	1	ROR	1016	x	30
	1	ROR	864	x	20
	1	ROR	813	x	20
	1	ROR	813	x	20
	4	ROR	660	x	14.2
	3	ROR	864	x	20
	2	ROR	864	x	20
	4	ROR	660	x	14.2
	1	ROR	660	x	20
	1	ROR	864	x	20
	1	ROR	660	x	20
	1	ROR	864	x	20
	1	ROR	660	x	20
	1	ROR	660	x	14.2
	1	ROR	610	x	20
	2	ROR	508	x	11
	7	ROR	1016	x	30
	3	ROR	1016	x	20
	3	ROR	508	x	11
	1	ROR	762	x	20
	1	ROR	1016	x	20
	1	ROR	508	x	11
	1	ROR	406.4	x	8.8
	1	ROR	711	x	11
	4	ROR	813	x	20
	1	ROR	711	x	11
	1	ROR	406.4	x	8.8
	1	ROR	660	x	20
	1	ROR	508	x	11
	1	ROR	1016	x	20
	3	ROR	406.4	x	8.8
	3	ROR	508	x	11
3	ROR	508	x	11	

↳ Comptez colonne dans le sens de la marche
 (groupes de colonnes)

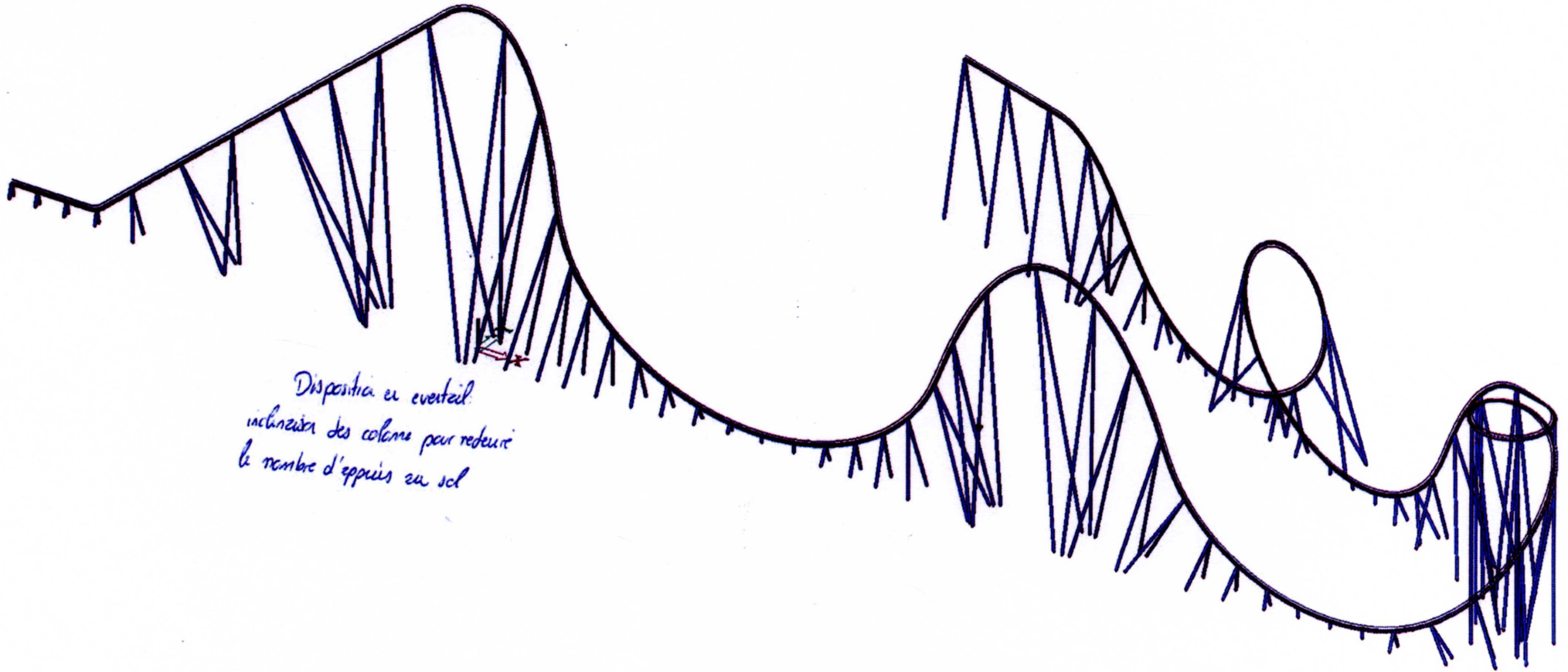


Venante simple, colonnes verticales
Espacement en fonction des sollicitations

Pré-dimensionnement variantes support
Liste des colonnes et dimensions

Variante	Nb de colonnes [-]	Profilé			
		Type	Diam.		Ep.
2	4	ROR	508	x	11
	1	ROR	406.4	x	12.5
	2	ROR	457	x	20
	3	ROR	762	x	20
	3	ROR	813	x	20
	4	ROR	762	x	20
	3	ROR	660	x	20
	1	ROR	1016	x	30
	1	ROR	1016	x	20
	1	ROR	1016	x	20
	4	ROR	406.4	x	12.5
	3	ROR	660	x	20
	3	ROR	660	x	20
	2	ROR	610	x	20
	3	ROR	406.4	x	16
	1	ROR	864	x	20
	1	ROR	864	x	20
	1	ROR	914	x	20
	1	ROR	864	x	20
	2	ROR	711	x	20
	2	ROR	660	x	20
	7	ROR	1016	x	30
	3	ROR	1016	x	20
	2	ROR	508	x	11
	1	ROR	559	x	12.5
	1	ROR	1016	x	20
	1	ROR	1016	x	30
	1	ROR	508	x	11
	1	ROR	406.4	x	8.8
	1	ROR	711	x	11
	4	ROR	813	x	20
	1	ROR	711	x	11
	1	ROR	406.4	x	8.8
	1	ROR	762	x	20
	1	ROR	508	x	11
	1	ROR	1016	x	20
	1	ROR	559	x	12.5
	2	ROR	508	x	11
	3	ROR	508	x	11
	3	ROR	559	x	20

↳ Comptage colonnes dans le sens de la marche
(groupes de colonnes)

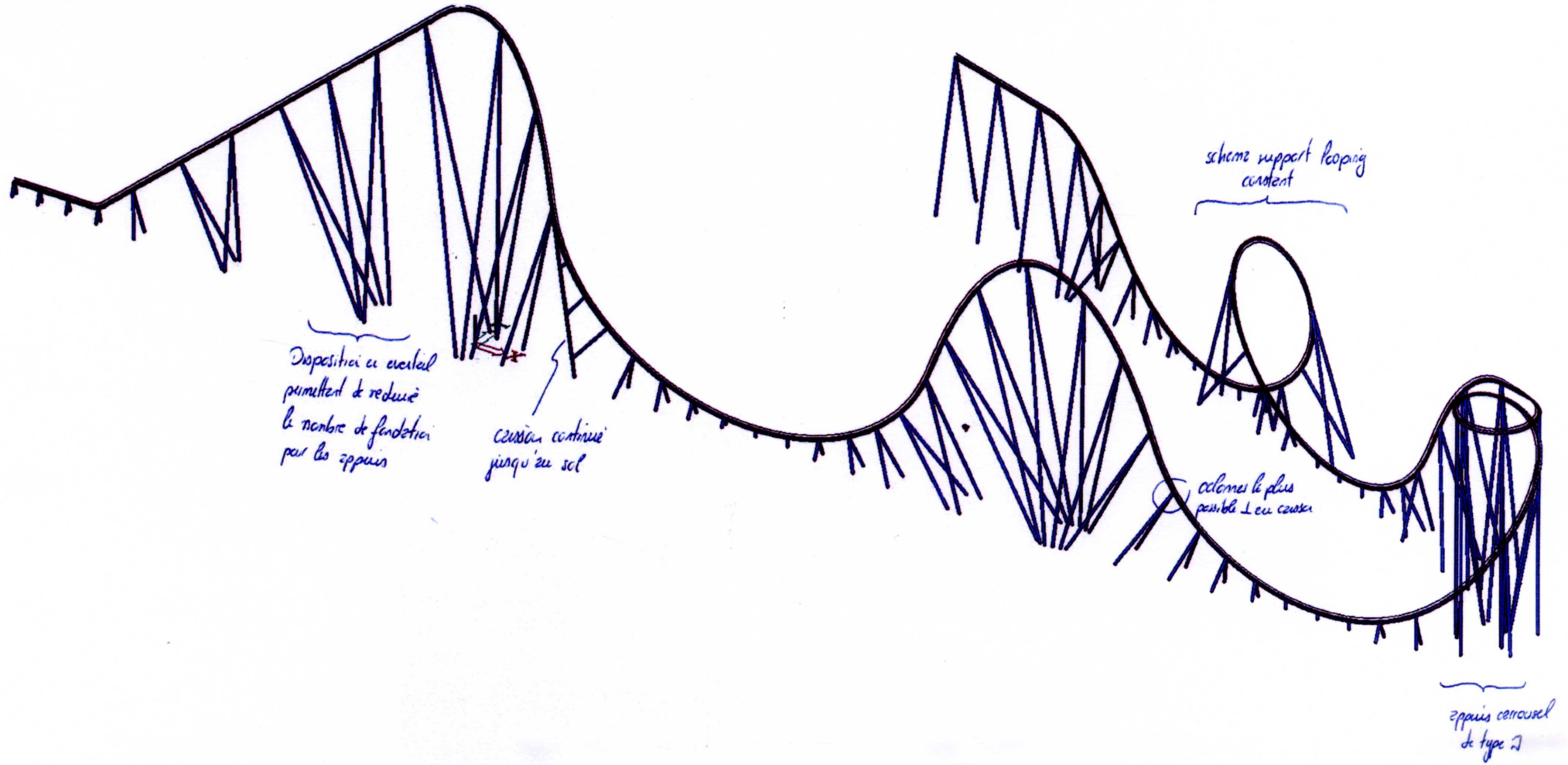


Disposition et éventail
inclinaison des colonnes pour réduire
le nombre d'épaisseurs au sol

Pré-dimensionnement variantes support
Liste des colonnes et dimensions

Variante	Nb de colonnes	Profilé			
		Type	Diam.		Ep.
	[-]				
	5	ROR	406.4	x	12.5
	2	ROR	559	x	12.5
	3	ROR	762	x	20
	3	ROR	914	x	20
	1	ROR	762	x	20
	3	ROR	1016	x	30
	1	ROR	559	x	12.5
	2	ROR	762	x	20
	1	ROR	1016	x	30
	1	ROR	1020	x	20
	1	ROR	1020	x	20
	2	ROR	762	x	20
	1	ROR	457	x	10
	4	ROR	660	x	20
	2	ROR	711	x	20
	2	ROR	660	x	20
	4	ROR	610	x	20
	1	ROR	864	x	20
	1	ROR	911	x	20
3	1	ROR	813	x	20
	1	ROR	914	x	20
	1	ROR	1016	x	30
	1	ROR	864	x	20
	1	ROR	711	x	20
	7	ROR	1016	x	30
	3	ROR	1016	x	20
	3	ROR	508	x	11
	1	ROR	914	x	20
	1	ROR	1016	x	30
	1	ROR	660	x	14.2
	1	ROR	406.4	x	8.8
	1	ROR	711	x	11
	4	ROR	813	x	20
	1	ROR	711	x	11
	1	ROR	406.4	x	8.8
	1	ROR	660	x	20
	1	ROR	559	x	12.5
	1	ROR	1016	x	20
	3	ROR	660	x	14.2
	3	ROR	508	x	11
	3		610		20

↳ Comptage colonne dans le sur de la marche
 (groupes de colonnes)



Remarques et réflexions

• Lors des différentes étapes de pré-dimensionnement du caisson, et dans le but de simplifier le démarche, un changement de taille du caisson est introduit dans la modélisation mais sans tenir compte du décalage que cela implique (afin que la partie supérieure du caisson soit toujours parfaitement alignée).

↳ Cette considération sera effectuée pour le dimensionnement.

Logiquement, les grandes différences de tailles du caisson se retrouvent entre les points hauts et bas du parcours (cohérent avec les accélérations calculées du train le long de la piste).

Un calcul plus précis pourrait encore permettre d'affiner au mieux ses dimensions, avec une variation graduelle le long du parcours mais il faudrait pour cela implémenter tous les cas de charges (en chaque points du parcours) pour connaître précisément les efforts à reprendre. → Optimisation

↳ Mais Δ : il faut garder en tête qu'avoir un nombre de sections différentes trop important rendrait le réalisateur (fabrication + montage) beaucoup plus complexe → Compromis

• Pour déterminer les sections de colonnes nécessaires, le démarche utilisée est la suivante:

→ A partir des résultats du calcul de la structure (avec 1^{ère} hypothèse sur les sections)

les colonnes sont reparties en groupe de colonnes, fonction des efforts et hauteurs (similaire)

→ La colonne déterminante dans chaque groupe définit la section (ROR) utilisée

↳ efforts les plus grands et hauteur la plus importante

→ Un deuxième calcul est effectué et une deuxième vérification également (en changeant la première fois les sections, la répartition des efforts est grandement changée)

→ Finalement une vérification à la fatigue est effectuée, permettant d'augmenter les sections des colonnes pour diminuer les contraintes (≈ 1) ou changer la répartition des efforts

↳ plusieurs calcul (et donc itérations) nécessaires à ce stade



↳ On limite les profils des colonnes à des ROR 1016x 30 [mm] (DxI)

Choix d'une variante

Critères de choix

La conception et le calcul des grands-huit étant un domaine très particulier du génie civil, le choix d'une variante de support de piste ne pouvait se faire sans un pré-dimensionnement complet de chacune des 3 variantes.

En effet, beaucoup de paramètres sont modifiables (surtout pour le cas étudié, sans contraintes d'épaisseur au sol)

- 1). Espacement des appuis (au niveau de la piste) → fixé par chaque variante
- 2). Type de colonnes (A, 2, simple) → généralement A, sauf cas particulier
- 3). Inclinaison des colonnes → selon variante
- 4). Nombre total d'appuis → selon variante
- 5). Écartement des appuis au sol   → arbitraire selon hauteur

Pour permettre une comparaison efficace, certains de ces paramètres ont été fixés et restent constants pour les 3 variantes (1) et 5)) → comparaison telle course simultanément)

Les paramètres restants sont eux modifiés selon les variantes, d'après la réflexion globale effectuée en étude préliminaire.

Résultats

	Quantité d'acier nécessaire		Observation
Variante 1	$m = 2'283'506$ [kg]	soit $V = 290,89$ [m ³]	Déplacements plus importants
→ Variante 2	$m = 2'247'182$ [kg]	soit $V = 286,27$ [m ³]	Dimensions colonnes hautes les plus petites Système plus efficace
Variante 3	$m = 2'350'355$ [kg]	soit $V = 299,41$ [m ³]	Nombre fondations ↓ mais taille ↑ Problème fatigues en points bas

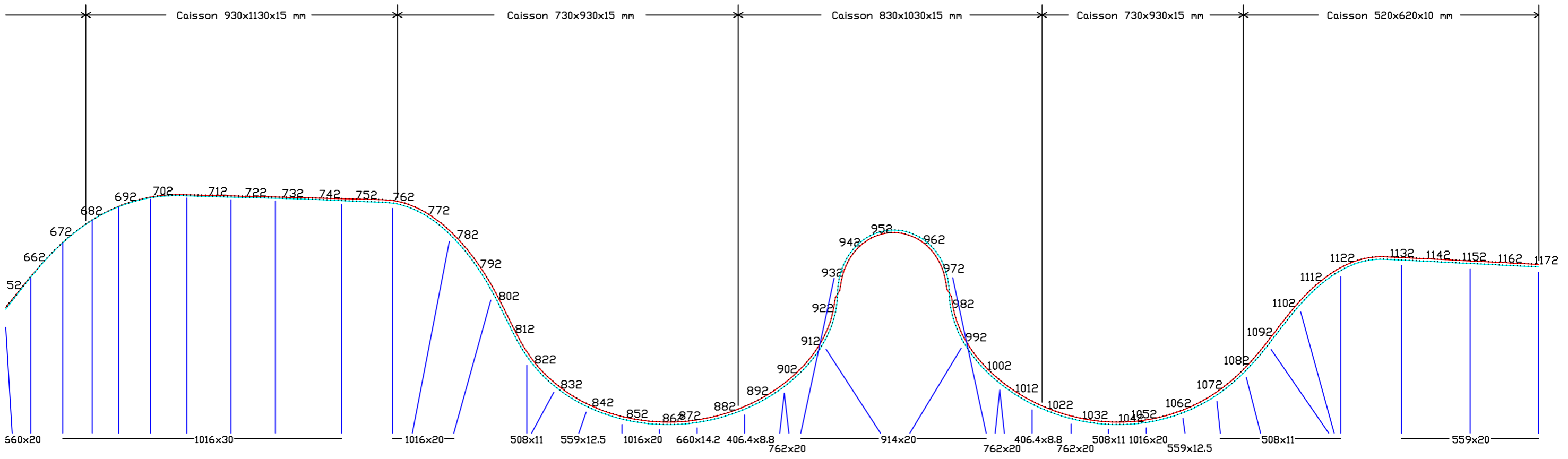
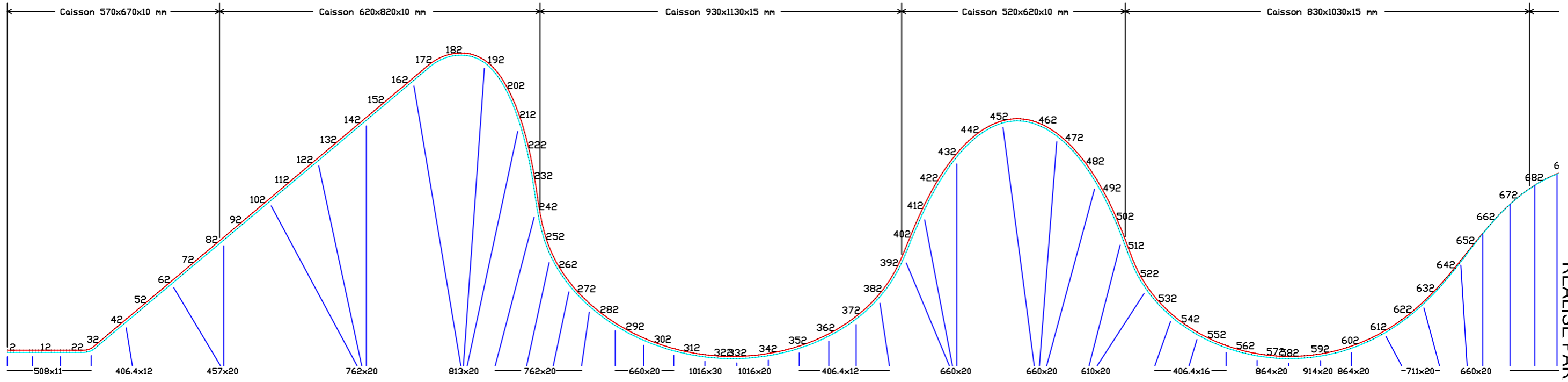
Au vu des pré-dimensionnements effectués, c'est la variante 2 qui sera choisie pour la suite du projet.

Le plan suivant présente la disposition des supports de piste ainsi que leurs dimensions. Les supports ne sont pas directement rattachés à la piste car cela dépend encore de la taille du caisson.

Variante 2 (choisie) - Plan élévation

REALISE PAR UN PRODUIT AUTODESK A BUT EDUCATIF

REALISE PAR UN PRODUIT AUTODESK A BUT EDUCATIF



3. DIMENSIONNEMENT DE LA PISTE

3.1. MODELISATION DE LA STRUCTURE

Comme cité précédemment, le tronçon qui fera l'objet d'une vérification approfondie, et d'une optimisation des supports de piste sera le carrousel, entre les points bas 2 et 3 (visibles sur le schéma de principe du projet). Le choix de ce tronçon se base sur deux aspects essentiels : d'une part il s'agit de la figure impliquant les plus grandes difficultés de reprise des efforts (et particulièrement sur ce parcours où le carrousel se trouve être avec hauteur importante) et d'autre part le détail constructif étudié à la fatigue avec la méthode de la contrainte au point chaud sera situé au niveau du carrousel, un dimensionnement précis des sections est donc important.

Pour un dimensionnement approfondi de la figure (carrousel), la modélisation plus précise et réaliste de la piste permet l'obtention de résultats (efforts dans la structure) plus précis et ainsi une meilleure optimisation des sections. En effet, en précisant les valeurs des efforts dans les éléments, une meilleure utilisation de la matière en découle. Les différentes considérations effectuées pour la modélisation précise de la structure sont développées au paragraphe suivant (§3.2.).

3.2. VERIFICATION APPROFONDIE DU CARROUSEL

Les objectifs principaux de cette étape du projet consistent donc en une meilleure optimisation des supports de piste au niveau du carrousel, en déterminant le type de colonne le plus approprié (« A », « λ » ou « I ») avec leur inclinaison et leur angle d'ouverture qui permet une section nécessaire la plus faible possible. Aussi, la modélisation de la structure sur ce tronçon se voudra plus précise et la possibilité de rajout de point d'appuis au niveau de la piste sera à envisager dans les cas où il sera particulièrement difficile de reprendre correctement les efforts engendrés par les passages successifs du convoi ainsi que de garder acceptables les déformations de la structure.

Lors du pré-dimensionnement, les vérifications des sections de caisson se faisaient par un découpage grossier de la piste, ne faisant la distinction qu'entre points hauts et points bas de la structure. Aussi les colonnes étaient dimensionnées par groupe de colonnes aux propriétés plus ou moins similaires. Dans cette étude approfondie, chaque colonne sera dimensionnée séparément, selon ses propriétés (efforts à reprendre, longueur et longueur de flambage), pour une meilleure optimisation des sections utilisées. De plus le dimensionnement du caisson se fera également dans un découpage plus fin de la structure (tronçons selon les efforts à reprendre) pour obtenir une variation de sections plus graduelle et plus précise.

D'un point de vue général, les étapes du dimensionnement approfondi du carrousel seront :

- Modélisation exacte de la piste (alignement parfait de la face supérieure du caisson et utilisation de sections variables pour les zone de transitions) ;
- Correction de l'excentricité pour l'application des charges aux points caractéristiques (dépendante de la taille du caisson dimensionnée) ;

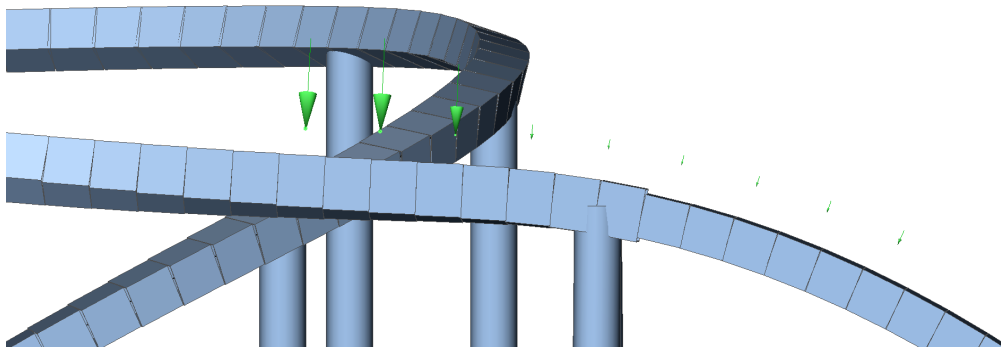


FIGURE 3 - MODELISATION AU PRE-DIMENSIONNEMENT (ELEMENTS NON ALIGNES)

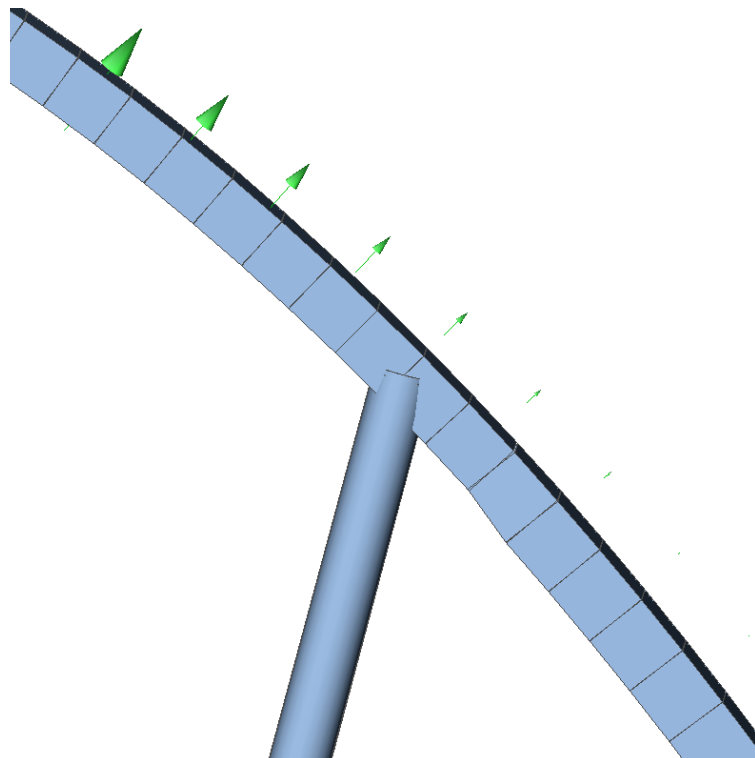


FIGURE 4 - MODELISATION FINALE AVEC ALIGNEMENT DE LA FACE SUPERIEUR DU CAISSON ET DES CHARGES

- Calcul par le logiciel (SCIA) de la structure pour obtenir les efforts dans chaque élément ;
- Vérification des sections (résistance, stabilité et fatigue) et optimisation de leur dimensions ;
- Correction de la modélisation avec les modifications de sections calculées ;
- Itérations successives sur ce même modèle en ajustant à chaque fois les dimensions.

Enfin les déformations de la structure à l'état de service seront vérifiées et corrigées si nécessaire, les sections ne pouvant qu'être augmentées. Seront également ajoutés si nécessaire pour les colonnes les plus hautes des éléments intermédiaires de stabilisation.

Les pages manuscrites suivantes présentent en plus du détail des différentes étapes de dimensionnement, une explication et un développement des calculs et vérifications effectués. De plus des éléments de comparaison avec le pré-dimensionnement sont exposés et à chaque itération, une description des majeures modifications est précisée.

Choix du tronçon

Le tronçon qui sera calculé et dimensionné et détaillé sera celui du carrousel, à savoir entre les points bas n° 2 et n° 3 (N579 à N863)

En effet, étant donné que les détails constructifs étudiés à la fatigue (Hot Spot) se trouveront au niveau de cette figure, il est logique et préférable d'avoir un tronçon dimensionné avec précision.

Objectifs du dimensionnement du tronçon

Optimiser les colonnes (type / position / inclinaison)

↳ Types de colonnes le plus efficace: A, A ou I

↳ Inclinaison "optimale" \equiv Compromis efforts / déformations (longitudinal)

↳ Ouverture nécessaire des colonnes (transversale) \propto
 \equiv déformation latérale



↳ Porter entre les appuis

Remarque

Les 3 variantes pré-dimensionnées ne présentent pas de réelle différence d'épaisseur au niveau du carrousel. La figure étant particulière (haute et regardant des efforts très importants), l'optimisation des supports a été volontairement laissée à cette étape.

Étapes du dimensionnement

A partir de la modélisation SCIA de la variante 2 effectuée au pré-dimensionnement

• Alignement exact de la face supérieure du caisson

↳ redefinition des coordonnées du centre du caisson selon sa taille (ses dimensions)

• Correction de l'excentricité des charges de train appliquées

↳ distance ligne de coeur / axe rail identique (700 mm)

axe rail / extrémité sup. caisson identique (200 mm)

demi-hauteur du caisson → variable selon dimensions.

Les charges seront toujours appliquées et modélisées par les points sur appuis et les points entre appuis de la piste. Seule modification de la position des supports de piste lors du dimensionnement, la modélisation des charges au pré-dimensionnement restera inchangée.

1^{ère} Étape

Le croquis est le tronçon de piste qui présente après le pré-dimensionnement les éléments ayant les dimensions les plus importantes de la piste (caisson + colonne)

Avant tout calcul, dans un premier temps, la disposition des appuis sera d'abord repensée, incluant des éléments discutés avec Mr. Sollet et chez B&M.

↳ Principalement angle d'ouverture des bequilles sur les colonnes "A"

jugées trop faibles (⇒ on cherche à augmenter le bras de levier !) pour diminuer les efforts à reprendre

Mais attention au gabarit du train !

1^{er} Calcul

Après la première modification des appuis, un premier calcul permet déjà de voir une diminution importante des efforts dans les sections (redistribution) ce qui rend alors possible l'optimisation de celles-ci.

Vérification approfondie d'un tronçon

⇒ Processus itératif

1. Définition géométrie/position des éléments selon résultats pré-dimensionnement / étape précédente
2. Modélisation correcte des charges appliquées (nœuds considérés / valeurs / excentricités)
3. Calcul de la structure:
 - 3.1. → Efforts internes couronnes → Travee / appuis déterminants
 - 3.2. → Efforts internes colonnes → Colonne par colonne
4. Sections nécessaires des éléments / Vérification avec contraintes (Von Mises / fatigue)
5. Fin itérative i (fin étape ou fin dimensionnement)
 1. Ajustement de la géométrie et modification des sections nécessaires
 2. ...

Vérifications approfondies d'un tronçon

Calcul effectués + remarques

→ Les vérifications / dimensionnement des sections (colonnes et poutre) seront basés sur les mêmes calculs effectués au pré-dimensionnement mais avec des hypothèses moins conservatrices (plus réelles) et un meilleur raffinement des calculs

Choix poutre

* Résistance en section \equiv Interaction N, V, M, T

↳ Calcul élastique avec contrainte de Von Mises

$$\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \frac{f_y}{\gamma_{M0}} \quad \text{avec } \gamma_{M0} = 1,0 \quad \begin{matrix} \text{(TGC 10 eq. 2.19)} \\ \text{(EN 1993-2)} \end{matrix}$$

Différence avec le pré-dimensionnement

Les sections seront dimensionnées en plus de points pour une meilleure répartition (contrairement au pré-dimensionnement où la différenciation de section était pointé haut et bas)

L'épaisseur des tôles sera gardée dans la mesure du possible à 10 mm

↳ Meilleure économiquement d'augmenter la taille plutôt que l'épaisseur

↳ Avec toujours comme limite $l_{\text{coins, max}} \sim 1,2 \text{ m}$ (limite en général dans la pratique) maximum

* Résistance à la fatigue

↳ Classe de détail FAT 112 pour les soudures transversales

Colonnes support

* Résistance en section \equiv Interaction N, M_y, M_z selon EN 1993-1 (eq. 6.2)

* Stabilité flambage \equiv Interaction N, M_y, M_z selon EN 1993-1 (eq. 6.61 et 6.62)

* Résistance à la fatigue → Classes de détail identique au pré-dimensionnement

Différence avec le pré-dimensionnement

Vérification stabilité avec formule d'interaction de la norme Eurocode qui prend en compte la forme du diagramme des moments (plus d'hypothèse linéaire / distribution)

Vérification approfondie d'un tronçon

Stabilité (flambage) des colonnes de supportEN 1993 1-1
§ 6.3.3

⇒ Barres uniformes fléchies et comprimées

Stabilités des barres uniformes à section bi-symétrique non renforcées à la distorsion avec dans notre cas :

↳ barre non-renforcée aux déformations par torsion

Sections creuses circulaires

La vérification de la résistance de barres de systèmes structuraux peut être effectuée sur base de barres individuelles à travers unique considérées comme extraites du système

Cas de colonnes à

Les effets du second ordre doivent être pris en compte soit dans la détermination des moments d'extrémité de la barre, soit par l'utilisation de longueurs de flambement appropriées

Conditions à satisfaire

$$\frac{N_{Ed}}{\chi_y \cdot N_{Rk}} + k_{yy} \frac{M_{y,Ed} + \Delta M_{y,Ed}}{\chi_{LT} \frac{M_{y,Rk}}{\gamma_{M1}}} + k_{yz} \frac{M_{z,Ed} + \Delta M_{z,Ed}}{\frac{M_{z,Rk}}{\gamma_{M1}}} \leq 1,0$$

EN 1993 1-1 eq 6.61

$$\frac{N_{Ed}}{\chi_z \cdot N_{Rk}} + k_{zy} \frac{M_{y,Ed} + \Delta M_{y,Ed}}{\chi_{LT} \frac{M_{y,Rk}}{\gamma_{M1}}} + k_{zz} \frac{M_{z,Ed} + \Delta M_{z,Ed}}{\frac{M_{z,Rk}}{\gamma_{M1}}} \leq 1,0$$

eq 6.62

Avec : $N_{Ed}, M_{y,Ed}, M_{z,Ed}$ ≡ valeurs minimales de calcul des efforts dans la barre. $\Delta M_{y,Ed}, \Delta M_{z,Ed}$ ≡ moments provoqués par décalage de l'axe neutre
→ Classe de section 4Ici : classe section 3
selon Tableau 6.7 χ_y, χ_z ≡ facteurs de réduction au flambement par flexion

selon § 6.3.1

 $\chi_{LT} = 1,0$ ≡ coefficient de réduction du au déversement

selon § 6.3.2

 $k_{yy}, k_{yz}, k_{zy}, k_{zz}$ ≡ facteurs d'interaction $\gamma_{M1} = 1,10$ ≡ coefficient partiel pour la résistance des barres aux instabilités

EN 1993-2 Tab. 6.2 Note 2

 N_{Rk} ≡ valeur caractéristique de l'effort normal résistant $M_{y,Rk}, M_{z,Rk}$ ≡ valeurs caractéristique des moments résistant

Vérification approfondie d'un tronçon

Détermination des paramètres- Valeurs caractéristiques des efforts résistants \Rightarrow Classe section 3

Calcul élastique

$$N_{Rk} = f_y \cdot A_i \quad \text{où } A_i = A$$

EN 1993 1-1 tableau 6.2

$$M_{y,Rk} = f_y \cdot W_i \quad \text{où } W_i = W_{el,y}$$

$$M_{z,Rk} = f_y \cdot W_i \quad W_i = W_{el,z}$$

$$\Delta M_{y,Ed} = \Delta M_{z,Ed} = 0$$

- Coefficients $\chi_{LT} = 1,0 \Rightarrow$ Bâtes non sensibles à la déformation par torsion

EN 1993 1-1 § 6.3.3 Note

$$\gamma_{M1} = 1,1 \Rightarrow \text{Valeur pour les ponts (plus restrictif)} \\ \text{de même 1993 1-1 donne une valeur de 1,0 pour les bâtiments}$$

EN 1993-2 Tab 6.2 Note 2

- Valeur facteur de réduction au flambement par flexion \rightarrow Déterminées, par l'élongement réduit $\bar{\lambda}_i$, à partir de la courbe de flambement concernée

EN 1993 1-1 § 6.3.1.2

$$\chi_i = \frac{1}{\Phi_i + \sqrt{\Phi_i^2 - \bar{\lambda}_i^2}} \quad \text{mais } \chi_i \leq 1,0$$

eq 6.49

$$\text{où } \Phi_i = 0,5 \left[1 + \alpha_i (\bar{\lambda}_i - 0,2) + \bar{\lambda}_i^2 \right]$$

$$\bar{\lambda}_i = \sqrt{\frac{A F_i}{N_{cr,i}}}$$

Classe section 1,2 et 3

$$\alpha = 0,49 \quad \text{= facteur d'imperfection}$$

EN 1993 1-1 tab. 6.1

$$N_{cr,i} = \frac{\pi^2 EI_i}{L_{k,i}^2} \quad \text{= effort normal critique de flambement}$$

 \rightarrow Courbe de flambement - C Section creuse formée à froid

EN 1993 1-1 tab. 6.2

- Détermination facteurs interactifs \rightarrow bête non sensible aux déformations par torsion = Méthode alternative 2

Annexe B

Hypothèse de calcul = Propriétés élastiques de section (classe 3)

$$k_{yy} = C_{my} \left[1 + 0,6 \bar{\lambda}_y \frac{N_{Ed}}{\chi_y N_{Rk} / \gamma_{M1}} \right] \leq C_{my} \left[1 + 0,6 \frac{N_{Ed}}{\chi_y N_{Rk} / \gamma_{M1}} \right]$$

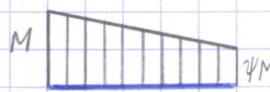
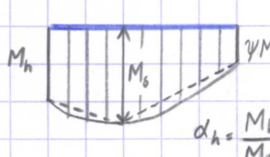
$$k_{yz} = k_{zz} \quad \bullet \quad k_{zy} = 0,8 k_{yy}$$

Tableau B.1

$$k_{zz} = C_{mz} \left[1 + 0,6 \bar{\lambda}_z \frac{N_{Ed}}{\chi_z N_{Rk} / \gamma_{M1}} \right] \leq C_{mz} \left[1 + 0,6 \frac{N_{Ed}}{\chi_z N_{Rk} / \gamma_{M1}} \right]$$

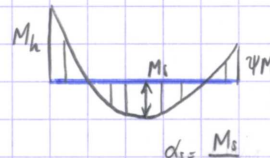
Vérification approfondie d'un tronçon

Facteurs de moments uniforme équivalent C_m

Diagramme des moments	Domaine	Coefficients C_{my} C_{mz}	
1. 	$-1 \leq \psi \leq 1$	$0,6 + 0,4 \psi \geq 0,4$	
2. 	$0 \leq \alpha_h \leq 1$ $-1 \leq \psi \leq 1$	$0,95 + 0,05 \alpha_h$	$0,90 + 0,10 \alpha_h$
	$0 \leq \psi \leq 1$	$0,95 + 0,05 \alpha_h$	$0,90 + 0,10 \alpha_h$
	$-1 \leq \psi \leq 0$	$0,95 + 0,05 \alpha_h (1+2\psi)$	$0,9 + 0,1 \alpha_h (1+2\psi)$
		Charge uniforme	Charge concentrée

EN 1993 1-1
Annexe B
Tableau B.3

Si barre à risque d'instabilité à nœuds déplaçable : $C_{my} = 0,9$ $C_{mz} = 0,9$
(selon le cas)

3. 	$0 \leq \alpha_s \leq 1$ $-1 \leq \psi \leq 1$	$0,2 + 0,8 \alpha_s \geq 0,4$	$0,2 + 0,8 \alpha_s \geq 0,4$
	$0 \leq \psi \leq 1$	$0,1 - 0,8 \alpha_s \geq 0,4$	$-0,8 \alpha_s \geq 0,4$
	$-1 \leq \psi \leq 0$	$0,1(1-\psi) - 0,8 \alpha_s \geq 0,4$	$0,2(-\psi) - 0,8 \alpha_s \geq 0,4$

↑
Charge uniforme
dans notre cas!
(voir)

Aptitude au service

Il n'existe actuellement pas de réelle limite quant aux déformations acceptées de la structure.

Le jugement des déformations est à l'appréciation de l'ingénieur mais certaines valeurs usuelles peuvent néanmoins être utilisées pour se fixer une limite.

En général on peut utiliser :

Déplacement max croissant au travers $l/800$ Δ relatif

Déplacement max colonne (au tête) ~ 20 mm

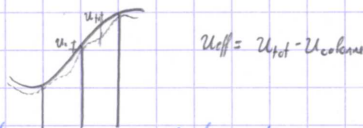
Similaire aux limites pour ponts roulants EN ?

Discussion Mr. Sollet (BBM)

Remarques

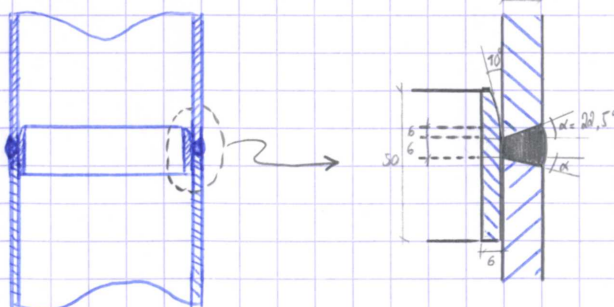
Lors du calcul des déformations de la structure, plusieurs points sont à relever.

Les grands-huit étant des structures très flexibles, la déformation et déplacements des éléments (notamment dans SCIA) doivent être déterminés de manière relative



Les colonnes d'une hauteur très importante (supérieur à 20 m) présentent des raidisseurs à l'intérieur. Très utile pour réduire les déformations, surtout par les colonnes inclinées (quasi-tout)

Détail des raidisseurs intérieur colonne



Donnée projet de Master par BBM

Description des itérations

→ Choix et modifications effectuées

Iteration n° 1

- A partir de la structure pré-dimensionnée, un calcul de la structure a été effectué
- Les efforts internes dans le caisson et dans chaque colonne sont alors utilisés pour déterminer les sections nécessaires
- A partir de ces sections, la modélisation du carrousel est ajustée pour un alignement parfait (réel) du caisson.
- Un nouveau calcul est lancé pour vérifier une nouvelle fois les sections, et effectuer la vérification à la fatigue des différents détails.

Modifications et remarques

Dans cette première étape, c'est en général la vérification à la fatigue qui est déterminante et qui impose de augmenter les sections de plusieurs éléments.

Les colonnes du carrousel, en son point haut, ont été inclinées de manière plus importante ($\searrow \rightarrow \nearrow$) pour une meilleure reprise des efforts. Leur angle d'ouverture est d'environ 15° à 20°

On remarque après cette étape que la résistance à la fatigue est toujours problématique. Après discussion avec Mr Sollet (ingénieur chez B&M), il s'est avéré alors nécessaire d'augmenter encore plus l'angle d'ouverture des colonnes α (jusqu'à même 30°) pour transmettre aux appuis la charge due au train quasi horizontale.

Ceci est effectué dans la deuxième itération

Iteration n°2

À partir des résultats de l'iteration n°1, il a été décidé de :

- Ajouter une colonne de support sur le carrousel
 - ↳ Carrousel très chargé (jusqu'à 3,5 g) horizontalement
- Augmenter plus encore l'angle d'ouverture des colonnes
 - ↳ angle environ 30° (selon restrictions gabarit train.)

Les charges correspondant aux nouvelles positions des colonnes sont alors ajustées/ajoutées. Avec cette nouvelle colonne, l'écartement moyen entre appuis au carrousel est rapproché à 8 m (12 m auparavant). Cette colonne est elle aussi légèrement modifiée (colonne hors carrousel à proprement parler) pour permettre leur croisement avec d'autres. En effet, avec l'augmentation de l'angle d'ouverture il faut alors faire attention au chevauchement des éléments!

Les bequilles des colonne "2" ont été rapprochées du sommet des colonne (en moyenne à 5 m, 10 auparavant) ce qui permet de mieux reprendre les efforts. Cette nouvelle inclinaison de bequille implique de reculer encore les colonnes principales pour garder le même angle d'ouverture ($\sim 30^\circ$)

Iteration n°3

En prenant en compte les différentes modifications effectuées à l'étape 2, un nouveau calcul a permis de diminuer encore les sections du carrousel sur base des résultats fournis par le logiciel SCIA. Ceci a permis un gain de poids considérable par rapport au pré-dimensionnement.

Les pages suivantes présenteront différents résultats.

Les différentes modifications au niveau du poids de la structure, au fils des itérations (4 itérations au total) sont résumées dans le tableau qui suit (tableau 1):

Itérations	Nombre de colonnes			Poids colonnes	Poids caisson	Poids total
	Type « I »	Type « A »	Type « λ »	[kg]	[kg]	[kg]
Initial	4	10	7	820'518.7	122'784.0	934'427.3
1	4	10	7	447'807.2	95'097.7	542'904.9
2	4	10	8	411'873.9	89'408.7	501'282.0
3	4	10	8	426'050.6	88'708.1	514'828.6
Final	4	10	8	445'899.9	88'774.0	534'673.9

TABLEAU 1 - EVOLUTION DU POIDS DE LA STRUCTURE POUR LE DIMENSIONNEMENT

On peut remarquer qu'avec une bonne modélisation de la structure, mais principalement qu'en vérifiant les sections des colonnes une à une, un gain de poids considérable peut être effectué. Pour de telle structure, et surtout dans le cadre de ce projet où il n'existe pas de contraintes vis-à-vis de la position des appuis au sol, la disposition des colonnes au niveau de leurs inclinaisons et angles d'ouverture a pu être adaptée au mieux. Un dernier point essentiel est à souligner. En effet, et contrairement à ce qui a été effectué pour le pré-dimensionnement, on s'aperçoit qu'il est beaucoup plus judicieux d'augmenter la taille d'un élément (diamètre d'une colonne ou dimension du caisson) plutôt que d'augmenter l'épaisseur des tôles qui les constituent.

Pour ce qui est du caisson, un point est à souligner. Puisque les variations d'accélération du train sont assez brusques (entre une accélération négative puis positive par exemple), les tailles de caissons ne varient que peu le long de la structure. Une certaine dimension se retrouve du moins sur plusieurs travée généralement Ceci est du au fait que pour un grand-huit, la volonté est de garder au maximum une accélération limite (maximale à 3.5G par exemple) et dès lors que les espaces entre appuis sont plus ou moins constants, la taille du caisson l'est également.

Finalement, le dimensionnement du carrousel terminé, les résistances des éléments en section, en stabilité et à la fatigue ont été vérifiées. Il subsiste un déplacement en tête de colonne légèrement trop important au point haut de la figure (carrousel), qui serait amélioré par l'ajout d'une colonne de support. Cependant cette opération modifierait la position de toutes les autres colonnes pour uniformiser l'espacement entre appuis. Ceci impliquerai de revoir la plupart des cas de charges et prendrait un temps considérable. Il a été décidé avec l'accord de l'assistant d'arrêter le dimensionnement ici (les principaux éléments du comportement de la structure ayant été assimilés) pour utiliser le temps qu'il reste du semestre afin de se concentrer sur la dernière partie du projet, à savoir l'étude de fatigue aux points chauds d'assemblages du carrousel. En effet cette partie impliquant d'une part une méthode de calcul nouvelle mais d'autre part l'utilisation de logiciels particuliers, un temps suffisant doit être préservé pour aboutir à une étude complète.

3.3. REFLEXIONS ET CONCLUSIONS

Pour sa configuration finale, la piste est discrétisée en éléments de caisson d'une longueur de 1 mètre en moyenne. Cette configuration implique un nombre de données modélisables très important. En effet chaque véhicule du convoi (9 véhicules par convoi) génère deux forces sur la structure (une radiale correspondant à l'accélération verticale sur le passager et une transversale correspondant à l'accélération transversale subie par le passager). Lors de la conception du parcours et de sa géométrie, ces accélérations sont déterminées en chacun des points discrétisés et pour chaque position des véhicules correspondante. Ainsi une combinaison de 18 forces (deux types de force pour chacun de 9 véhicules) peut être modélisée pour chaque position du wagon central, avec à chaque fois un cas de charge différent à considérer. La piste étudiée comporte au total 1'173 éléments barres soit autant de cas de charge à créer, et un nombre de force ponctuelle (chacune unique) de 21'114.

On comprend bien ici l'importance d'outils informatiques puissants à développer pour automatiser au maximum les différentes étapes du dimensionnement, à savoir en particulier :

- la modification automatique des coordonnées des points de centre du caisson selon la dimension du caisson dimensionnée ;
- la génération automatique des cas de charge avec les charges correspondantes aux différentes positions du train.

Dans ce projet, il a été possible de semi-automatiser via Excel l'entrée des données sur SCIA mais le processus reste long et fastidieux, avec un besoin de beaucoup de manipulation à effectuer pour mettre à jour le modèle de la structure après une modification (sélections des points voulus, calcul des charges à partir des accélérations, mise en colonnes des données, importation par cas de charge dans SCIA). Ainsi le nombre de colonnes supportant le carrousel n'a été augmenté que de une. Cette colonne a été placée vers la fin de la figure, où l'espacement choisit dans la génération des variante n'était pas régulier et non optimal. Avec ce changement, l'espacement entre support de piste au niveau du caisson s'est uniformisé et la reprise des efforts s'en est vue grandement améliorée.

Comme expliqué précédemment, les zones entre appuis ne présentent en général pas de variations de section comme il en est souvent le cas par exemple pour un pont. Les charges dues au passage du convoi n'y sont en effet pas toutes représentées et l'influence de celles-ci sur les efforts à reprendre par le caisson n'est pas réellement connue. Il faudrait pour cela modéliser absolument toute les charges sur la structure. Ceci conforte la nécessité d'un outil informatique qui permet de rendre automatique cette étape.

Au niveau même du carrousel, l'inclinaison de la piste étant quasiment horizontale, les forces introduites par le passage d'un convoi, bien que verticale pour les passagers sont également dans une direction horizontale pour la structure. Cette charge ne peut être reprise correctement que par une inclinaison importante de la colonne de support. L'angle d'ouverture entre la béquille des colonnes « λ » et la colonne principale est en moyenne (ainsi que dans la pratique) d'environ 30° pour ce projet. Pour des colonnes hautes cela augmente leur longueur de manière importante et l'utilisation d'éléments intermédiaires horizontaux pour diminuer les longueurs de flambage et les déformations en devient cohérente. Cependant, la longueur de flambage n'est diminuée que dans un sens et on pourrait imaginer relier les colonnes entre elles pour assurer un point d'appuis transversal. On peut observer dans la pratique ce type d'installation pour les parcours les plus imposants, jusqu'à obtenir même un treillis d'appuis (figure 5).



FIGURE 5 - ATTRACTION « KINGDA KA », HAUTEUR MAX 139M, NEW JERSEY - USA³

Le bureau Bolliger & Mabillard SA n'utilise cependant généralement que peu ce système, même dans ces parcours les plus haut (figure 6). La volonté de suivre cette direction a été adoptée pour le présent projet.



FIGURE 6 - ATTRACTION « LEVIATHAN », HAUTEUR MAX 94M, ONTARIO - CANADA⁴

³ Site internet *Roller Coaster Database* - <http://rcdb.com/2832.htm>

Il est à noter toutefois que la différence de hauteur des éléments entre les deux exemples illustrés (figures 5 et 6) est importante et que le bureau Bolliger & Mabillard SA n'a jamais réalisé de parcours avec une hauteur plus importante que 100 m.

D'un point de vue général le choix du type de colonne peut être basé sur 3 critères principaux :

- L'inclinaison de la piste par rapport à la verticale ;
- L'inclinaison du caisson (ou son devers) ;
- La hauteur (ou longueur si inclinée) de la colonne.

Pour les colonnes les plus hautes (hauteur de piste supérieure à environ 70[m]), il est préférable d'utiliser un système de support de type « λ ». En effet la colonne principale de ce système étant verticale, la longueur de la colonne est déjà réduite par rapport à un support de type « A » qui implique une inclinaison des deux éléments de la colonne. Aussi, avec la béquille inclinée qui assure la stabilité de l'ensemble, cette dernière permet un appui latéral supplémentaire à la colonne principale, diminuant encore la longueur de flambage. Cette remarque est également à modérer avec le fait que ces colonnes les plus hautes se trouvent au niveau de la structure où les accélérations sont des G positifs faibles. La compression de la colonne de support essentiellement produite par son poids propre en est réduite par la sollicitation due au convoi ce qui est grandement favorable.

Dans les parties de piste les plus inclinées (cf. figure 5 par exemple), l'utilisation des colonnes de support de type « A » peut s'avérer plus judicieux. En effet la possibilité d'incliner ces supports, pour se rapprocher de la perpendiculaire à la piste et donc de s'aligner mieux avec la direction des efforts, permet de limiter les sollicitations à la flexion, pénalisantes pour le flambage.

Finalement, lorsque la piste présente un devers important combiné avec une hauteur importante (cas du carrousel dans ce projet), c'est une sorte de combinaison des deux types de supports (« A » et « λ ») qui est nécessaire. La colonne principale doit être inclinée de manière conséquente, pour permettre la reprise des charges agissant sur la structure quasi horizontalement. Cette inclinaison permet de créer un angle d'ouverture avec la béquille de la colonne d'environ 30°, qui ne serait pas réalisable en inclinant uniquement la béquille du fait du croisement entre elles. Le carrousel, circulaire, limite en effet les positions d'appuis des béquilles lorsque disposées de manière optimale, soit en direction du centre du carrousel. Leur chevauchement est impossible.

Dans tous les cas, pour les colonnes très élancées qui présentent soit des problèmes de stabilité, soit des problèmes de déformations, l'utilisation d'éléments stabilisateurs est pratique courante. Elle consiste à lier les différentes colonnes d'un même support pour créer un point d'appuis latéral (comme présenté sur la figure 6). Un autre moyen de limiter les déformations est la disposition d'éléments circulaire à l'intérieur de la colonne (pour les colonnes d'une longueur supérieure à 12 [m]) correspondants à des raidisseurs, comme l'explique la figure suivante (figure 7).

⁴ Site internet *Roller Coaster Database* - <http://rcdb.com/10108.htm>

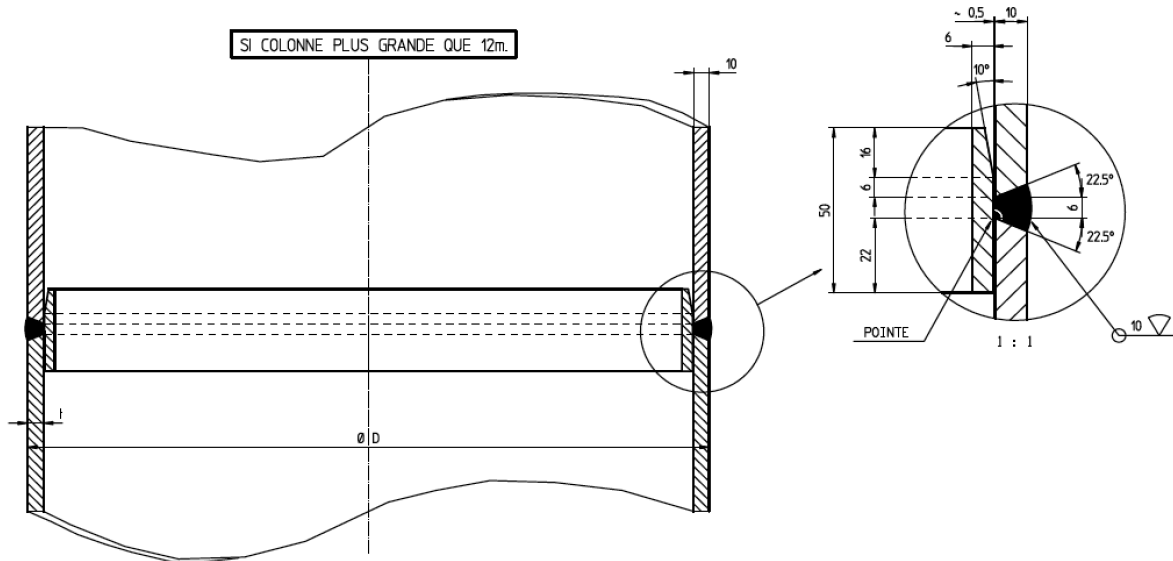


FIGURE 7 - DISPOSITION DE RAIDISSEURS DANS LES COLONNES

Dans le cas particulier de ce projet, un point important est tout de même à soulever. En effet, en observant les modifications apportées aux géométries des colonnes au fil des itérations (vues du dessus dans les pages manuscrites qui suivent), on peut comprendre ici la limitation de l'utilisation de tels types de colonnes. En effet, de par la hauteur très importante du carrousel et l'angle d'ouverture des colonnes « λ » d'environ 30° , l'emprise de la structure au sol devient très grande (dans un projet réel, la place disponible au sol est souvent limitée). Un système différent de support d'appuis est à repenser si la hauteur venait encore à augmenter. Un système de support assimilable au fonctionnement d'une roue de vélo, avec un mat central aurait pu convenir, mais à cause de la largeur trop importante du train et les gabarits d'espace libre à respecter, cette solution est inenvisageable pour un « sitting coaster » (figure 8).

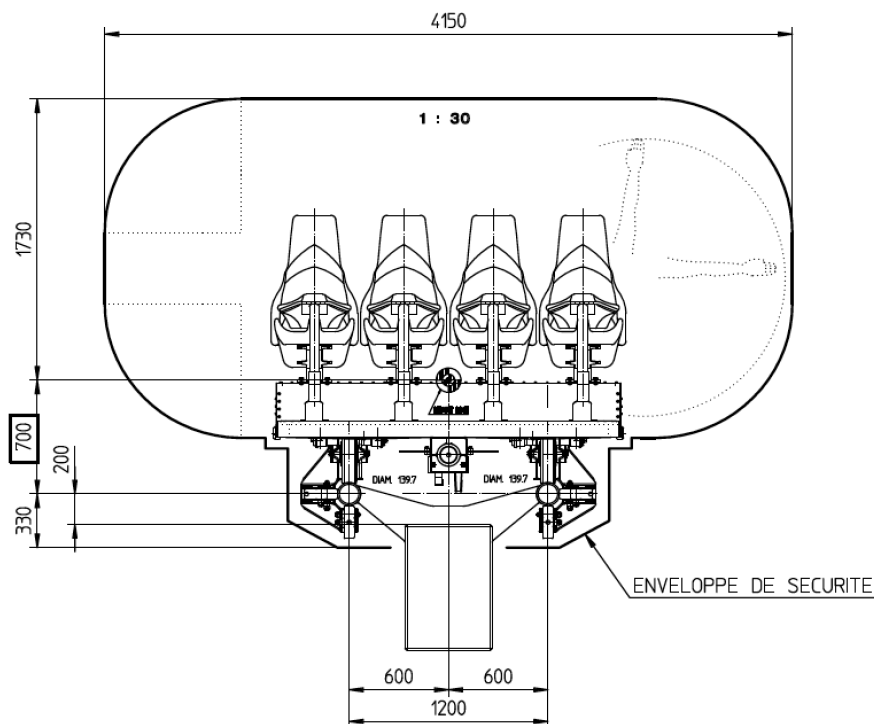
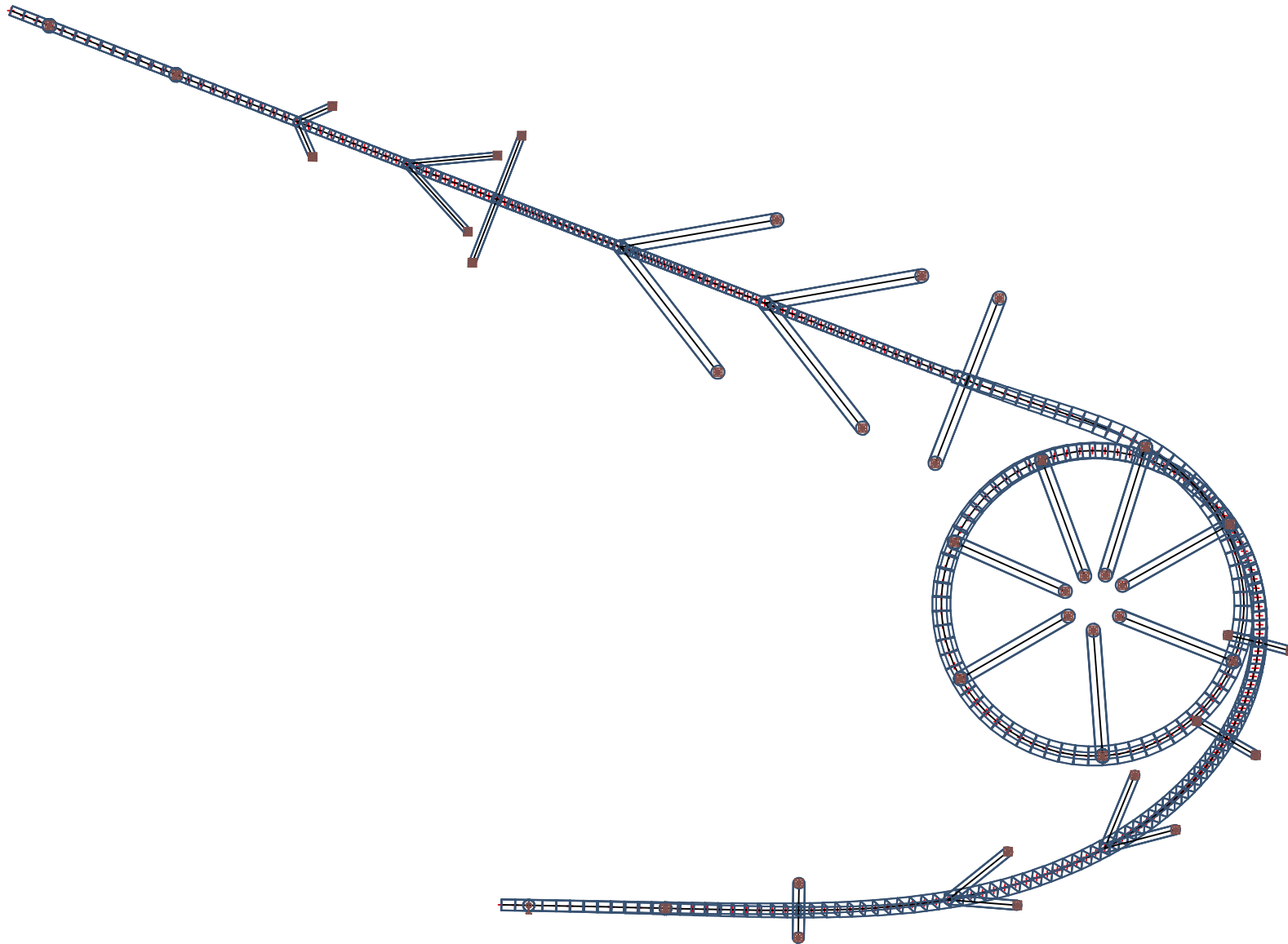


FIGURE 8 - SECTION TYPE DU TRAIN ET DU CAISSON

Version étudiant

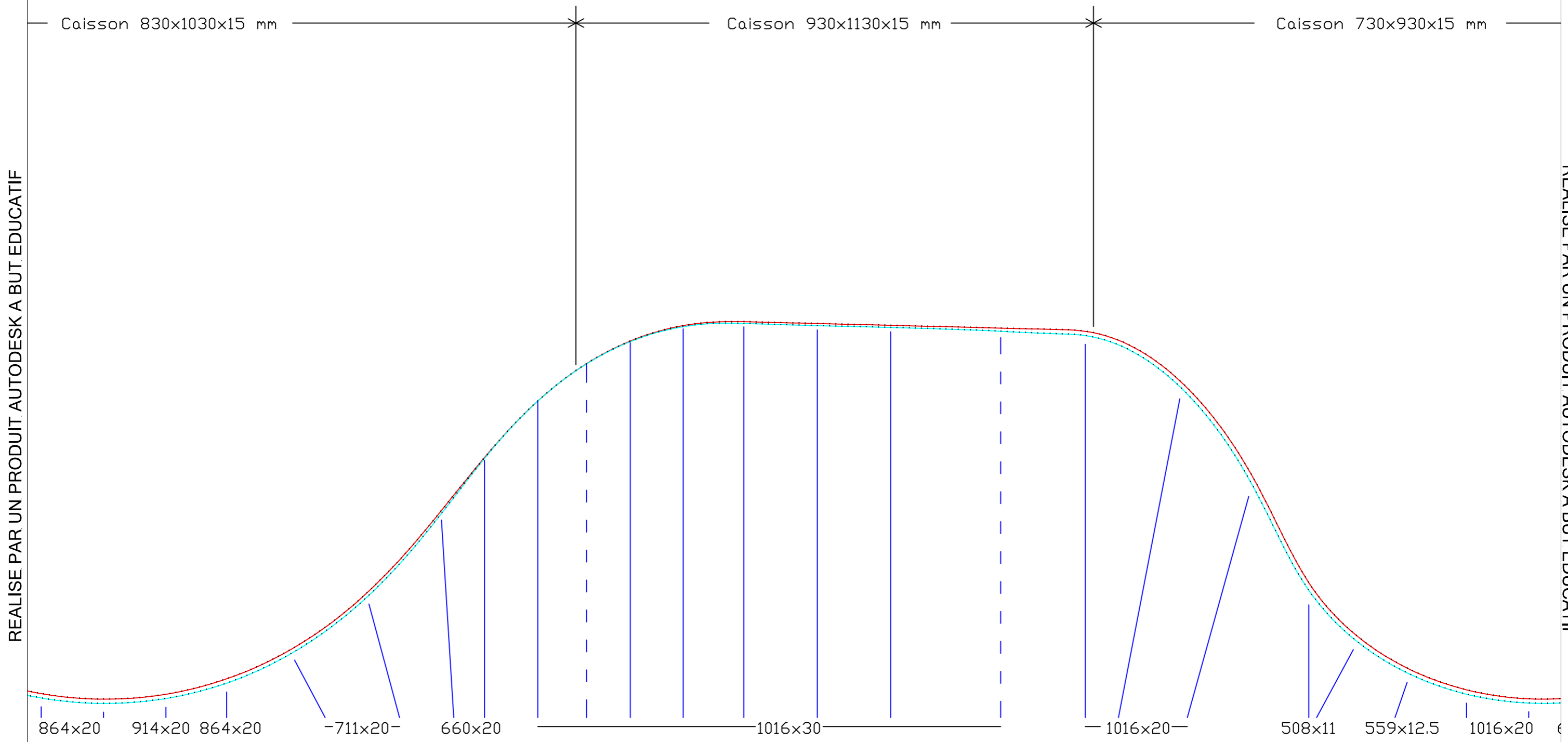
Version étudiant



Version étudiant

Version étudiant

Pré-dimensionnement Carrousel - Plan élévation



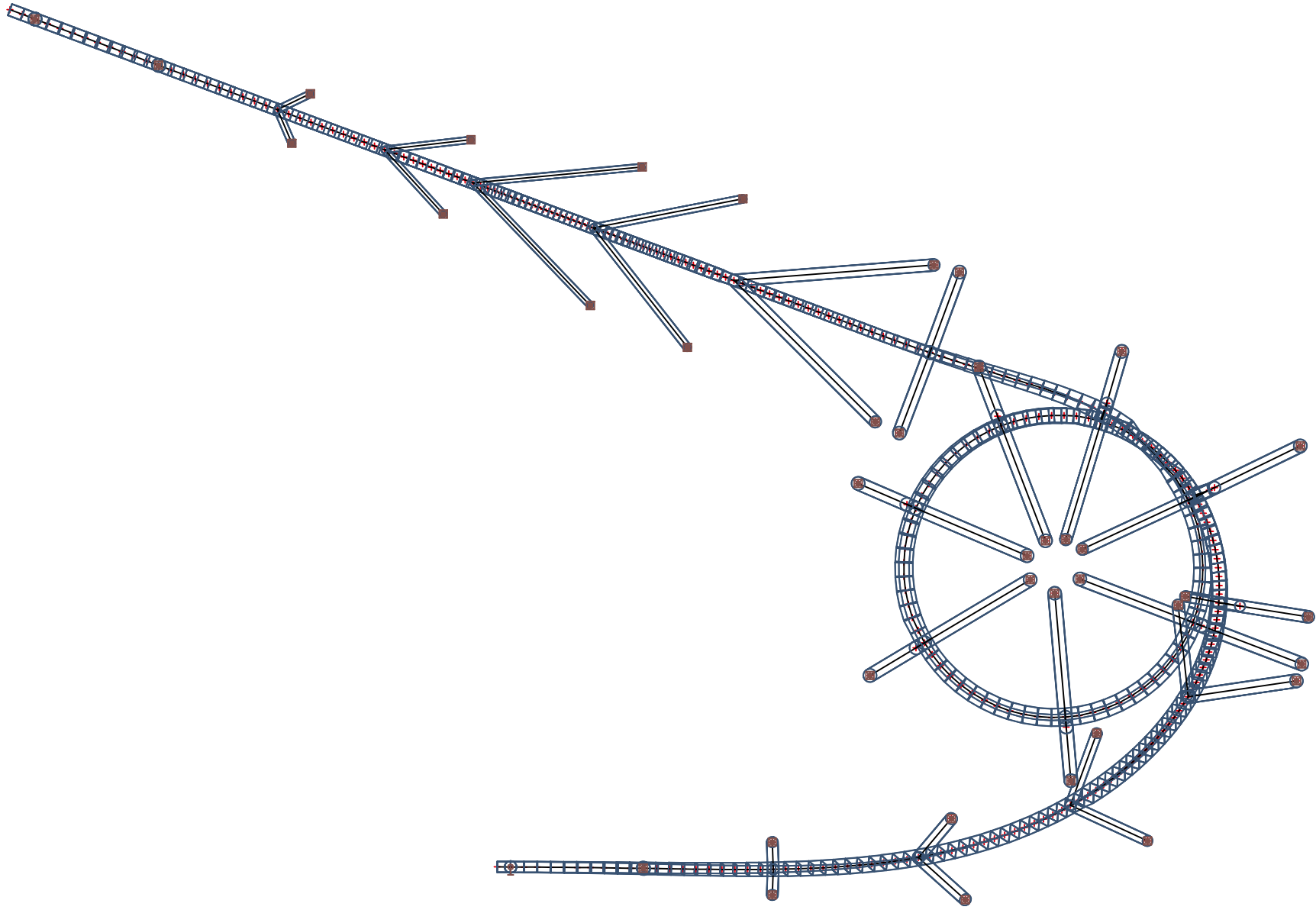
REALISE PAR UN PRODUIT AUTODESK A BUT EDUCATIF

REALISE PAR UN PRODUIT AUTODESK A BUT EDUCATIF

Version étudiant

Résultat dimensionnement - Vue du dessus

Version étudiant



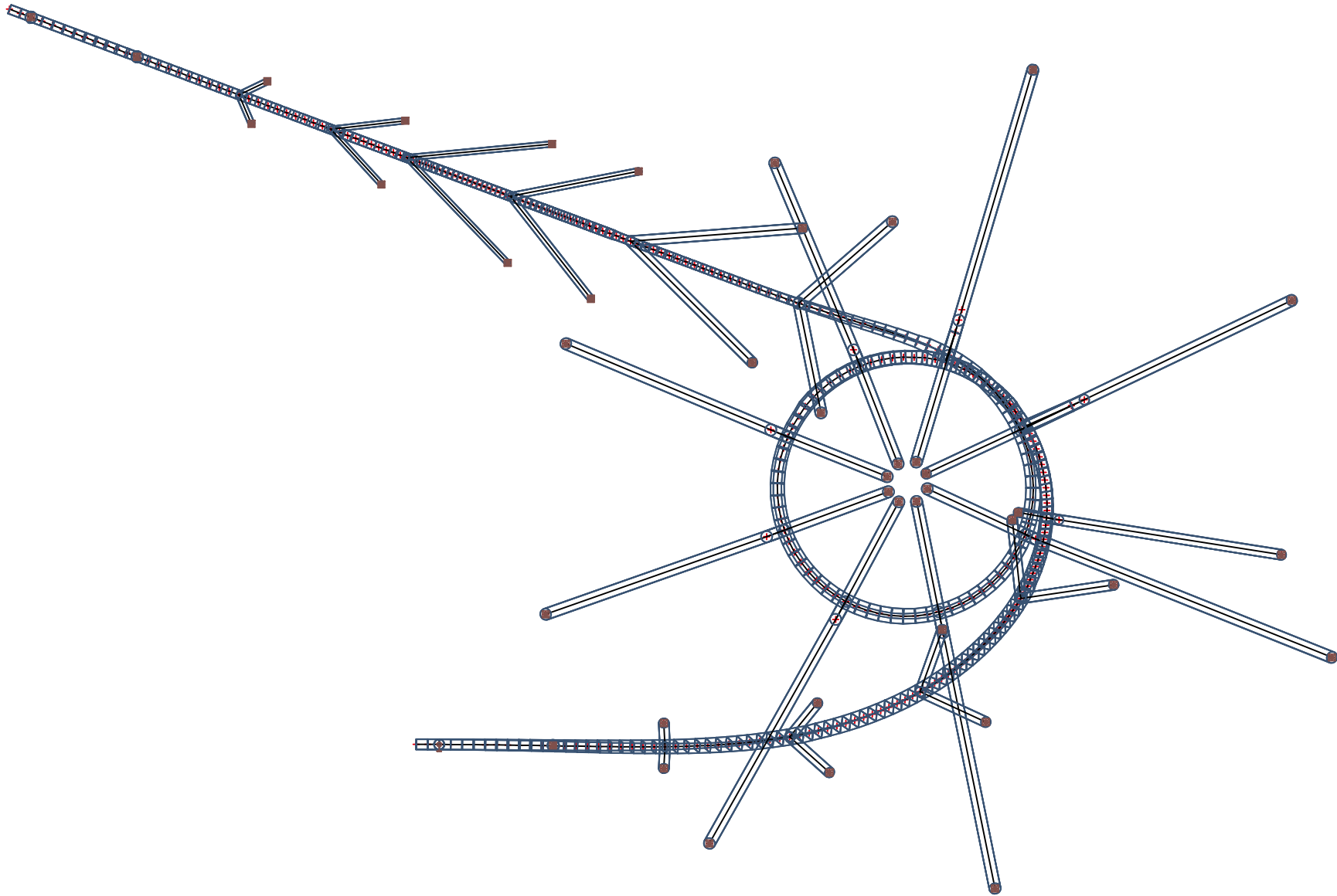
Version étudiant

Version étudiant

Résultat dimensionnement - Vue du dessus

Version étudiant

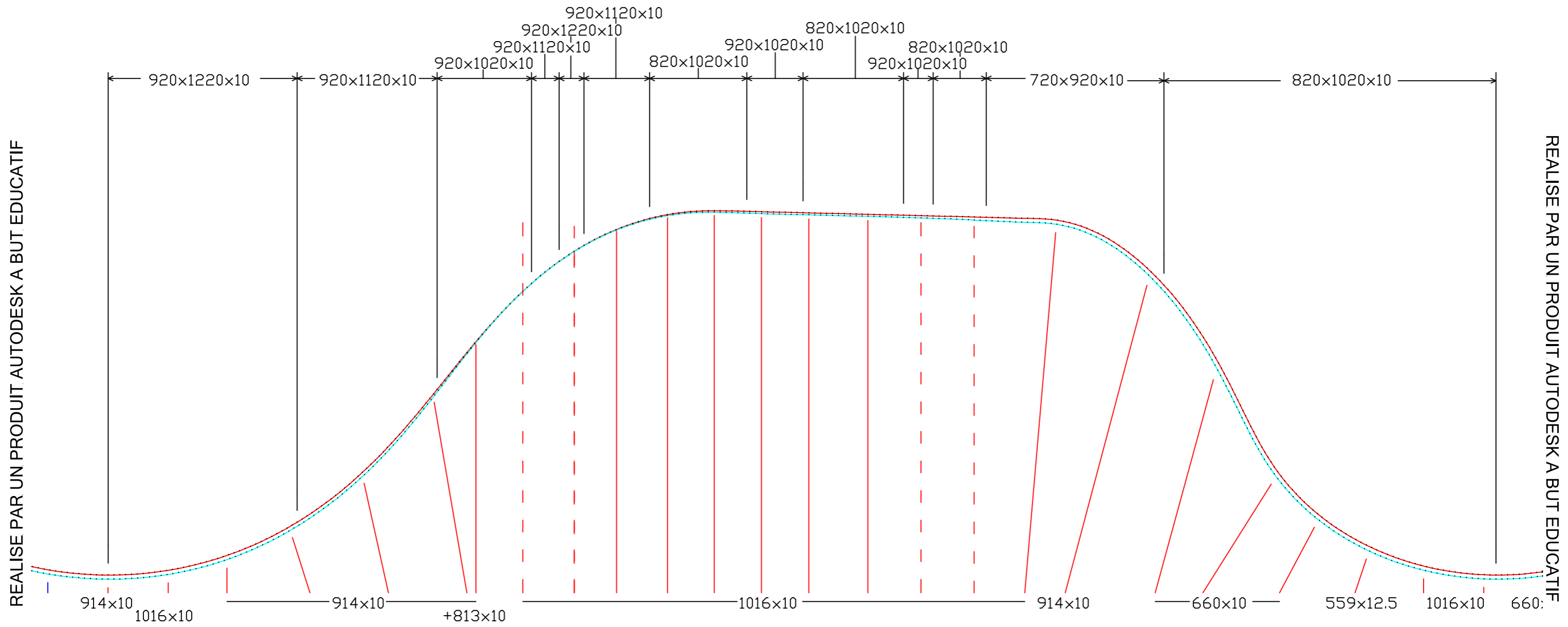
Version étudiant



Version étudiant

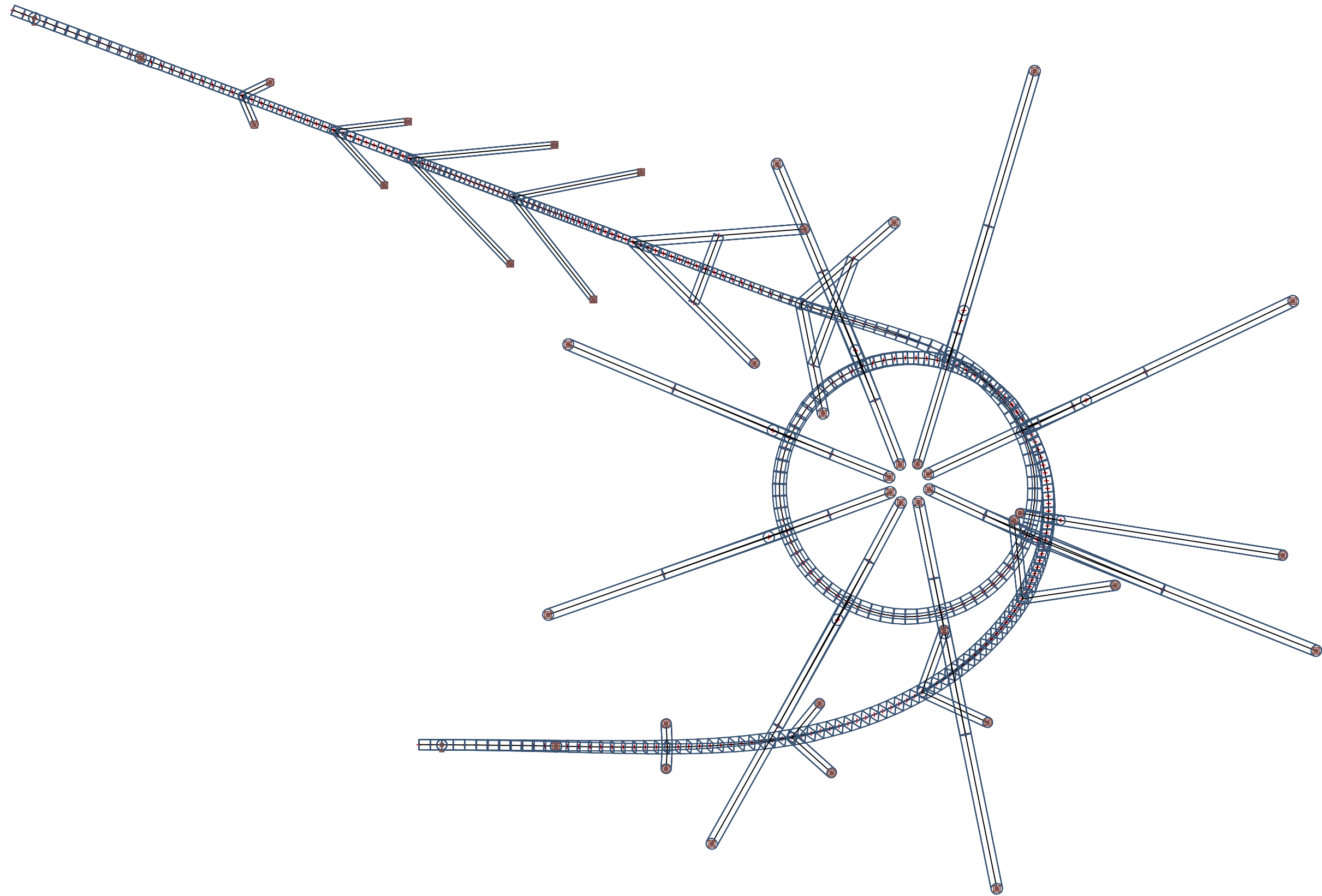
Version étudiant

Dimensionnement Carrousel - Plan élévation



Version étudiant

Version étudiant

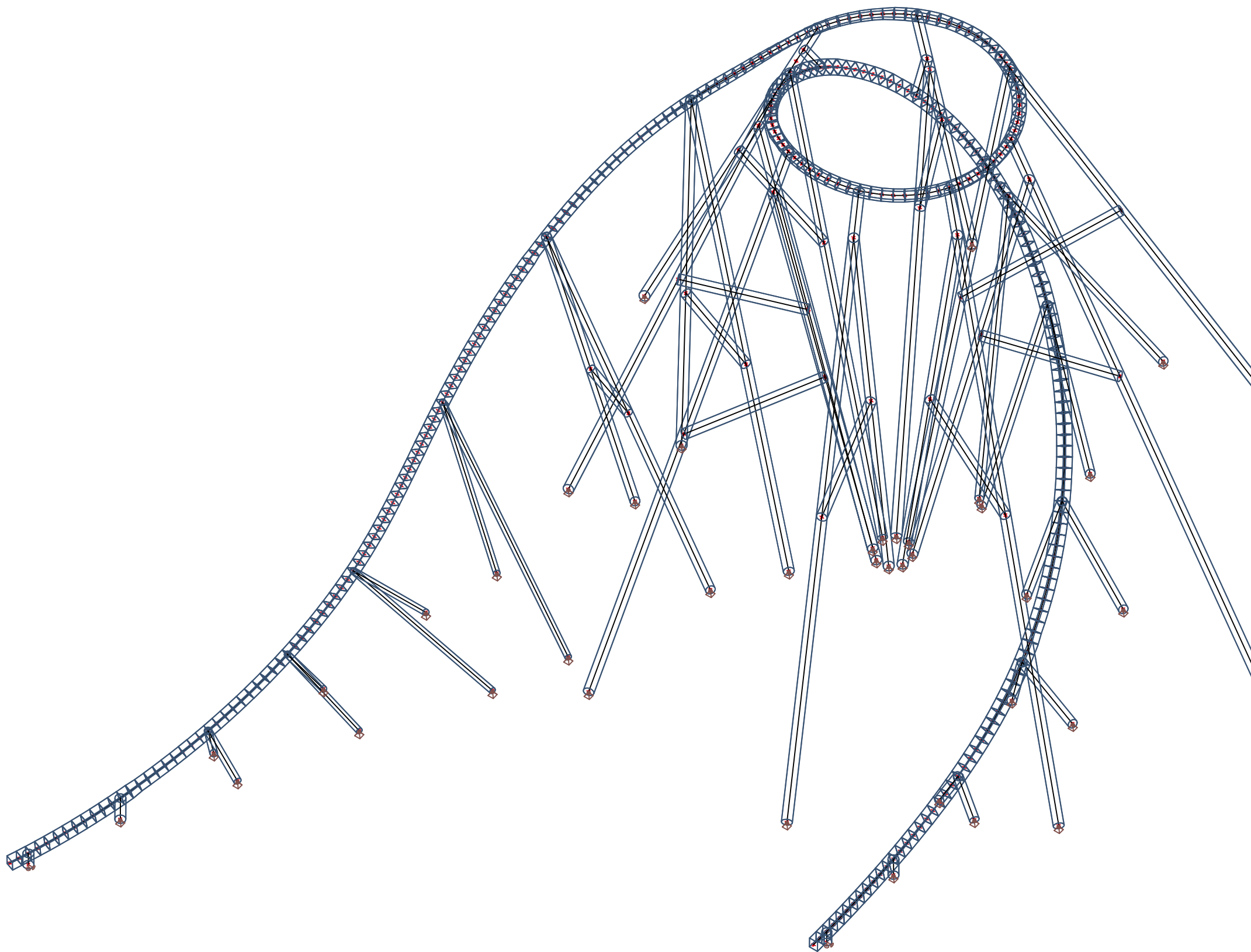


Version étudiant

Version étudiant

Version étudiant

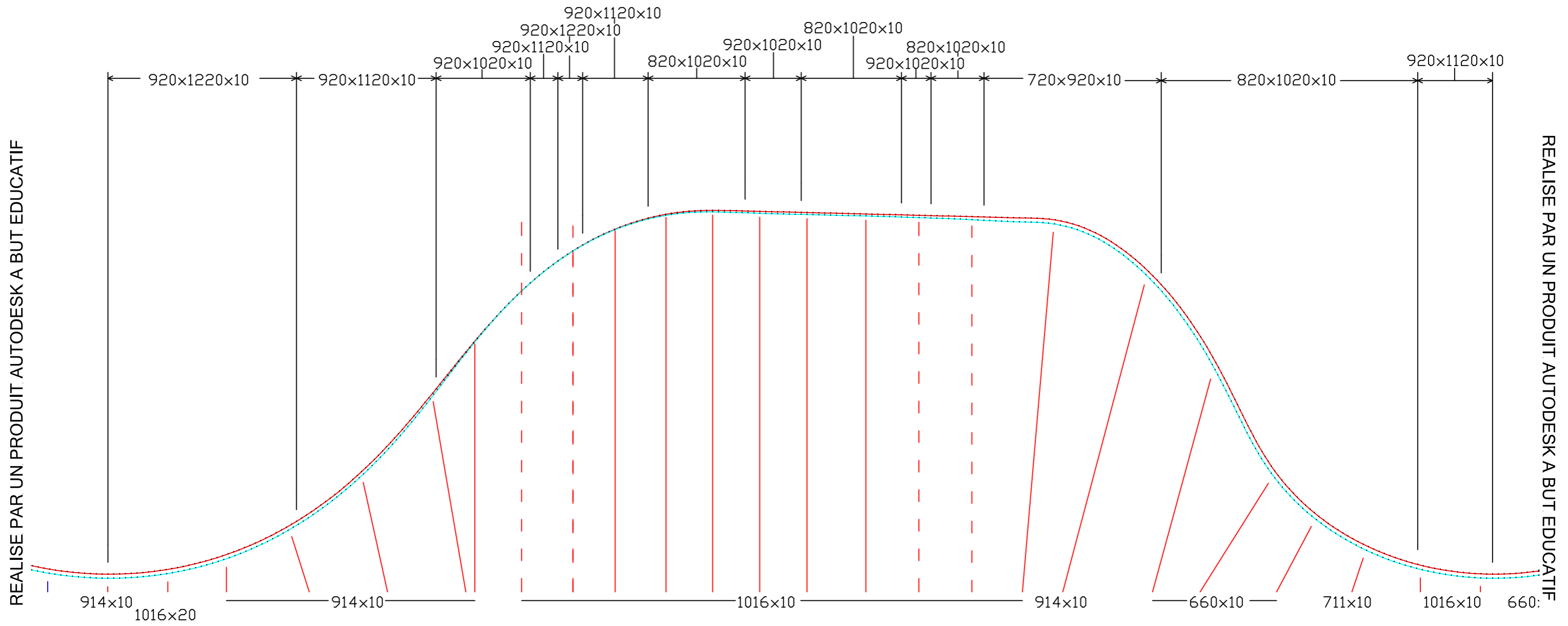
Version étudiant



Version étudiant

Version étudiant

Dimensionnement Carrousel - Plan élévation



Reflexion et conclusion

L'optimisation des sections et du comportement de la structure est une tâche très complexe.

En effet, de par la géométrie particulière (variétés section et inclinaison) de la structure et elle-même, ainsi que le nombre très important de paramètres modifiables, cette optimisation est un processus itératif devenant rapidement très fastidieux si l'on ne possède pas d'outils qui permettent une certaine automatisation de certaines étapes.

- Implémentation des charges / cas de charge
- Requisitement de la position des points (fonction dimension connue)

Dans ce projet, le disposition des supports de piste a été laissée libre, et dans le but de choix d'une variante sur les 3 générées, certains paramètres, après discussion avec des ingénieurs compétent, ont été fixés ; et notamment :

- Espacement des supports (≈ 10 m pts bas et ≈ 20 m pts haut)

Le compromis entre des grands-huit toujours plus haut et rapide mais utilisant le moins de matière possible est très difficile à satisfaire, ce fait ces sans outils informatique puissant.

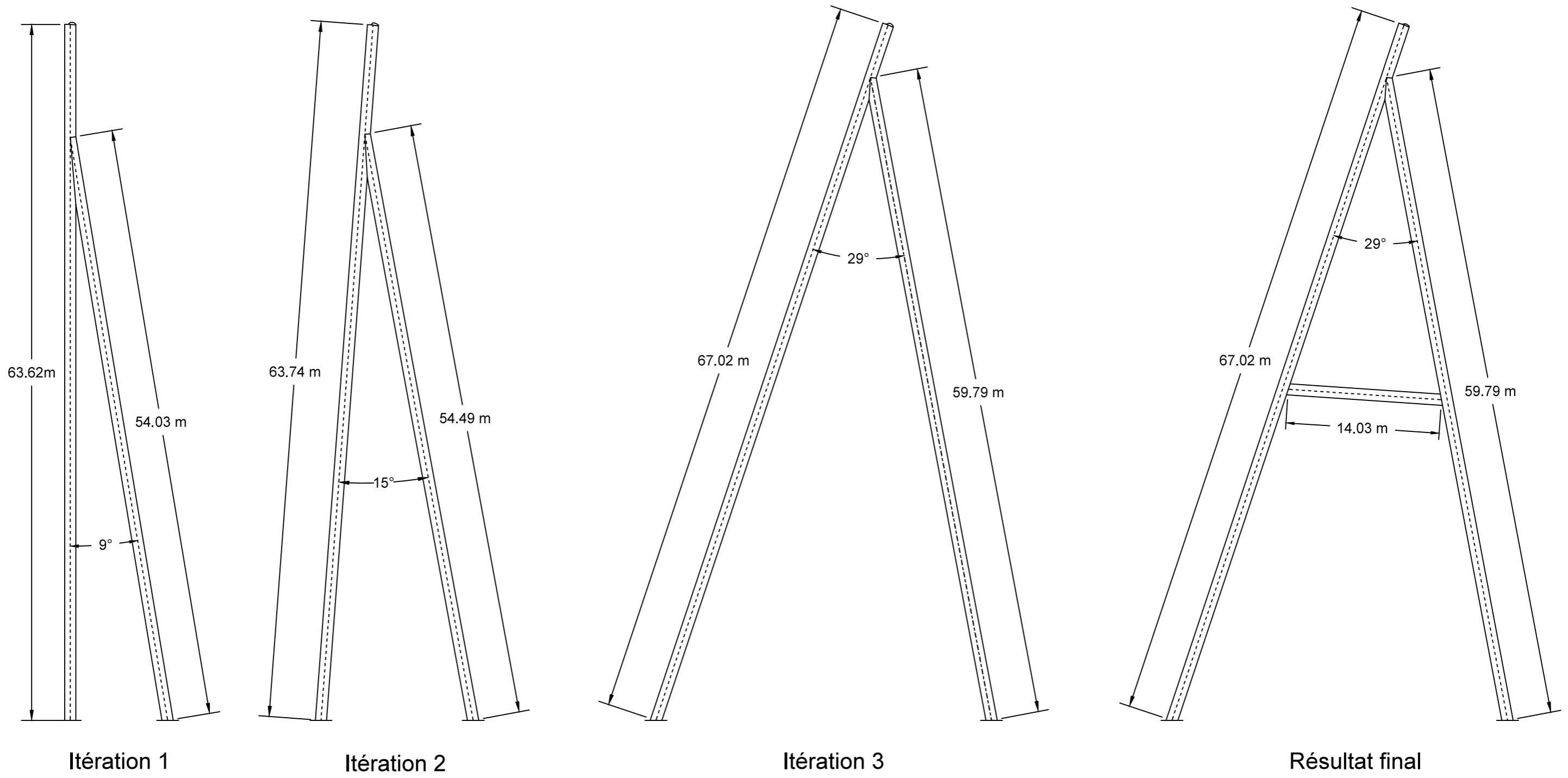
Du fait de la grande flexibilité de la structure, de son hauteur importante, la résistance en section des éléments (colonnes) n'est quasi-jamais déterminante mais ce sont généralement les problèmes de stabilité (flambage) et de fatigue qui oblige l'ingénieur à augmenter les sections des colonnes.

Il est à noter que lorsqu'une colonne présente un problème de fatigue, changer sa dimension (et ainsi augmenter le bras de levier par diminuer les contraintes) implique un changement "local" dans la rigidité de la structure et ceci "étire" les efforts. Les colonnes adjacentes sont alors également à modifier pour rééquilibrer la répartition des charges. On comprend donc bien ici le nombre de calculs et d'ajustement de la géométrie nécessaire à optimiser une telle structure en terme de dimension de quantité d'acier utilisé.

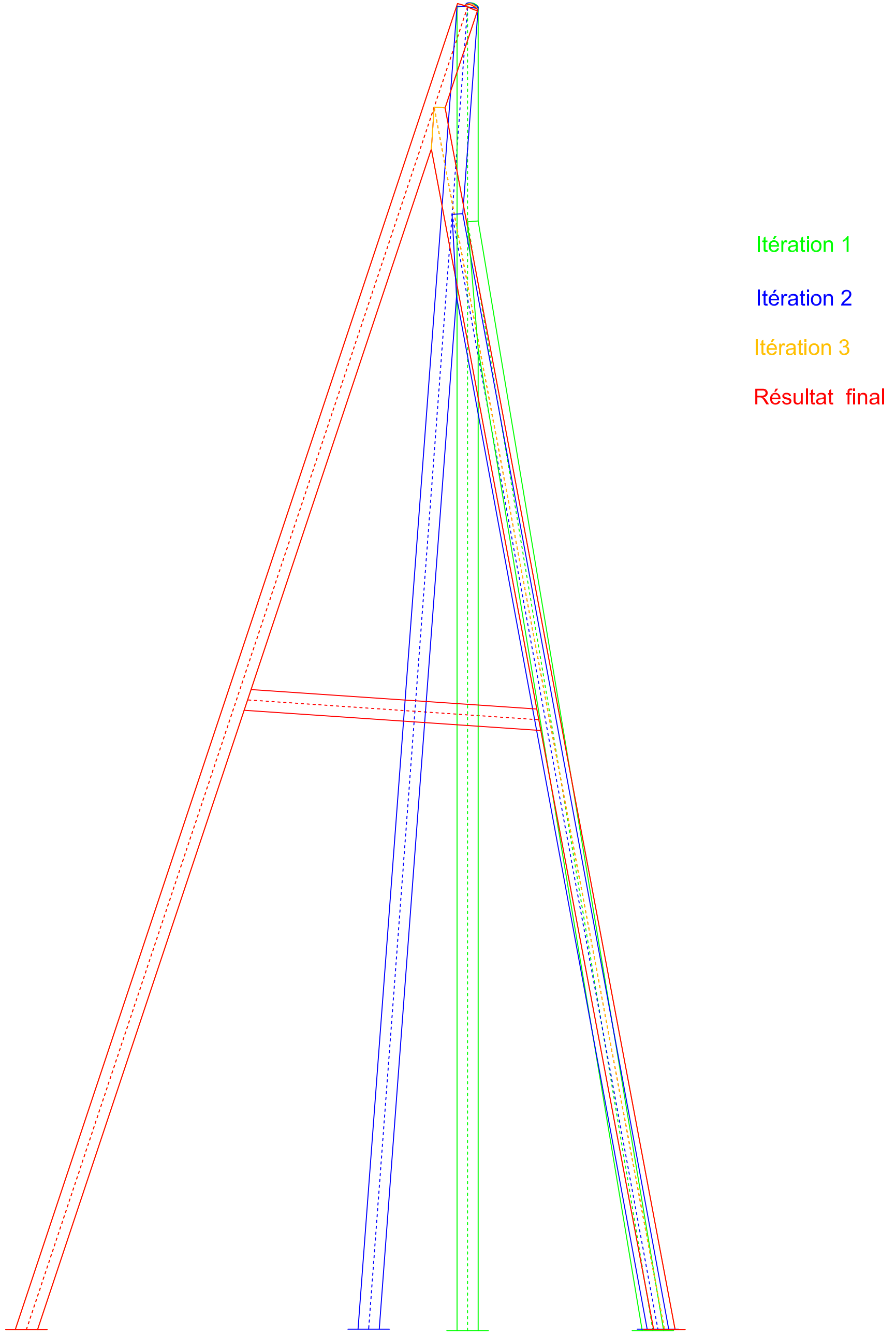
Evolution de la géométrie des colonnes (inclinaison et angle d'ouverture) Exemple d'une colonne type du carrousel

REALISE PAR UN PRODUIT AUTODESK A BUT EDUCATIF

REALISE PAR UN PRODUIT AUTODESK A BUT EDUCATIF

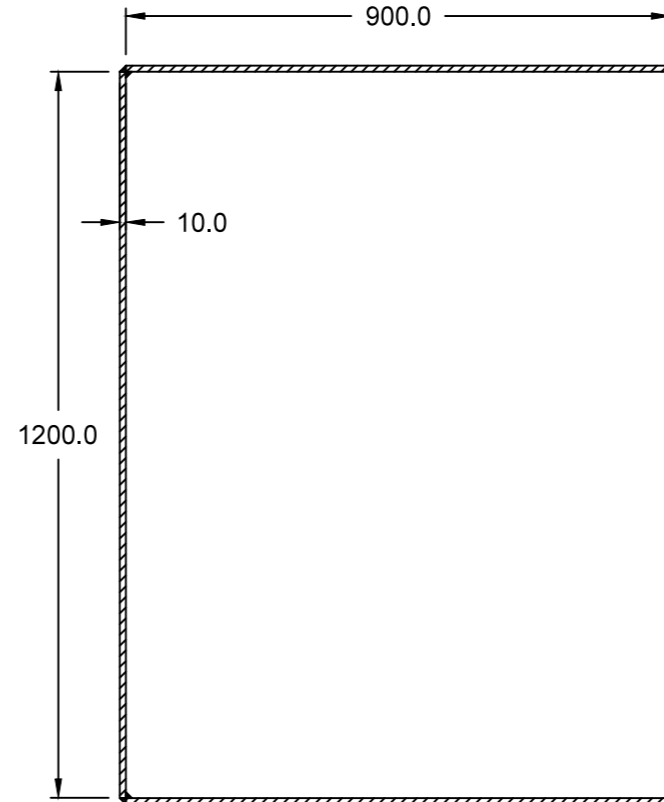
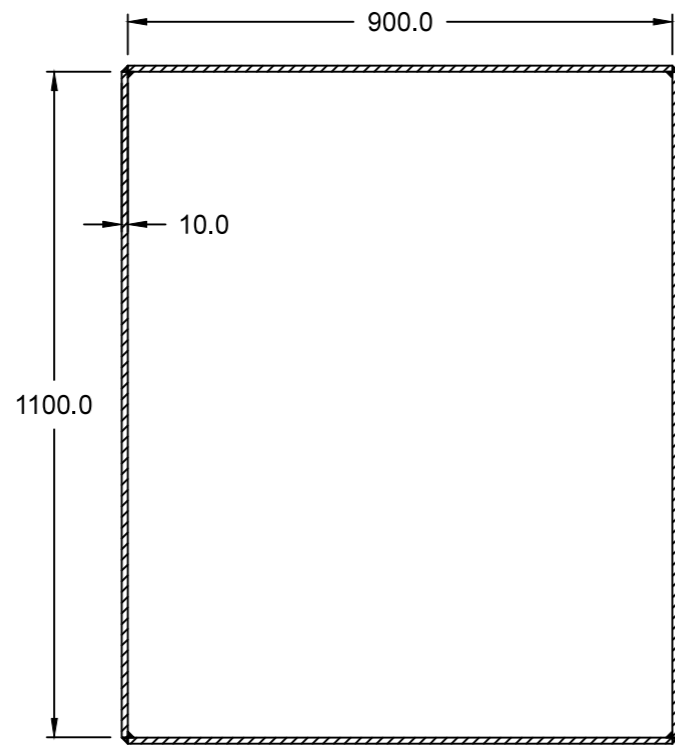
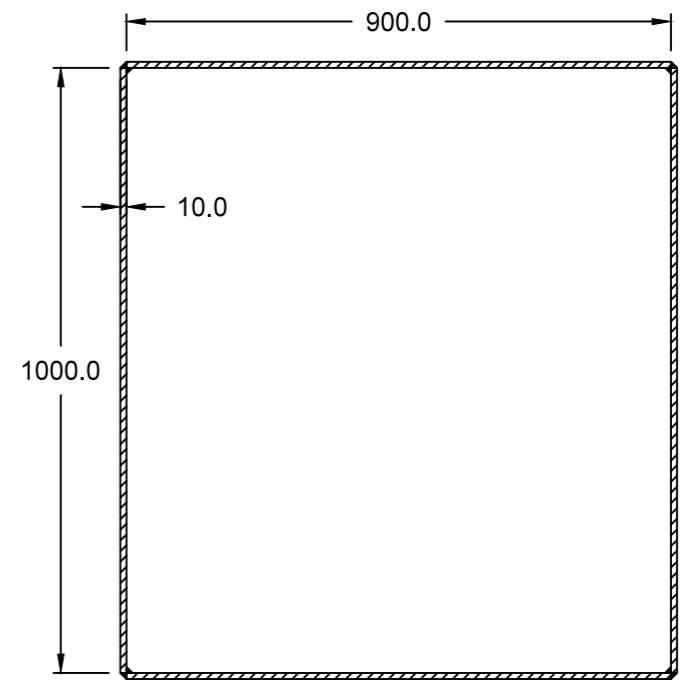
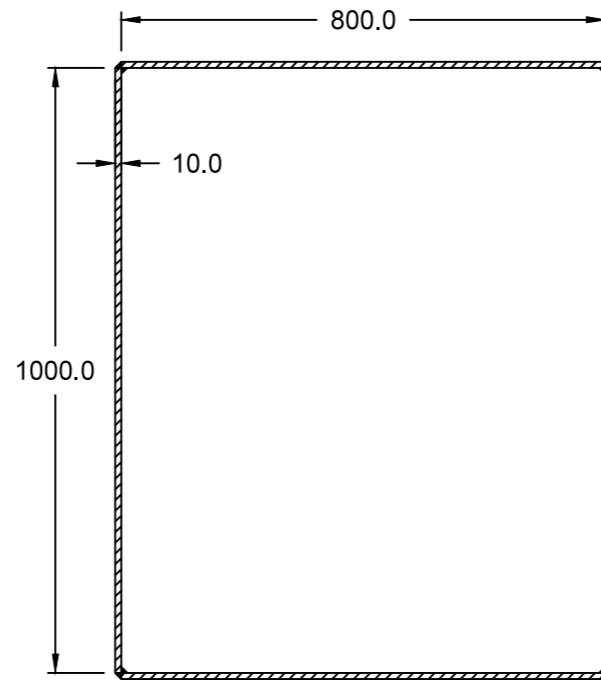
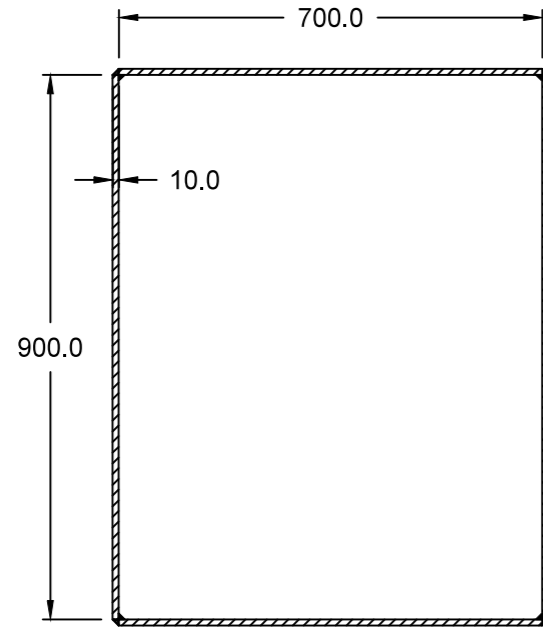


Evolution de la géométrie des colonnes selon les itérations de dimensionnement



- Itération 1
- Itération 2
- Itération 3
- Résultat final

Dimensions des caissons dimensionnés - Carrousel final



4. ETUDE HOT SPOT D'ASSEMBLAGES DU CARROUSEL

4.1. RAPPELS THEORIQUES

La contrainte utilisée pour évaluer la résistance à la fatigue d'un composant (ici l'assemblage) est dite la contrainte « géométrique » ou « structurelle ». Elle peut être déterminée soit directement sur une structure via des jauges de contraintes, soit via une analyse par éléments finis (pour effectuer une évaluation de la durée de vie du composant).

La résistance à la fatigue dans cette approche est déterminée en comparant l'intensité de l'effort avec la limite d'endurance, fournie par une courbe géométrique S-N. La méthode hot-spot (ou méthode de la contrainte au point chaud) est utilisée en général pour des applications où la fluctuation agit principalement perpendiculairement à la soudure, avec apparition de fissures potentielles en pied ou fin de soudure.

Le terme « hot spot » renvoie en un point critique où une fissure de fatigue devrait apparaître (causée par une discontinuité ou une encoche). Ce terme, traduit en français, « point chaud » fait également référence à l'augmentation de température locale provoquée par la déformation plastique cyclique du matériau avant l'apparition de la fissure.

4.1.1. TYPES DE HOT-SPOTS

On peut définir deux types de hot-spot, nommés « a » et « b » qui dépendent de leur localisation. Le type « a » fait référence à une soudure située sur la surface d'une plaque, tandis que le type « b » fait référence à une soudure située en bord de plaque (cf. figure 9).

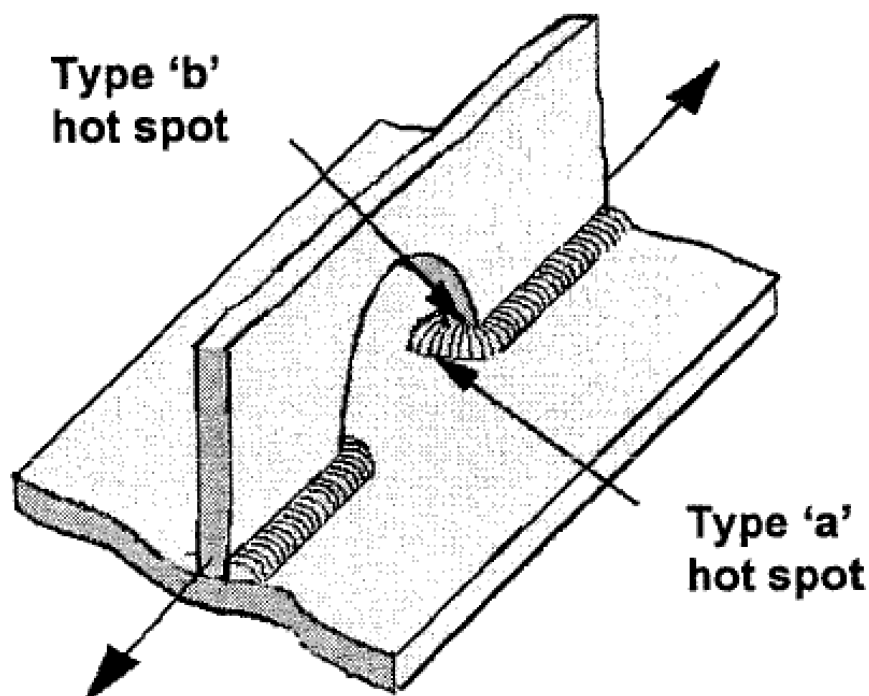


FIGURE 9 - TYPES DE POINTS CHAUDS

4.1.2. DEFINITION DES CONTRAINTES

Le principe de base de la méthode du point chaud consiste à déterminer la contrainte structurelle au bord de la soudure étudiée en ne tenant pas compte de la composante non-linéaire de la contrainte, cette dernière représentant un pic de contrainte. La raison pour laquelle on exclue cette partie est due au fait qu'au stade de la conception, il est impossible de connaître la géométrie exacte (et avec ses défauts) de la soudure et du composant. L'effet de discontinuité est inclus directement dans les courbes S-N.

Il existe plusieurs méthodes pour déterminer la contrainte au point chaud. La première consiste en l'application de facteurs de correction sur la contrainte nominale⁵ (obtenue par une méthode de calcul plus classique, généralement utilisée) pour obtenir l'équivalence en terme de contrainte au point chaud. Ces facteurs de correction prennent en compte, et contrairement à la méthode classique nominale, la concentration de contrainte au niveau de la soudure, la taille de l'élément considérée mais aussi les défauts d'alignement par exemple.

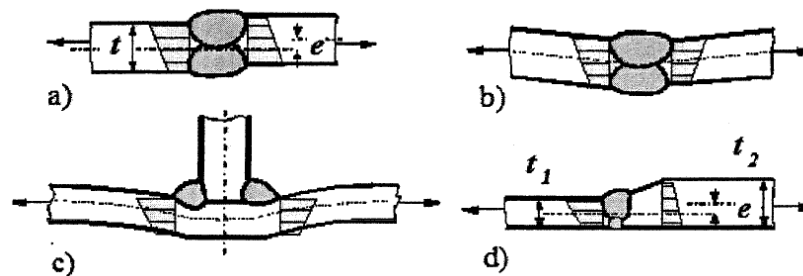


FIGURE 10 - EXEMPLES DE MAUVAIS ALIGNEMENTS ENTRE ELEMENTS

Le deuxième moyen de détermination de la contrainte au point chaud, qui sera utilisé ici utilise une modélisation numérique de l'assemblage et son calcul par éléments finis. En modélisant précisément l'assemblage, y compris la géométrie exacte de la soudure, et en y appliquant les charges correspondantes aux passages des convois sur la structure au niveau de l'assemblage, les contraintes aux points critiques peuvent être déterminées. Cependant, dans la plupart des logiciels utilisés, le traitement des résultats après le calcul ne donne pas toujours des résultats valide quand à une distribution linéaire des contraintes au niveau du pied de la soudure. Dans ce cas, il est judicieux de déterminer les contraintes en certains point distant du bord de la soudure et ainsi de déterminer la contrainte au point chaud par extrapolation (figure 11).

La contrainte se produisant en bout de soudure est généralement considérée comme la somme de trois différents types de contraintes, à savoir :

- la contrainte nominale
- la contrainte structurelle au point chaud
- le pic de contrainte dû à l'entaille (ou le défaut) créée par la soudure

Sur la figure 11 sont représentés les 3 différents types de contraintes en pied de soudure. La contrainte structurelle au point chaud comprend l'effet, par le détail structurel lui-même, d'une concentration de contrainte mais pas le pic de contrainte non-linéaire provoqué par l'entaille au pied de la soudure ("local notch").

⁵ Ces méthodes sont détaillées dans la pré-étude de ce projet de Master

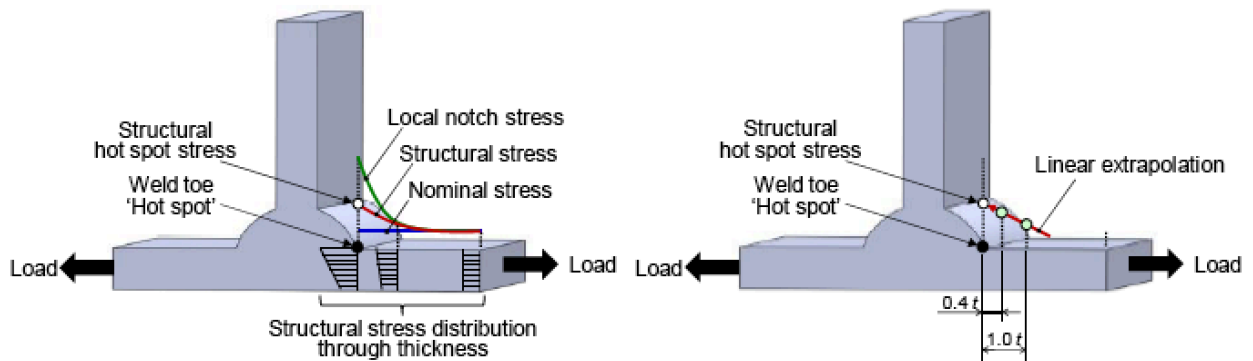
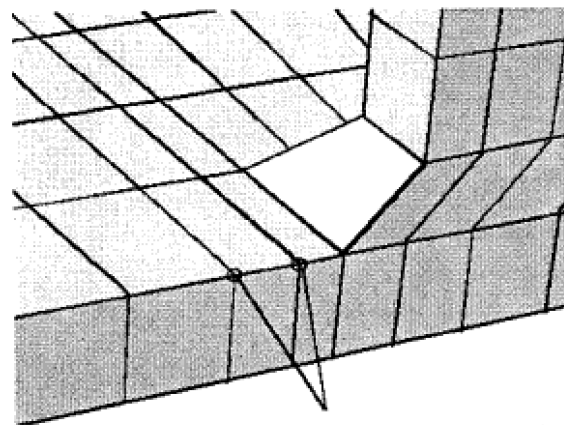


FIGURE 11 - TYPES DE CONTRAINTES EN PIED DE SOUDURE ET EXTRAPOLATION POUR LA CONTRAINTE AU POINT CHAUD

Ainsi la contrainte au point chaud est extrapolée à partir des valeurs de contrainte déterminées à une distance de 0.4 et 1.0 fois l'épaisseur t de la plaque considérée (figure 11 et 12).



Extrapolation points at nodes

FIGURE 12 - POINTS D'EXTRAPOLATION

Ceci implique un maillage adéquat de la structure, où la taille des éléments finis est déterminée exactement pour connaître les valeurs des contraintes en ces points.

La contrainte au point chaud est alors définie comme suit :

$$\sigma_{hs} = 1.67 \cdot \sigma_{0.4t} - 0.67 \cdot \sigma_{1.0t}$$

D'un point de vue général (ceci sera développé plus en détail dans la suite du projet), l'analyse par les éléments finis des contraintes aux points chauds se fait en deux grandes étapes :

- Analyse au élément finis de l'assemblage avec un modèle de maillage uniforme et grossier des composants, dans le but d'extraire la position des points chauds ;
- Raffinement du maillage dans ces zones autour des points chauds potentiels, pour déterminer précisément la contrainte hot-spot σ_{hs} voulue.

4.1.3. POINTS ESSENTIELS

La méthode de vérification la fatigue au point chaud est une méthode précise, utilisant principalement des modélisations numériques et une analyse par éléments finis de l'élément étudié. Cette méthode n'est pas recommandée pour des cas où la fissure de fatigue apparaît à l'intérieur même de la soudure, ou lorsque les sollicitations sont parallèles au cordon de soudure (figures 13 et 14).

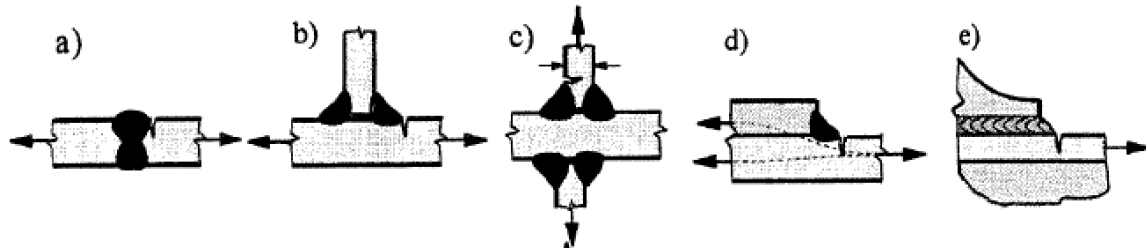


FIGURE 13 - EXEMPLES D'INITIATIONS DE FISSURES DE FATIGUE EN PIED OU BOUT DE SOUDURES

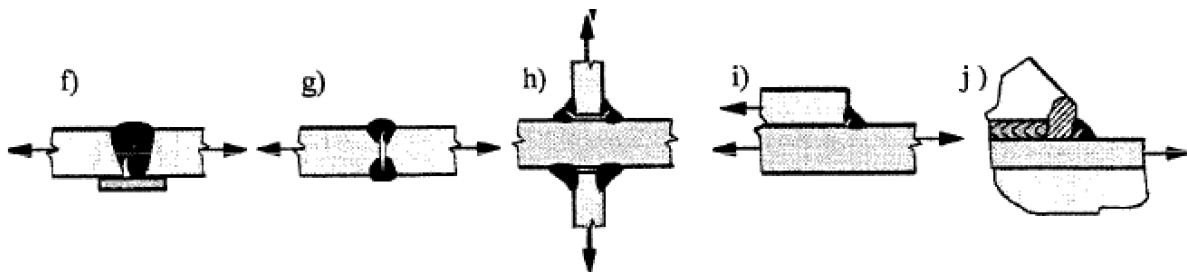


FIGURE 14 - EXEMPLES D'INITIATIONS DE FISSURES DE FATIGUE A L'INTERIEUR DES SOUDURES

Les conditions d'application de la méthode peuvent être résumées dans les points suivants :

- La contrainte nominale ne peut pas être définie clairement en raison d'effets géométriques autour de la connexion ;
- La discontinuité structurelle n'est pas comparable avec les détails classés dans les normes pour la méthode de la contrainte nominale (dans notre cas, cette classe de détail existe mais se trouve être non-conservatrice après plusieurs études effectuées, voir §4.2.1.) ;

Pour ces raisons mentionnées, qui correspondent aux cas qui seront étudiés dans ce projet, une modélisation numérique de l'assemblage est nécessaire.

4.2. CHOIX DE L'ASSEMBLAGES

Pour ce projet de Master, un assemblage type est à étudier vis-à-vis de la fatigue en utilisant la méthode de la contrainte au point chaud. Le choix de ce détail doit être judicieux et il est intéressant de porter l'attention sur un assemblage qui n'est pas représenté concrètement dans les normes (tableaux donnant les catégories de détail), ou un assemblage qui présente d'importantes différences entre résultats de calculs théoriques et comportement réel.

C'est sur ce dernier point que l'assemblage choisi sera l'étude d'une bride de colonne. Ces connexions se retrouvent sur un grand nombre de colonnes qui, à partir d'une certaine hauteur, ne peuvent plus être manufacturées d'une seule pièce et la jonction bout à bout de deux éléments est alors indispensable. A chaque extrémité de la colonne est soudée une plaque circulaire de diamètre plus important, perforée à l'extérieur afin d'y placer des boulons (précontraints et à haute résistance) pour « attacher » ensemble les deux parties de la colonne de support de piste. Il est à noter que ces boulons sont précontraints notamment pour éviter les problèmes de fatigue au droit de ceux-ci.

Une étude⁶ approfondie de ces détails a été effectuée en 2013, pour mettre en évidence des différences significatives de comportement des assemblages à brides boulonnées dans les structures tubulaire entre des méthodes de calcul numériques ou analytiques et les observations dans la pratique.

La lecture de ce document a été effectuée et les principaux éléments et conclusions de la publication sont résumés dans les feuilles manuscrites qui suivent. Aussi un bref rappel théorique basé sur le Traité de Génie Civil Vol.10 a été effectué, notamment pour définir la force de précontrainte à appliquer dans la future modélisation de l'assemblage.

Etant donné le nombre important de colonnes présentes sur la structure, et puisque nombreuses d'entre elles présentent une hauteur supérieure à 15m, plusieurs assemblages de ce type peuvent être étudiés. Le choix judicieux de la position de l'assemblage est à effectuer, basé sur les sollicitations à la fatigue de ce dernier. En ne considérant pas le poids propre de la structure mais juste les efforts générés par le passage du train, la colonne la plus sollicitée sera étudiée.

Dans un premier temps, c'est une colonne positionnée au point haut du carrousel (colonne de type « λ ») qui a été choisie. Celle-ci est située en un point où les accélérations du train sont les plus importantes et où les sollicitations en compression sont les plus grandes également. Le choix de cette colonne ne s'est avéré par la suite pas correcte pour diverses raisons qui seront expliquées dans les paragraphes suivants. Ainsi une deuxième colonne, plus courte et sollicitée essentiellement en traction, a été étudiée.

⁶ *Behaviour of bolted flange joints in tubular structures under monotonic, repeated and fatigue loadings I : Experimental tests*, Hoang, Jaspert, Demonceau, 2013

— Lecture (Journal of Constructional Steel Research)

⇒ Comportement des assemblages à brides boulonnées dans les structures tubulaires sous charge de fatigue, monotones et répétées

Motivations

• Beaucoup de recherches ces 30 dernières années sur ces types de connectifs

Modèles de design proposés ou améliorés sur base d'essais, d'approches numérique / analytique

→ Différences significatives entre résultats obtenus par ces méthodes et les observations

+ Comportement sous charge cyclique ou répétées rarement considéré!

+ Pas de directive de design dans les normes (notamment EN 1993 1-8)

↳ difficultés pour les professionnels de traiter ces détails pourtant très utilisés

Tests effectués Éléments testés et stratégie de test

2 configurations testées

1. Élément tubulaire 356x12 (mm)

Bride $\varnothing = 556$ (mm) ep = 15 (mm)

Boulons: 12x M27 8.8

2. Élément tubulaire 356x12 (mm)

Bride $\varnothing = 556$ (mm) ep = 20 (mm)

Boulons 12x M20 8.8

→ Soudure pleine pénétration entre tube et bride

Acier: tube TS 530 ($f_t = 530$ (N/mm²))

bride S355

Chaque configuration testée sous charge statique (quasi)

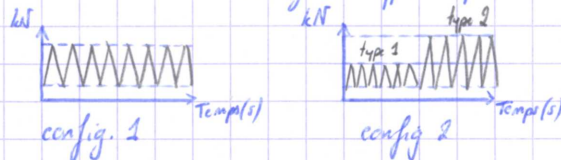
charge fatigue cycles élevés / bas

Résultats test
&
Discussion

Test de fatigue: cycles élevés

→ Configuration 1: 960'000 cycles de charge

→ Configuration 2: 2'404'000 cycle type 1 puis 277'600 cycle type 2



Modes de rupture: (fatigue)

Configuration 1 Tube fissure au pied de soudure

Bride —

Boulons —

Configuration 2 Tube fissure au pied de soudure

Bride —

Boulons 1 boulon totalement fissuré, les autres partiellement

Discussion

- Rigidité initiale de l'assemblage très élevée, et la partie linéaire observée lors du déchargement de l'échantillon dans le domaine non-linéaire n'est pas parallèle à la partie linéaire initiale (comportement)
- Contraintes dans les boulons et la bride (pied de soudure) = constante dans le domaine linéaire tandis que la contrainte dans le tube (pied soudure) s'accroît considérablement

↳ Explication du phénomène: A cause de la déformation initiale de la bride le ^(serage) mou et pré-contrainte des boulons induit une pré-contrainte non-seulement dans les boulons mais également dans d'autres éléments.

• boulon chargés direction axiale = "pré-chargement"

• bride chargés en flexion = "pré-chargement"

• tube chargés en flexion longitudinale = "pré-chargement"

Brids colonnes

La contrainte dans les éléments pré-contraints en phase de serrage augmente progressivement au début du chargement (charge fictive appliquée). Ainsi la contrainte aux pieds des soudures de bride et dans les bords reste quasi constante (domaine linéaire).
Aussi, le moment de flexion dans les parois du tube est quasi-constant, mais la charge axiale est progressivement augmentée ce qui mène à un intervalle de contraintes bien plus important que ceux dans les bords et les brides.

En résumé:

⇒ Influence de la déformation initiale sur les contraintes développées dans les différents éléments de l'assemblage (Illustrés fig 21)

- Comme généralement lors d'une procédure de design d'un tel assemblage, la déformation initiale de la bride n'est pas prise en compte (elle est omise).
Ainsi la différence de contrainte au pied de soudure de la bride est très grande comparée à celle au pied de soudure du tube. C'est donc la bride qui est identifiée comme élément critique par la résistance à la fatigue...
Ce qui n'est pas le cas en réalité!

Méthodes de calcul existantes Il existe plusieurs méthodes pour effectuer le design/dimensionnement d'un tel assemblage

Certaines les plus utilisées sont résumées dans la publication:

- Méthode Igarashi
- Méthode Cao and Belli
- Méthode Couchoux

La méthode qui nous intéresse est celle de l'Eurocode 3 présentée comme "Concept".
Il n'existe en effet pas de directives de design spécifiques à ce type d'assemblage.
Malgréant plusieurs hypothèses, un dimensionnement peut toutefois être effectué.

Brides de colonnes

Resistance fatigue
selon
Eurocod 3

Pas de règles spécifiques pour la résistance et fatigue des aciers haute résistance

↳ utilisation des règles pour acier "normaux"

Étape de calcul à plusieurs pas:

- identification zones critiques au développement d'une fissure
- assignation à une certaine catégorie de détail (EN 1993-1-9, tab. 8.1-8.10 et B1)
- calcul différence de contrainte pour chaque catégorie de détail avec 2 mois de cycles $\Delta\sigma_c$
- calcul $\Delta\sigma_R$ la différence de contrainte due aux charges extérieures (contrainte nominale)
- détermination "endurance" en terme de cycle de chaque détail $N_{Ri} = 2 \cdot 10^6 \left(\frac{\Delta\sigma_c}{\Delta\sigma_{Ri}} \right)^m$
(pour chaque étape de chargement avec différence de contrainte à amplitude constante)
- Calcul cumulé des dommages pour l'assemblage $D_d = \sum_i \frac{n_i}{N_{Ri}}$

Comparaison
résultats
(essais-méthode)Resistance à section:

• Sous-estimation de la résistance maximale dans les modèles analytiques

↳ OK car côté de la sécurité

• Mauvaise prédiction du mode de rupture

↳ KO! peut induire un manque de ductilité lors du dimensionnement...

Resistance à la fatigue = Grande différence entre Eurocod et Essais en laboratoire

• Resistance à la fatigue fournie par EN NON-CONSERVATIVE!

↳ Influence de la taille des éléments non prise en compte...

⇒ Utilisation méthode des points chauds nécessaire (Analyse Elements Finitis (FEM))

Conclusions

Assemblages precontraintsRappels theorique

TGC 10 - § 8.7

Mouvements relatif entre les pieces de l'assemblage possible par la presence d'un jeu entre les boudons et les trous

Dans les constructives, on veut eviter un tel deplacement sous des charges de service.

2 possibilites:

• boudons ajoutes (jeu boudon/trous = 0,3 (mm))

↳ Vu la taille des elements d'un grand huit est trop difficile a priori

• boudons precontraints (frottement entre les pieces assemblees empêche ce glissement)

Remarque

Pour la colonne etudiee, soumise essentiellement a de la compression et peu a traction, l'assemblee n'est la aussi que pour des raisons constructives. En effet, la longueur des profiles tubulaire metallique est limitee (fabrication en usine)

Pour les raisons de fatigue, et de besoin d'un assemblee aussi rigide que possible, le nombre de boudons est superieur a ce qui est necessaire (a verifier tout de meme) et ils sont precontraints

Force de precontrainte boudon: $P_B = 0,64 \cdot f_{ub} \cdot A_s = 226 \text{ [kN]}$

TGC 10 eq. 8.17

220 [kN]

825 C5 p. 36

12 x Boudons 10.9 $f_{ub} = 1000 \text{ [N/mm}^2\text{]}$

Resistance traction

M24: $A_s = 353 \text{ [mm}^2\text{]}$

Section résistante

Soit par le dimensionnement $P_{B,d} = F_{p,c,d} = 220 \text{ [kN]}$

825 C5 p. 36

$$f_{ub,d} = \frac{f_{ub}}{\gamma_m} = \frac{1000}{1,05} = 952$$

4.3. MODELISATION FEM 3D

Le calcul des contraintes aux points chaud ne peut se faire qu'à partir d'une modélisation précise de l'assemblage considéré, avec ses soudures et un maillage de calcul suffisamment raffiné.

Dans un premier temps, l'assemblage a été modélisé à partir d'un logiciel de représentation graphique (Autodesk Inventor). Cette modélisation devait par la suite être importée dans le logiciel de calcul aux éléments finis (ANSYS). Cependant, suite à une incompatibilité de lecture de fichier ou de versions de programmes (limitation des versions étudiantes), l'importation n'a pas pu être effectuée. La modélisation de l'assemblage a donc été réalisée directement à partir du logiciel de calcul aux éléments finis ANSYS, similaire dans l'approche et dans les étapes de modélisation (système d'esquisses puis de révolutions/extrusions/balayages/etc.).

La modélisation de la bride de colonne se fait en plusieurs étapes. Chaque élément est modélisé séparément au travers d'esquisses dans les plans de l'espace voulu. Les connexions entre chacun sont alors déterminées en fonction de leurs réelles interactions, à savoir parfaitement liés ou en contact avec frottement (coefficient de frottement acier-acier fixé à 0.25).

On peut alors distinguer (figures 15 à 19) :

- Colonnes circulaires de support (x2) ;
- Brides circulaires perforées (x2) ;
- Soudures (x2, intégrées directement aux colonnes) ;
- Boulons (x28) ;
- Ecrous (x28) ;
- Rondelles (x56).

Dont les sections modélisées sont :

Eléments	Dénomination (Table SZS C5)	Diamètre ext.		Epaisseur		Longueur [mm]
		[mm]	[in]	[mm]	[in]	
Colonnes	ROR 1016x10	1016	40	10	0.39	350
Brides	-	1194	47	38.1	1.5	-
Perforations brides	(M 24)	26	-	-	-	2 x 38.1
Boulons	M 24	45.2	-	15	-	110
Ecrous	M 24	45.2	-	20	-	-
Rondelles	M 24	44	-	4	-	-

TABLEAU 2 - DIMENSIONS PRINCIPALES DE L'ASSEMBLAGE

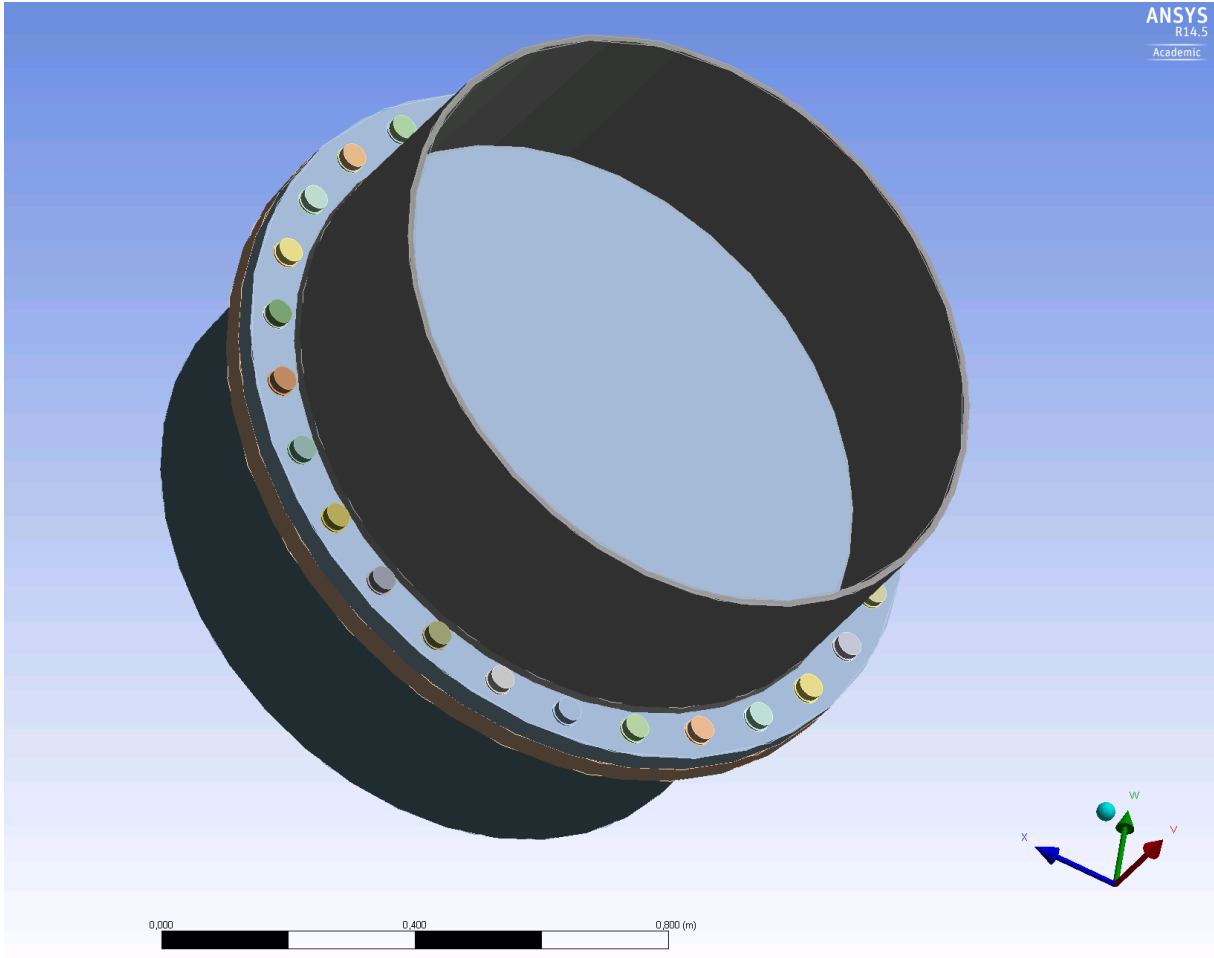


FIGURE 15 - MODELISATION DE LA BRIDE DE COLONNE

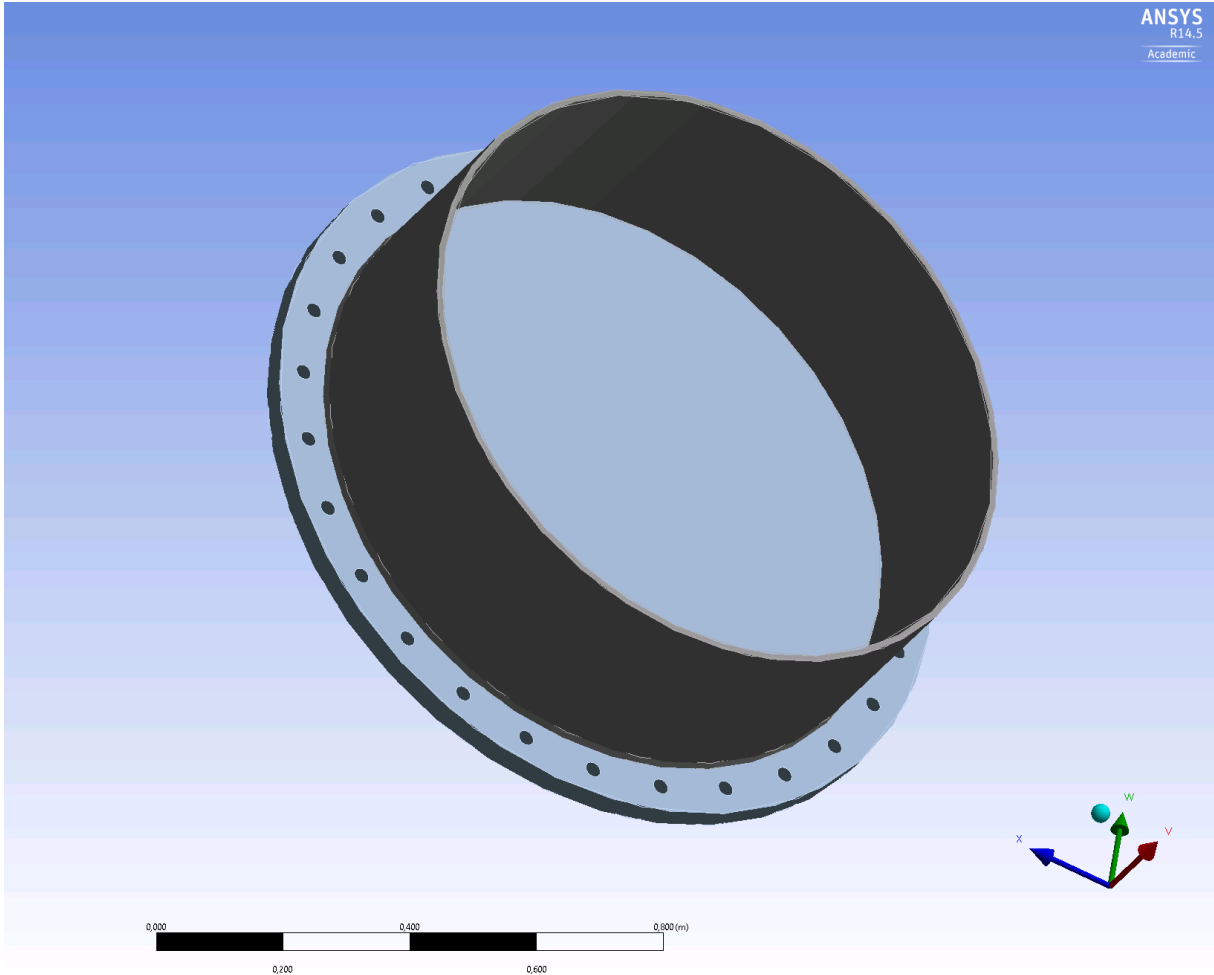


FIGURE 16 - MODELISATION DE LA BRIDE DE COLONNE, PARTIE SUPERIEURE

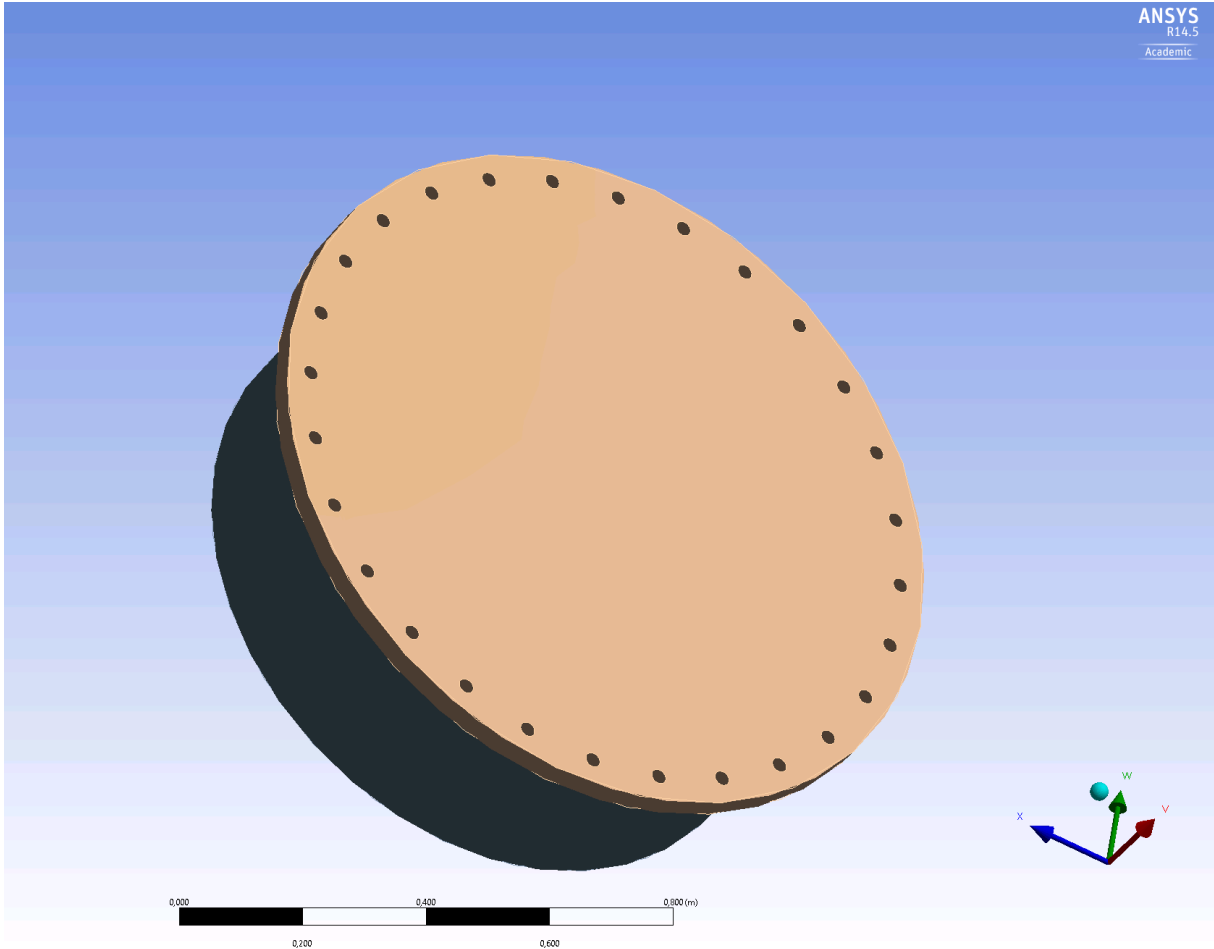


FIGURE 17 - MODELISATION DE LA BRIDE DE COLONNE, PARTIE INFERIEURE

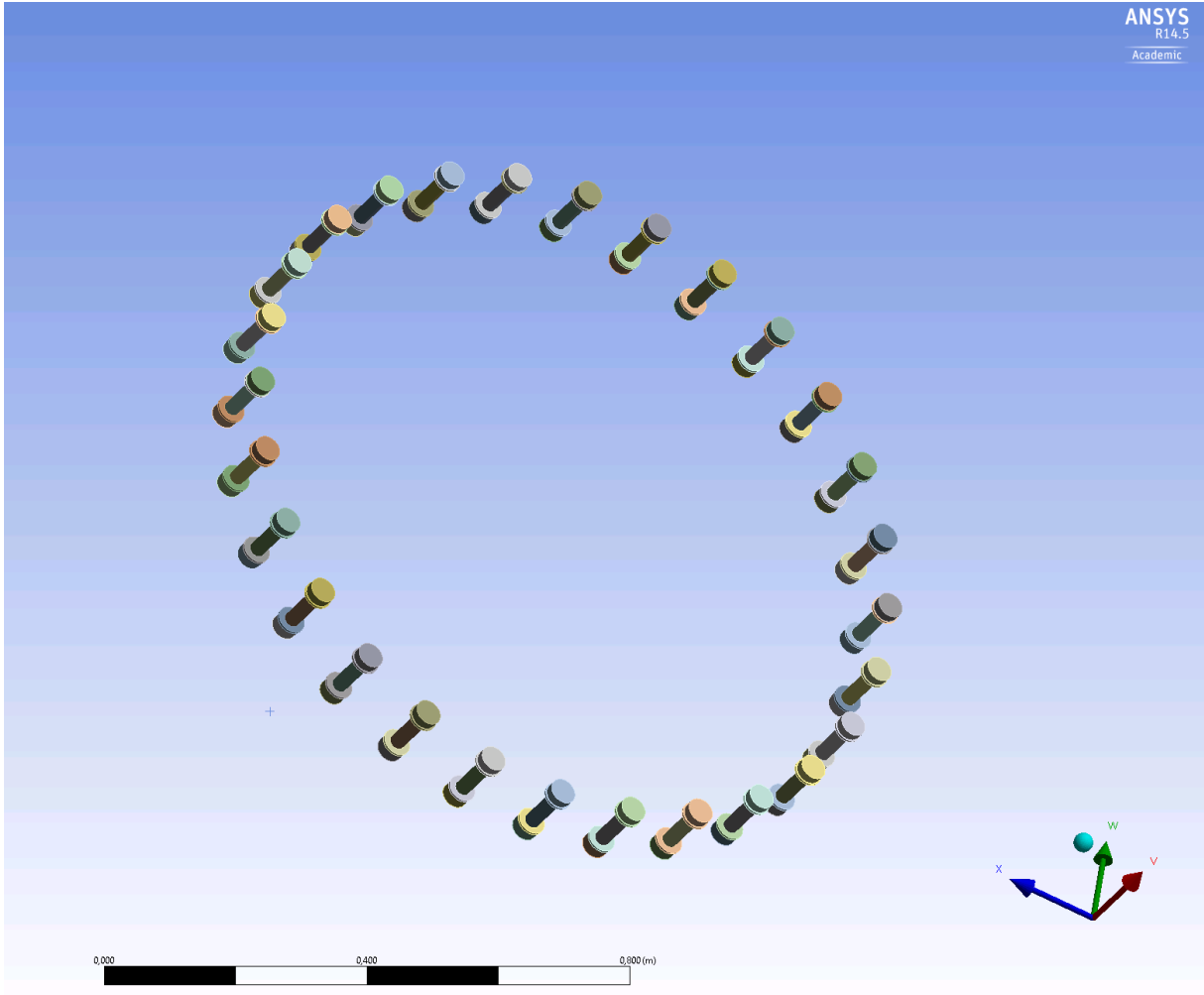


FIGURE 18 - MODELISATION DE LA BRIDE DE COLONNE, BOULONS

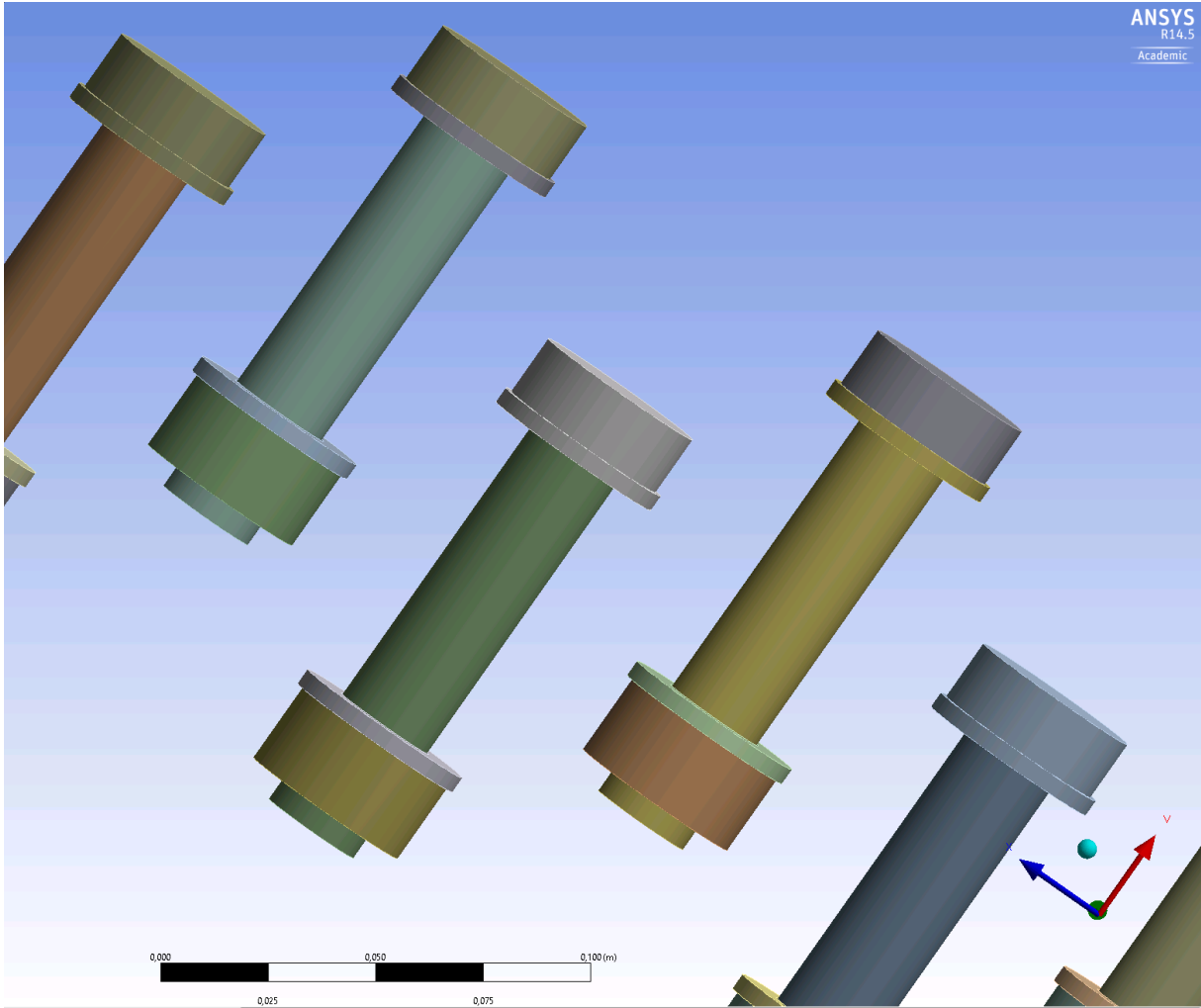


FIGURE 19 - MODELISATION DE LA BRIDE DE COLONNE, DETAIL BOULON

La soudure entre la colonne et la bride, détail qui nous intéresse plus particulièrement, a été modélisée d'après un plan fourni par le bureau d'étude Bolliger & Mabillard en début de projet de Master. Le schéma (figure 20) présente les dimensions et la géométrie d'une telle soudure. Il s'agit d'une soudure totalement pénétrée sur couvre-joint.

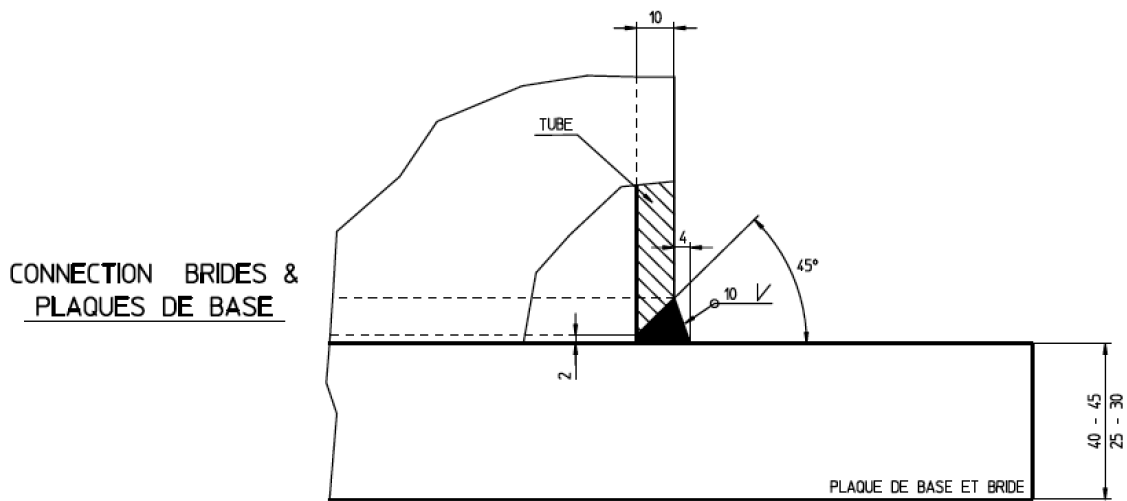


FIGURE 20 - DETAIL DE SOUDURE COLONNE/BRIDE

Plus tard dans le projet, un autre détail de la même soudure pour la liaison bride/colonne a été présenté par le bureau d'étude Bolliger & Mabillard SA (figure 21), mais ce dernier ne diffère que très légèrement de celui fourni en début de projet (différence de hauteur de soudure de 2 [mm] à l'intérieur de l'assemblage). La modélisation ayant déjà été réalisée, le choix de la garder telle quelle a été décidé.

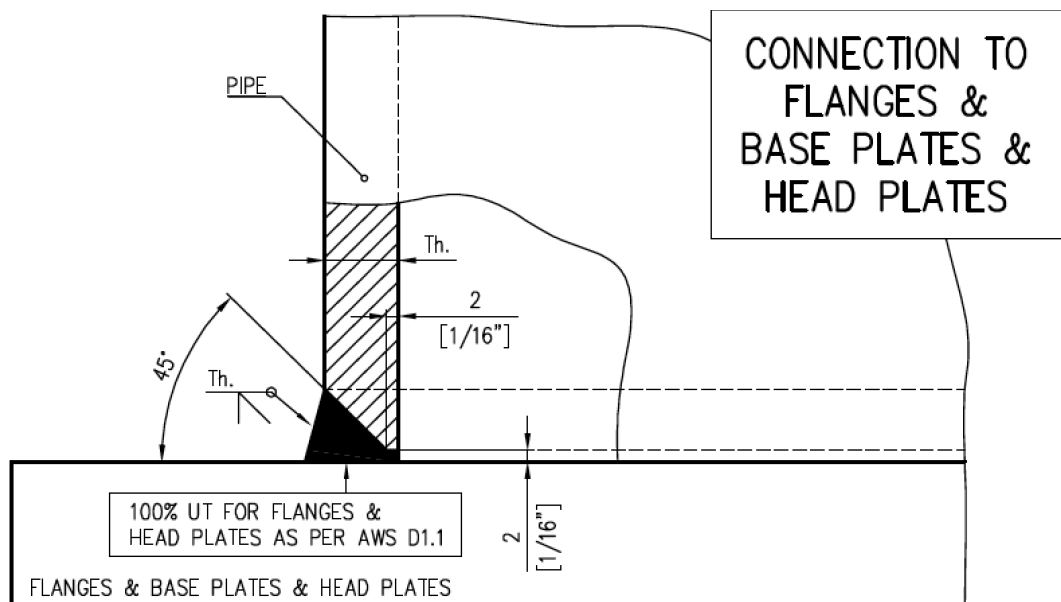


FIGURE 21 - AUTRE DETAILS DE SOUDURE COLONNE/BRIDE

Etant une soudure complètement pénétrée, on peut d'ailleurs considérer sans autre que la colonne et la soudure ne forme qu'un seul élément monolithique, ainsi la géométrie finale (colonne et soudure) ne diffère pas dans les deux modélisations.

Dans la modélisation, l'assemblage est séparé dans un premier temps en 3 groupes d'éléments :

- La partie supérieure de l'assemblage (bride supérieure, soudure supérieure et colonne supérieure) ;
- La partie inférieure de l'assemblage (bride inférieure, soudure inférieure et colonne inférieure) ;
- Les 28 boulons avec rondelles et écrous assurant la connexion.

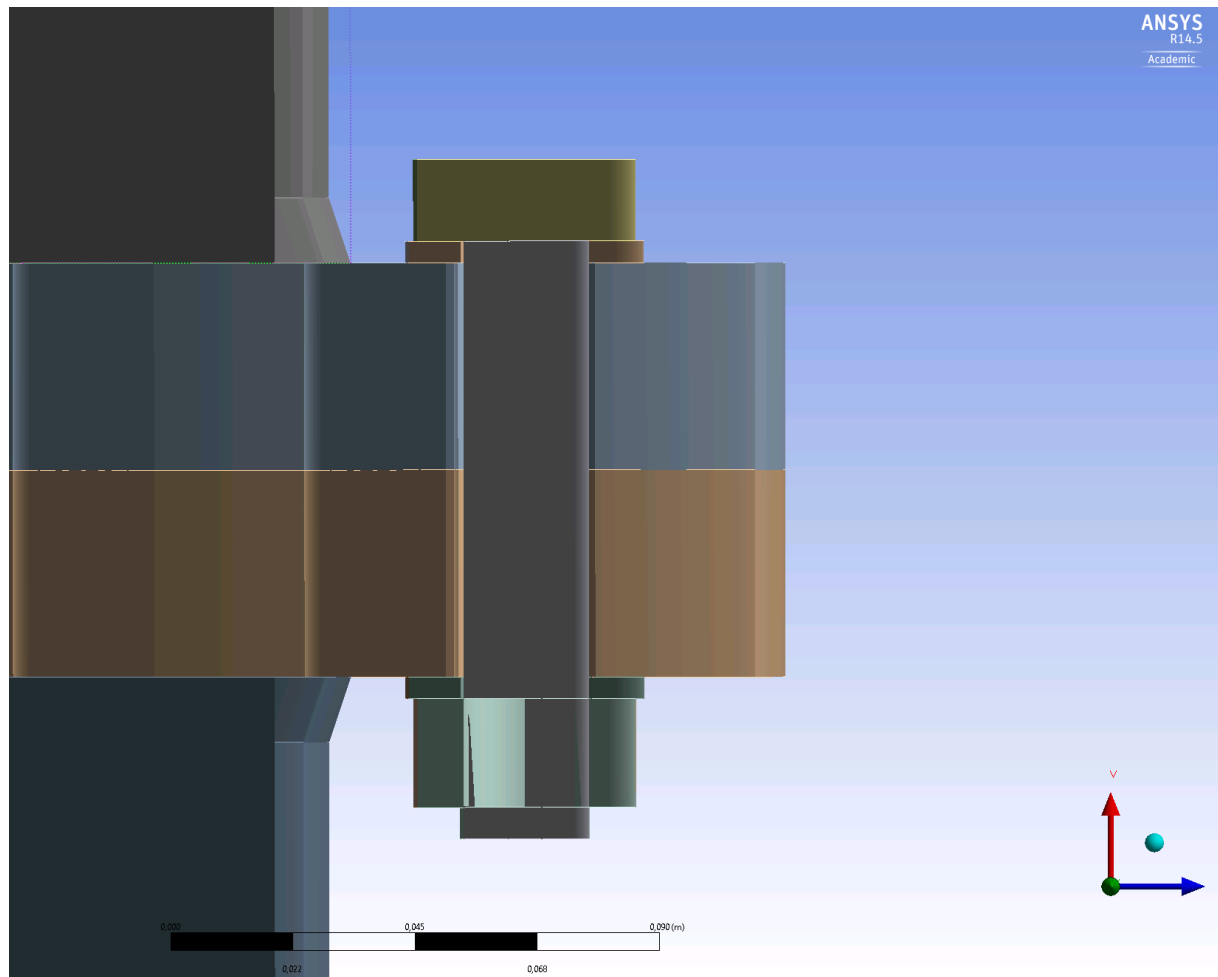


FIGURE 22 – MODELISATION DE LA BRIDE DE COLONNES, COUPE BOULON ET DETAIL SOUDURE

Rappelons que les matériaux utilisés sont pour la colonne et la bride la même qualité d'acier que pour le dimensionnement du projet, à savoir un acier S235 alors que les boulons haute résistance seront de classe de résistance 10.9. Les caractéristiques relatives à ces matériaux sont tirées de la norme EN 1993-3 §, tableau 3.1 et de la table SZS C5 page 94.

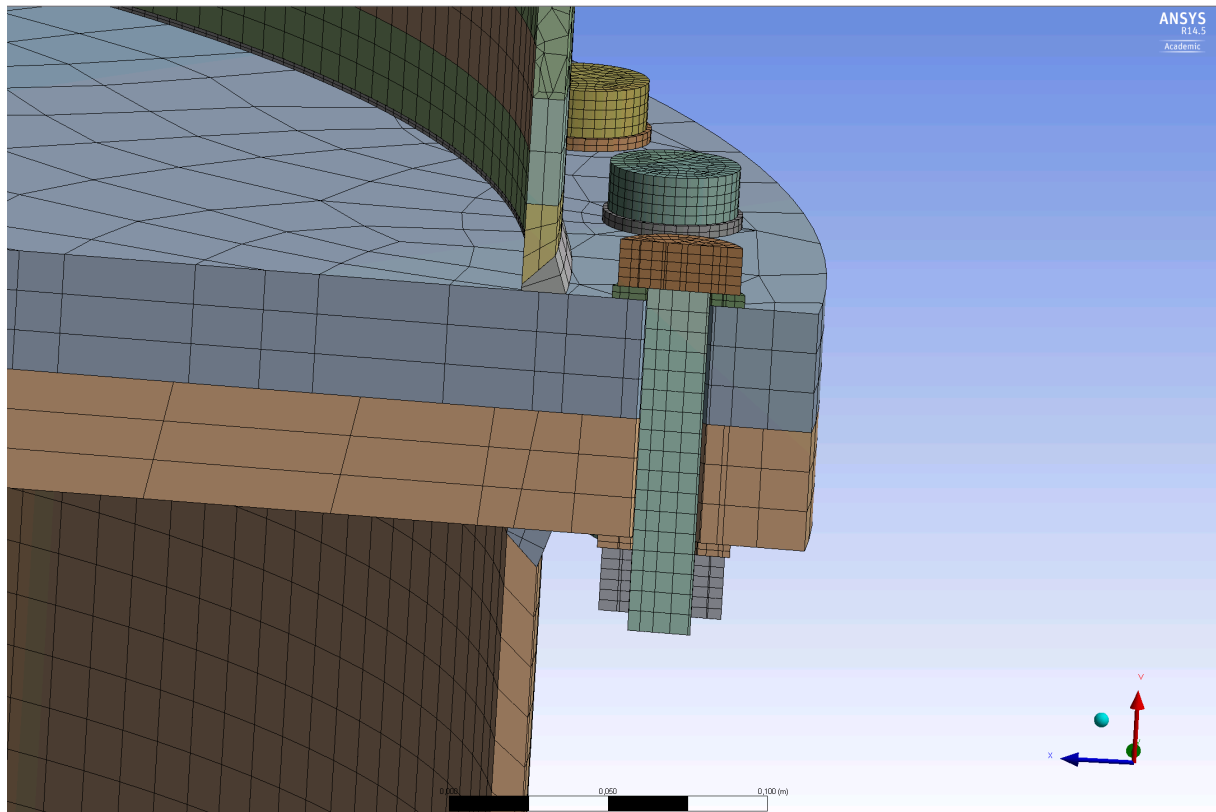


FIGURE 23 - MODELISATION DE LA BRIDE DE COLONNES, COUPE BOULON 2

En complément aux dimensions fournies au tableau 2, des plans précis de toutes les dimensions et paramètres de construction utilisés sont présentés dans les pages suivantes. De plus les explications quant aux choix de ces dimensions sont présentées dans les pages manuscrites suivantes.

4.3.1. MODELISATION FEM

L'étape suivante consiste à définir pour le modèle de calcul :

- Les différents éléments de comportement de l'assemblage (surfaces de contact boulons/plaques et brides, matériaux utilisés, etc.) ;
- Les charges qui agissent sur l'assemblage (correspondant au passage du convoi selon la localisation du détail, avec excentricités correctes) ;
- La génération d'un maillage de calcul aux éléments finis correspondant aux exigences de calcul des contraintes aux points chauds ;
- Le calcul de la structure.

Comme pour toute étude précise de ce type, le but de la modélisation reste essentiellement de recréer le comportement le plus réel possible du détail, tout en simplifiant au maximum la modélisation pour obtenir un temps de calcul plus court. La géométrie des assemblages étudiés restant assez simple, un effort particulier est à fournir au niveau du maillage de l'assemblage pour son calcul. Ceci sera développé au paragraphe 4.4.2.

Dans ANSYS, tous les éléments de l'assemblage seront modélisés, chacun représentant un solide indépendamment des autres. Ensuite les différentes surfaces de contacts seront définies afin de préciser si les deux éléments qui se touchent sont soit totalement liés, soit simplement en contact avec un coefficient de frottement acier-acier de 0.25.

Geometrie et modelisation

La plupart des colonnes du cerraisel sont sollicitée presque essentiellement en compression. De plus ces colonnes sont ici très hautes (≈ 70 m)

→ La présence des assemblages (brides boulonnées) est en général la conséquence des limitations de longueurs des profils acier tubulaire ROR qui sont d'environ 10 à 18 m.

⇒ Certains de ces assemblages peuvent alors se trouver à des endroits très sollicités à la fatigue, avec une interaction effort normal - moments (flexion et torsion)

Pour cette étude, c'est un détail soumis à une telle interaction qui sera étudié.

Geometrie de l'assemblage

Étant donné la volonté d'étudier un assemblage "type" de chez Bolliger & Meillard SA réalisé sur ces types de colonne, ce dernier ne sera pas dimensionné explicitement mais il sera utilisé une base de données de chez BEM.

En fonction du diamètre de la colonne (unité inch!) des assemblages types sont définis avec diamètre des plaques de bride et nombre de boulons à déposer.

Dans le cadre du projet, le diamètre de la colonne étudiée est un ROR 1016x10 [mm] soit un diamètre de 40^[4]

Cependant, en pratique, les profils utilisés sont en général des $\varnothing 36$ " ou $\varnothing 42$ ^[4], un ajustement est donc nécessaire.

Bride de colonne

— Diametre des boulons

Les boulons utilisés par B8M sont dans tous les cas des
boulons Haute résistance M24 x 110 [mm] (diamètre / longueur)

Ils sont pré-traité (cause fatigue)

— Epaisseur brides

L'épaisseur usuelle des plaques de bride sont de $1 \frac{1}{2}^{[14]}$

soit 38,1 [mm]

(d'où la longueur des boulons à 110 mm)
↳ longueur surge $l = 2 \cdot 38,1 + 2 \cdot 4 = 84$ [mm]
rouille

— Diametre bride

Quelque soit le diamètre de la colonne, le diamètre des brides
est fonction de la distance aux bords de la bride et de la
colonne des boulons.

Ainsi, pour des M24 (percege trou 26 [mm] de Φ), les boulons doivent
se situer à une distance de 44,5 [mm] environ

Le diamètre extérieur de la bride sera donc

$$\Phi_{\text{ext, bride}} = 1016 + 4 \cdot 44,5 = 1794 \text{ [mm]}$$

Et les boulons seront placés sur un cercle de diamètre

$$\Phi_{\text{int}} = 1016 + 2 \cdot 44,5 = 1105 \text{ [mm]}$$

— Nombre de boulons

Pour une colonne $\Phi 36^{[13]}$ (= 914,4 mm) → 24 boulons

Pour une colonne $\Phi 42^{[13]}$ (= 1066,8 mm) → 28 boulons

Dans notre cas, la colonne est $\Phi 40^{[13]}$, plus proche de $\Phi 42^{[13]}$

que de $\Phi 36^{[13]}$ ⇒ on choisira alors 28 boulons pour la
modélisation

This drawing is the property of BOLLIGER & MABILLARD and is loaned subject to the condition that it is not to be copied or reproduced either in whole or in part or used in any way detrimental to our interest.

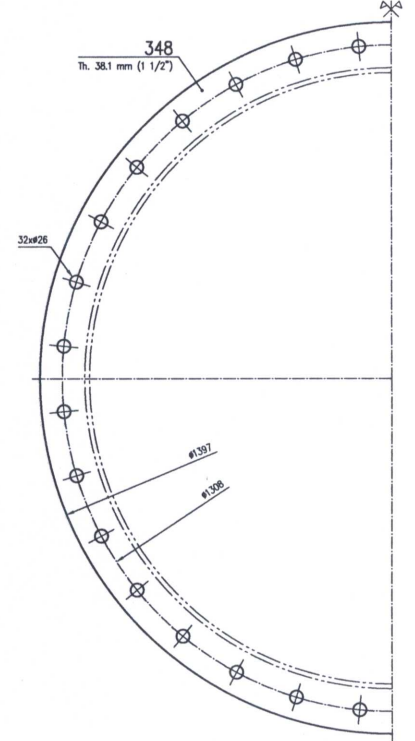
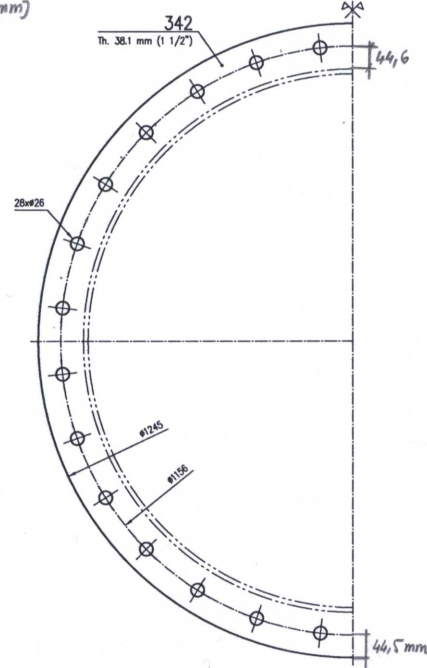
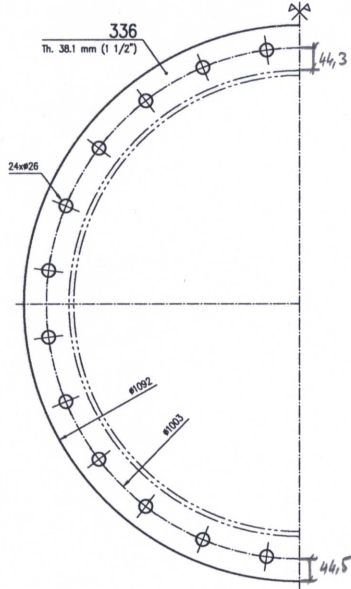
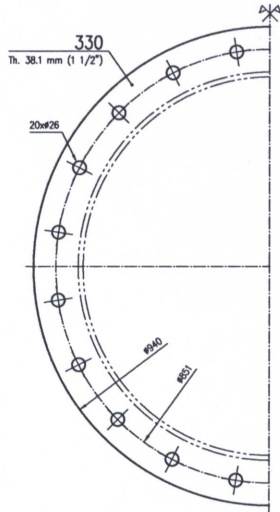
FOR COLUMN Ø48"

.40" = 1016 [mm]
 · Ø 1105 [mm]
 · Ø 1184 [mm]
 28 Ø 26

FOR COLUMN Ø42" = 1066,8 [mm]

FOR COLUMN Ø30"

FOR COLUMN Ø36" = 914,4 [mm]

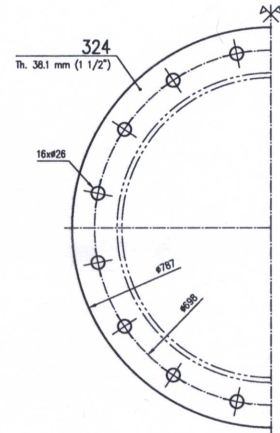
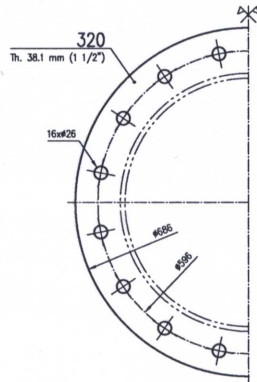
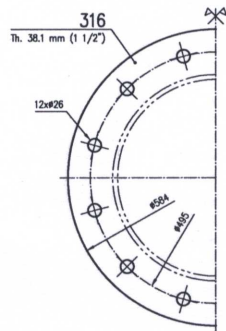
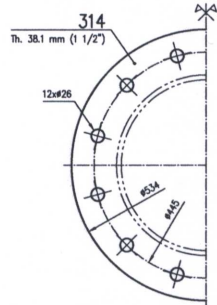


FOR COLUMN Ø14"

FOR COLUMN Ø16"

FOR COLUMN Ø20"

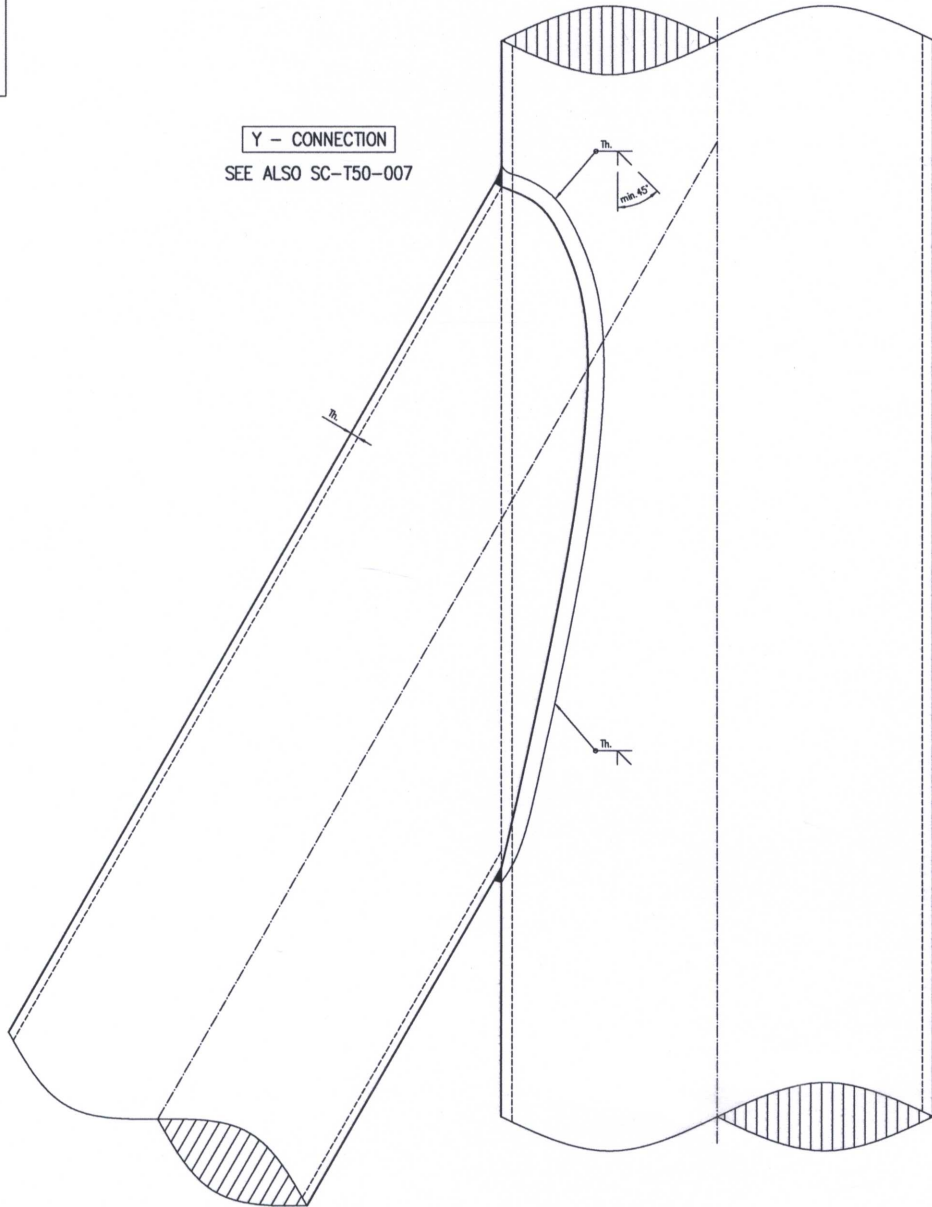
FOR COLUMN Ø24"



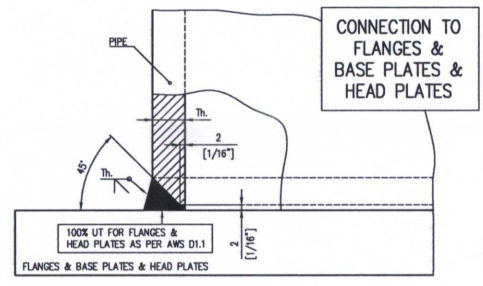
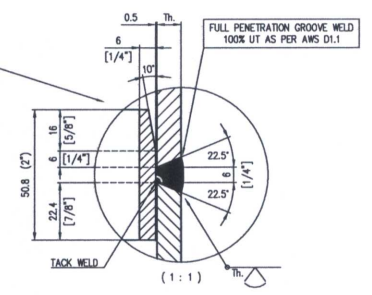
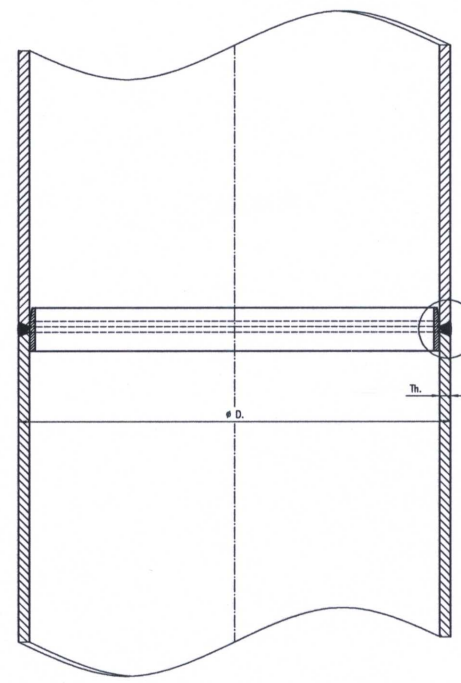
REVISIONS:	A			D			
	B			E			
	C			F			
ROLLER COASTER		SCALE/REV.	1:5	DRAWN AND CHECKED		25/02/2011	P. Burrows
TRACK COLUMNS				DESIGNED			
FLANGES				ENGINEER			
				CHECK			
BOLLIGER & MABILLARD						MC-K50-073	
1870 MONTHÉY - SWITZERLAND							

This drawing is the property of BOLLIGER & MABILLARD and shall not be reproduced, stored in a retrieval system, or transmitted in any form or by any means, electronic, mechanical, photocopying, recording, or by any information storage and retrieval system, without the prior written permission of BOLLIGER & MABILLARD.

Y - CONNECTION
 SEE ALSO SC-T50-007

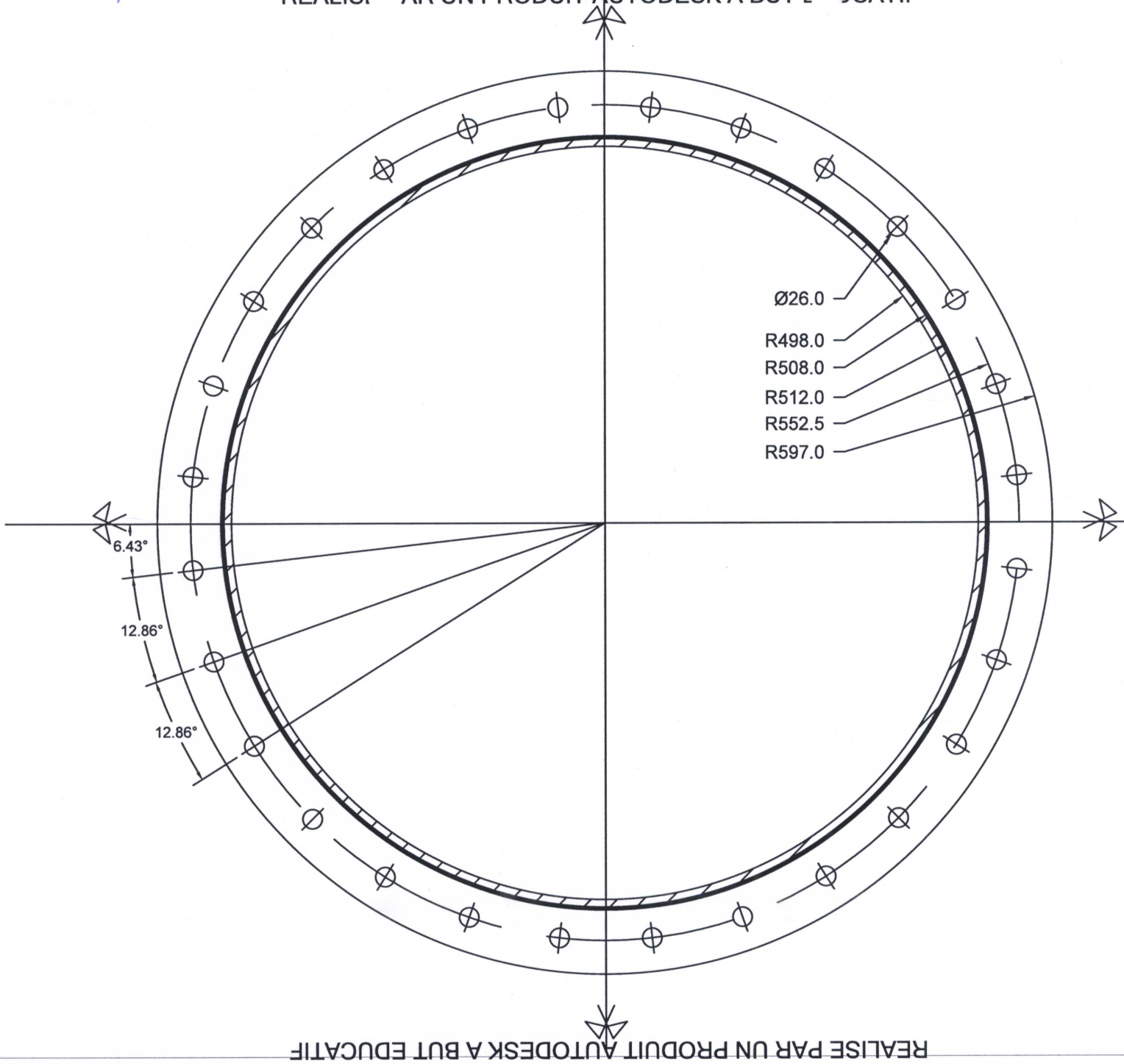


CONNECTION SPLICES - FULL PENETRATION GROOVE WELD



REVISED:	A				D			
	B				E			
	C				F			
ROLLER COASTER	SCALE/DRAW.				DRAWN AND CHECKED		06/03/12	DIGSALE
TRACK - COLUMNS	1:3				DRAWING CHECK			
WELDING (DETAILS FOR COLUMNS)					ENGINEER CHECK		06/03/12	JENT
BOLLIGER & MABILLARD 1870 MONTHÉY - SWITZERLAND					SC-T50-006			

REALISE PAR UN PRODUIT AUTODESK A BUT EDUCATIF



REALISE PAR UN PRODUIT AUTODESK A BUT EDUCATIF

REALISE PAR UN PRODUIT AUTODESK A BUT EDUCATIF

REALISE PAR UN PRODUIT AUTODESK A BUT EDUCATIF

4.4. DETERMINATION DES CONTRAINTES AUX POINTS CHAUDS

4.4.1. MODELISATION DES CHARGES

Etant donné que l'on cherche à déterminer l'historique de contraintes du détail de construction, les charges à appliquer sur la structure doivent correspondre aux différentes « étapes » du passage d'un convoi sur la structure (soit ses différentes positions sur la piste) ; donnant les variations de contraintes maximales dans l'assemblage.

Pour se faire, à partir de la structure modélisée dans SCIA pour son dimensionnement, les efforts (effort normal et moments fléchissant) correspondants aux différentes positions du train (véhicule 1 à 9) au dessus de la colonne en question seront déterminés. Ainsi l'historique des contraintes pourra être évalué dans ANSYS à partir de la contrainte au point chaud pour chaque combinaison d'efforts dans le temps.

Un schéma de principe expliquant la détermination des efforts dans l'assemblage a été réalisé et est présenté dans les feuilles manuscrites qui suivent. De plus, les charges qui seront appliquées sur la structure avec leurs facteurs partiels de sécurité sont présentées.

En addition au calcul des efforts dans la colonne pour ces positions proches de cette dernière, les positions du convoi utilisées pour le dimensionnement de la structure, à savoir sur appuis et à mi-travée, seront également utilisées (au niveau du carrousel). Ainsi l'historique des contraintes pourra être plus précis et la quasi-totalité des sollicitations de la colonne pour tout le parcours sera représentée. Une vue du dessus du carrousel est présentée en page suivante avec une indication des positions du centre du train qui constituent les cas de charges considéré. Chaque numéro inscrit au droit du point correspondra pour l'étude de l'assemblage au numéro de cas de charge (cas de charges « Hot Spot n°-- » 1 à 39).

Il est à noter plusieurs remarques et hypothèses simplificatrices :

- La longueur d'un élément de caisson (points de discrétisation, SCIA) étant en moyenne de 1 [m], celle-ci ne correspond pas à l'espacement entre les roue de chaque véhicule du convoi (1.625 [m] en réalité). Ainsi, et contrairement au schéma explicatif de la disposition des charges, chaque position des véhicules ne sera pas centrée exactement au dessus de la colonne ou d'un point de discrétisation.
- Le choix des positions du véhicule central (centré lui en chaque point de la discrétisation) considérées pour l'introduction des charges sera donc effectué en conséquence pour se rapprocher au mieux de la colonne.
- Contrairement à la réalité, les points d'intersections colonnes/caisson ne se trouvent pas en extrémité de caisson (correspondant à un pli dans les plaques constituant le caisson) mais en son « milieu » avec un certain assemblage (fonction des inclinaisons de la colonne et de la piste, figure 24). Ceci a été gardé comme tel tout au long des étapes de conception, pré-dimensionnement et dimensionnement et ne seront pas modifiés dans le détail ici.

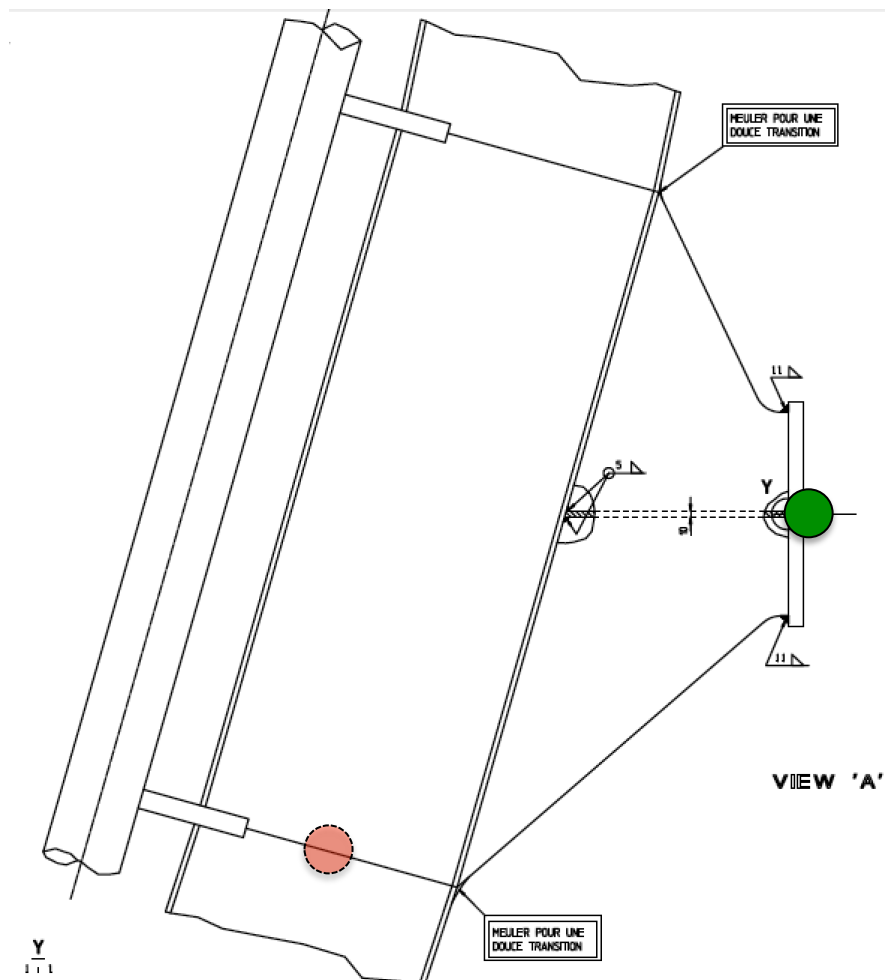


FIGURE 24 - REALITE DE CONNEXION ENTRE COLONNE ET CAISSON (POINT ROUGE : MODELISATION, POINT VERT : REALITE)

Cette simplification a pour conséquence de négliger une petite excentricité de charge supplémentaire, difficile à modéliser simplement sans modéliser complètement l'assemblage dans SCIA, étape longue et fastidieuse pour ce logiciel.

Un schéma explicatif est présenté dans les pages manuscrites suivantes.

- Pour une représentation complète et précise de l'histogramme des contraintes, il faudrait idéalement modéliser toutes les positions du convoi sur la structure, non seulement proche du détail mais également loin de ce dernier.

Dans cette partie on ne modélisera pas, du fait du caractère manuel et long de l'étape, toutes les positions du train mais seulement celles proches de l'assemblage et celle qui ont déjà été introduites auparavant (à savoir sur appuis et à mi-travée). Jusqu'à certaines positions du train, les sollicitations associées n'impliquent que de faibles efforts (et donc de faibles contraintes) dans l'assemblage au niveau de la colonne considérée. Ceci impliquerait des différences de contraintes très faibles sans réelles importances pour la fatigue. Ces positions ne seront donc pas considérées.

Les efforts dans l'assemblage pourront ensuite être déterminés pour chaque nouveau cas de charge présentés et être insérés dans le modèle de calcul aux éléments finis ANSYS.

Cas de charge et combinaisons de charge (fatigue)

Afin d'obtenir un histogramme complet et précis des contraintes au point chaud de l'assemblage, les efforts dans l'assemblage sont à déterminer en fonction de la position du train sur le parcours.

EN 13814 §5.3.6.4

Chaque position du train correspond à un cas de charge

1 position du train \equiv connue par la position du wagon central

Numero du point dans SCIA

1 cas de charge \equiv 2 forces \times 9 wagons

1 combinaison de charge \equiv 1 cas charge avec facteurs associés

Pour la fatigue, le facteur de combinaisons de charge vaut 1,0 (par) et on majoré les forces des wagons (dues aux accélérations) par le facteur d'impact soit de 44%

$$E_d = 1,44 \cdot Q_{\text{wagons}}$$

Le schéma suivant "Detail Cas de Charge Hot-Spot" présente les positions du train considérées pour établir les efforts dans l'assemblage

En rouge les positions proches de la colonne où se trouve l'assemblage

↳ "rafinée" pour obtenir précisément les variations de contraintes

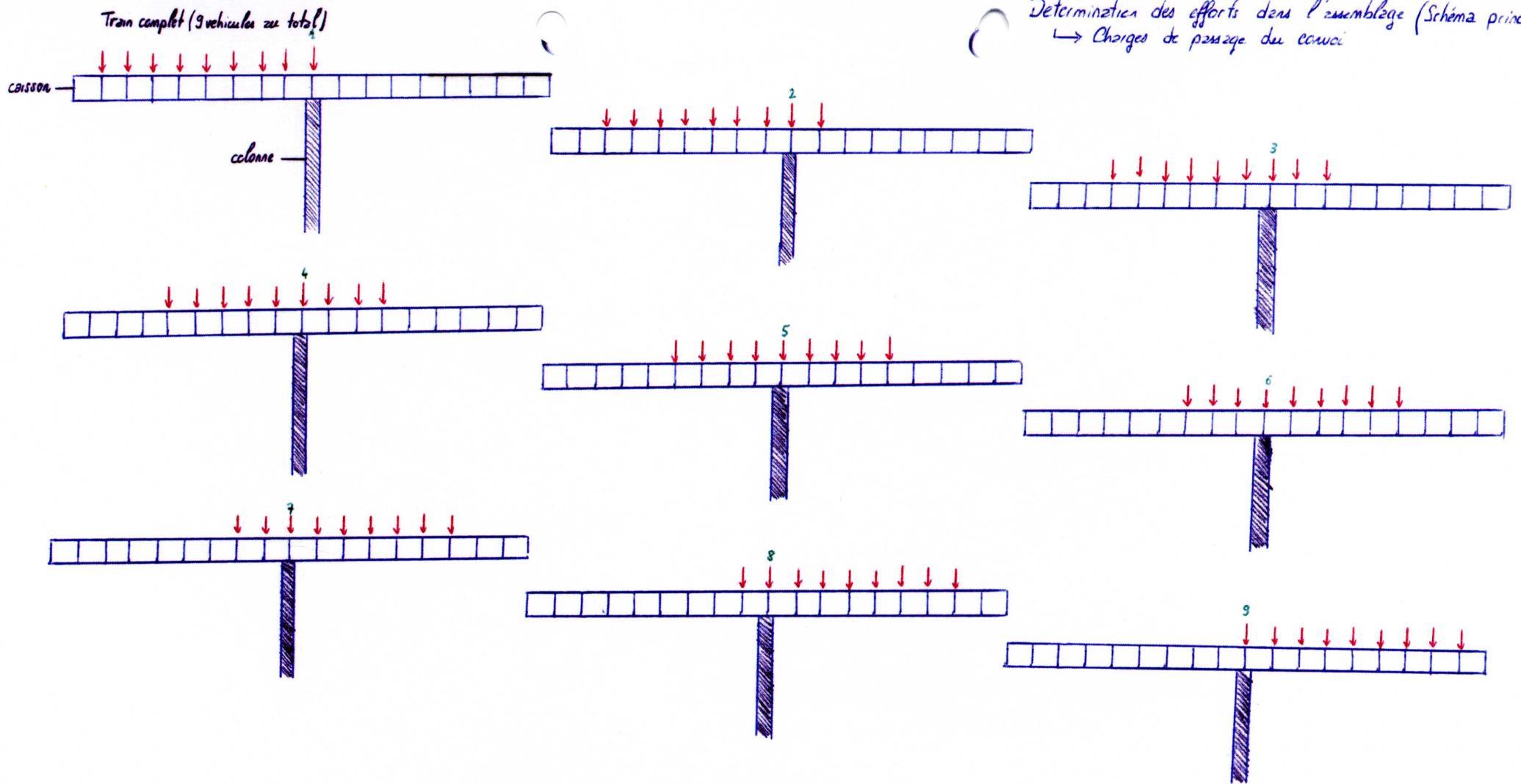
En vert les positions du train plus loin de la colonne, avec intervalle plus grande (diminuer le temps de calcul et modélisation)

↳ prise en compte également de cycles de contraintes en traction

Pages suivantes:

- Schéma descriptif positions successives du censuel proche de la colonne étudiée
- Tableau résultats effort dans assemblage et les combinaisons de charge

Determination des efforts dans l'assemblage (Schéma principe)
↳ Charges de passage du caisson



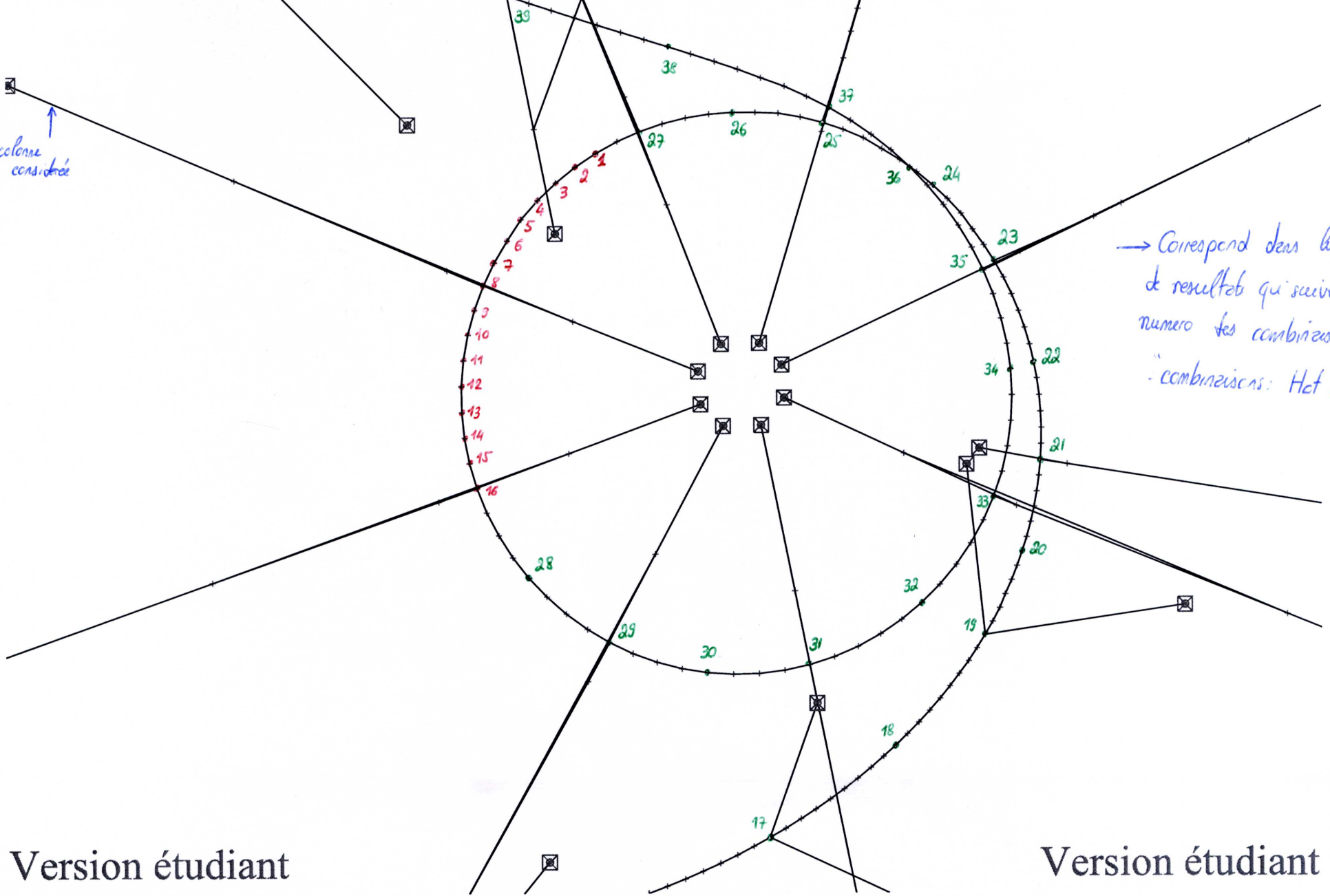
~~Version étudiant~~

Détail Cas de Charges Hot-Spot

Version étudiant

↑
colonne
considérée

→ Correspond dans les tableaux
de résultats qui suivent aux
numéros des combinaisons de charges
"combinaisons Hot Spot.."



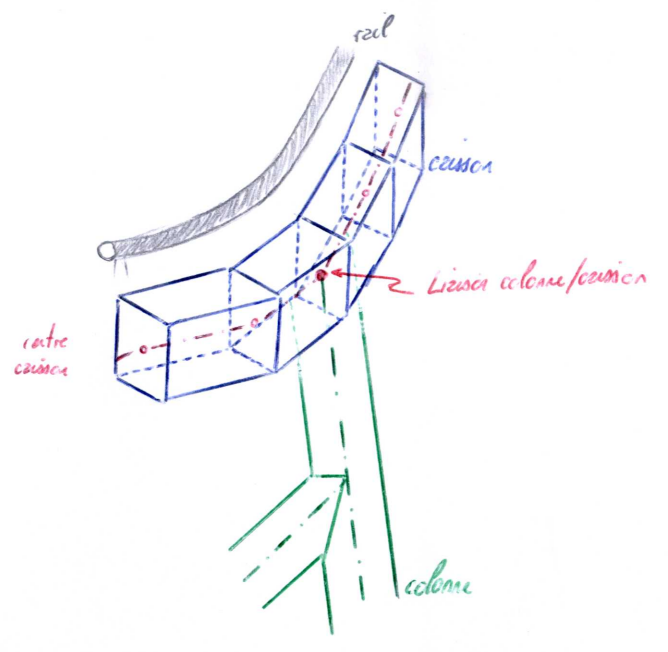
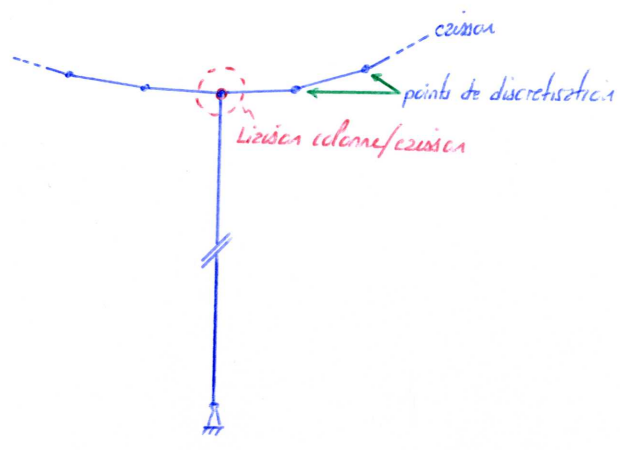
Version étudiant

(Position du centre du convoi)

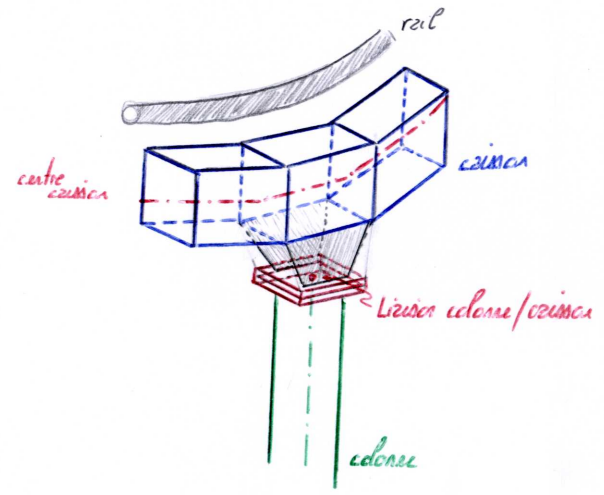
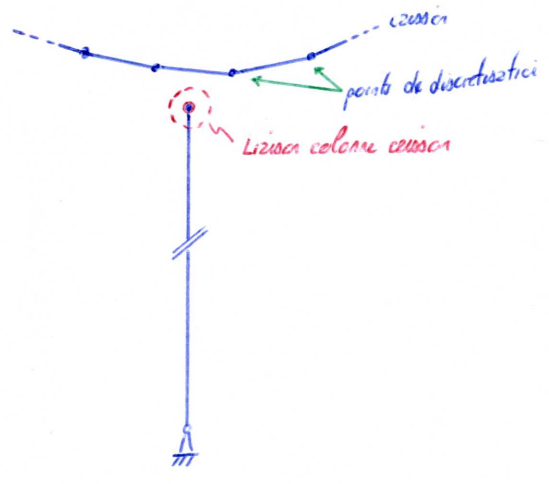
Version étudiant

Difference modelisation - realite'

- modelisation:



○ - realite'



⇒ Petite excentricité supplémentaire

4.4.2. GENERATION DU MAILLAGE DE CALCUL

Dans le but de limiter le temps de calcul de l'ordinateur, une réflexion sur le maillage le plus adéquate est à effectuer.

Dans un premier temps, par un premier calcul de l'assemblage avec un maillage « classique » et grossier généré automatiquement par le logiciel, l'emplacement du point chaud est à déterminer. A partir de cela, le maillage peut être raffiné et plus précis à cet endroit et le reste de l'assemblage reste comme pour le premier calcul. Il faut alors créer une partition de l'assemblage modélisé (par découpages successifs) à ce niveau là en faisant attention de bien rétablir la liaison parfaite entre les nouvelles parties pour y insérer un maillage plus précis selon les indications de calcul des contraintes au point chaud.

Par défaut, le logiciel ANSYS génère un maillage avec des éléments trapézoïdaux 3D or pour une détermination de la contrainte précise au point chaud, des éléments parallélépipèdes rectangles sont nécessaires. Le logiciel ANSYS présente l'avantage non seulement de pouvoir choisir le type d'éléments finis à générer, mais également leur taille et le nombre de divisions dans leur épaisseur des éléments de l'assemblage. En effet il faut éviter au maximum des éléments finis trop grossiers ou trop élancés et un optimum peut être trouvé. Il s'agira ici de présenter un maillage adéquat, le plus précis possible et suffisamment raffiné.

D'après la disposition de l'assemblage, à savoir un tube en acier soudé à une plaque circulaire de diamètre plus important, le point chaud considéré est situé au niveau de la colonne, au pied de la soudure. En considérant les efforts appliqués sur l'assemblage, à savoir :

- un effort de compression ;
- un effort de torsion (faible) ;
- deux moments de flexion (faibles eux aussi).

Il est assez simple de comprendre que le point chaud se trouvera à l'endroit où la contrainte de compression est la plus grande. C'est l'interaction entre les moments M_y et M_z et leurs différences d'intensités qui définira exactement la position du point chaud.

A partir d'un premier maillage de calcul grossier, et avec l'interaction d'effort la plus défavorable, la position du point chaud est facilement trouvée. Par la suite, et dans le but de déterminer précisément la contrainte au point chaud, un découpage de la structure avec des raffinements de maillages progressifs dans ces zones sera effectué. Ces étapes sont décrites précisément dans les feuilles de calcul manuscrites qui suivent et les grandes lignes sont résumées ici.

Dans le découpage de l'assemblage, qui ne concerne en réalité que la colonne supérieure (là où ce trouve le point chaud qui nous intéresse), trois parties distinctes seront considérées :

- Au plus proche du point chaud, la zone sera maillée avec des éléments de taille et de forme choisies pour obtenir les points de calcul (nécessaires à l'extrapolation) ;
- Une deuxième zone un peu plus grande avec un maillage comprenant des éléments de même forme mais de tailles plus importantes ;
- Enfin le reste de la colonne sera maillée automatiquement par le logiciel, les taille ainsi que les formes des éléments finis seront laissées sans restrictions (obtenues automatiquement par le logiciel).

Il est à noter que le maillage de la soudure au droit du point chaud sera lui aussi raffiné pour éviter une différence de géométrie trop importante et augmenter la précision du résultat.

Modélisation (Discontinues/Reflexives)

Dans un premier temps, l'assemblage a été modélisé de façon précise, notamment au niveau des boudins avec leur tête et eccrus de formes exagérées, ainsi que les rondelles.

Ces géométries différentes du reste de la structure (principalement circulaires) créés des problèmes quant à la génération d'un maillage adéquat. Les boudins ont d'abord été créés comme une seule pièce et les transitions (en terme de maillage) entre les rondelles et les eccrus/boudins ne sont pas évidentes.

↳ 1^{ère} modification: simplification de la géométrie des boudins: tout circulaire

→ ce qui importe surtout est la zone de contact avec la bride et la surface résistante.

Remarques

* Les premiers résultats de calculs lancés ne sont pas satisfaisants!

• Temps de calcul très long alors que le maillage n'a pas encore été raffiné dans la zone du Hot spot

• Incompréhension vis-à-vis de la considération de la concentration dans les boudins

• Problèmes majeur par rapport aux connexions entre les éléments: le logiciel génère automatiquement les connexions mais avec une tolérance trop grande et définit chacune d'elles par défaut comme liaison rigide ("parfaitement liée")

Des surfaces proche comme par exemple tige boudin - tige bride (2mm) sont elles mise en contact

→ besoin de modifications manuelles pour chaque contact!

Lorsque le calcul arrive à son terme (après un laps de temps trop important) les résultats présentent des incohérences.

Comme expliqué précédemment, les colonnes sont essentiellement soumises à de la compression.

Dans le modèle, y sont appliqués conformément aux résultats de calcul SCIA

- Effort normal de compression
- Efforts de flexion M_y et M_z
- Effort de torsion M_x (très faible)
- Précontrainte dans chaque boulon

Il est clair ici qu'en vue des efforts appliqués, il n'est pas vraisemblable que les deux parties de l'assemblage ne se séparent, or les résultats de calculs EF présentent une séparation des deux parties avec allongement important des tiges de boulons.

Éléments sur lesquels travailler pour la modélisation

- Considération et définition pour le logiciel des contacts entre éléments (beaucoup d'options similaires possibles...)
- Définition de la précontrainte
 - ↳ soupçonner d'être à l'origine du décollement!

⇒ Autre essai Dans un autre calcul, les boulons ont été définis comme ensemble de plusieurs pièces : rondelles - boulon - tige - écrous avec les définitions des contacts entre chacune et équates

Résultat calcul: écartement important des tiges et enfoncement écrous-boulons dans le plectre ⇒ précontrainte... et surfaces contact... En réalité écartement très faible → échelle importante (sortie graphique)

Modélisation

La structure (assemblage) a été modélisée et testée jusqu'à obtenir des résultats corrects et cohérents.

Pour s'assurer du bon comportement de la structure et surtout de la prise en compte de la précontrainte, un calcul avec effort de traction a été effectué : le décallement des brides semble correcte (à son centre et bien maintenu au niveau des boulons)

⇒ Illustrations et résultats en pages suivantes !

Une fois confiant dans la modélisation, on peut commencer les calculs à la fatigue par la méthode du point chaud.

Détermination du point chaud

Le point chaud, de type "a", sera situé quelque part au dessus de la soudure bride-sup / colonne-sup dans la colonne circulaire. Sa position précise dépendra des efforts appliqués et se trouvera au point de contraintes principale maximale.

Avec l'interaction d'effort $N \cdot M_x \cdot M_y \cdot M_z$, la position du point chaud pourrait être modifiée selon la position du train et donc de la valeur de chaque effort.

→ Le point chaud sera localisé et fixé en fonction de l'interaction d'efforts la plus défavorable (= train central sur colonne)

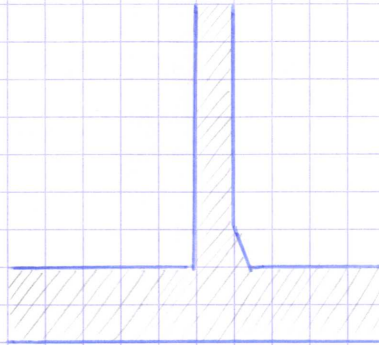
Quoi qu'il en soit M_x est très faible ($m_{ex} \approx 7 [kNm]$) et M_z beaucoup plus faible que M_y dans les positions les plus sollicitées

→ On pourrait même négliger ces efforts... mais considérés ici (plus de précision)

Description des étapes de modélisations et modifications apportées

1^{ère} modélisation

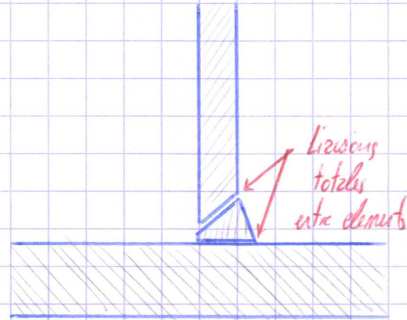
- Bride, colonne et soudeure comme un seul solide



Correctifs

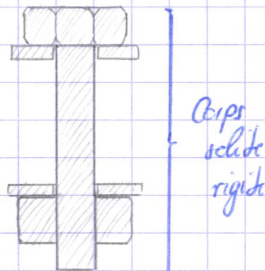
Séparation de chaque élément

→ meilleure mise en évidence des variations / concentrations de contraintes

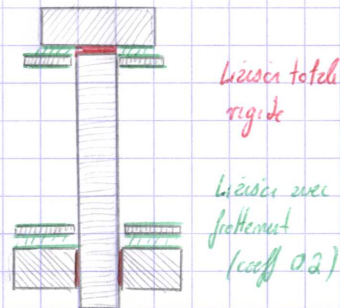


- Boulon, rondelle et écrou comme un seul solide avec têtes hexag.

→ Problème de génération de maillage et d'introduction précontrainte



Séparation de chaque élément composant Définition des zones de contact comme dans la réalité + modification forme géométrique écrou et boulon = circulaires



→ simplification du modèle (diminution nombre de connexions): Boulon considéré comme 1 solide.

Application des efforts et conditions d'appuis

- Les efforts N, M_x, M_y, M_z sont appliqués sur la surface supérieure de la colonne supérieure
- Les efforts de précontrainte sont appliqués individuellement à chaque boulon
- La surface inférieure de la colonne inférieure est considérée comme support fixe
- + Les zones de contact sont insérées une par une entre chaque surface: soit lié totalement - soit en contact avec frottement (coeff 0,2)

Maillage de calcul1^{er} maillage

Dans un premier temps, le maillage est généré de manière automatique par le logiciel, pour tous les éléments de l'assemblage de façon plus ou moins grossière.

→ Illustrations pages suivantes

Détermination position du point chaud

A partir de ce premier maillage, et en implémentant la combinaison d'efforts (N, M_x, M_y, M_z) la plus défavorable, l'assemblage est calculé.

→ Au dessus de la soudure, dans la colonne supérieure, l'endroit où la contrainte est maximale correspond à la position du point chaud (\Rightarrow engendre la différence $\Delta\sigma$ la plus grande)

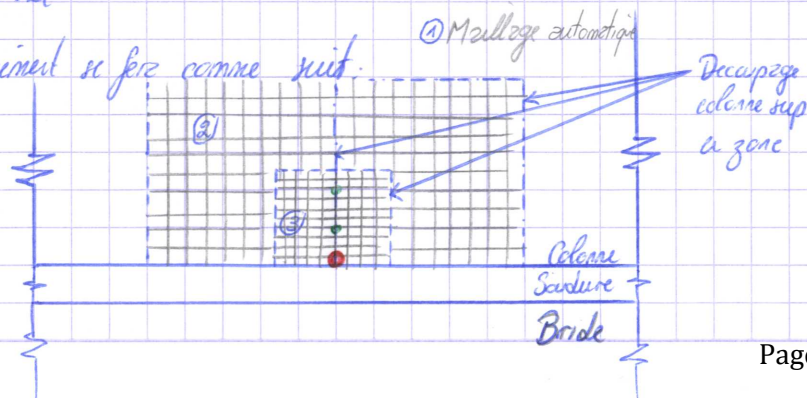
2nd maillage

Une fois le point chaud identifié, celui-ci est alors fixé (bien que, comme expliqué précédemment, l'intensité des moments peut légèrement le modifier).

Pour déterminer précisément la contrainte au point chaud, un maillage raffiné est à prévoir.

Sachant qu'il faut déterminer les contraintes à des distances de $0,4 \cdot t$ et $1,0 \cdot t$, la taille des éléments du maillage sera choisie en conséquence.


Le raffinement se fera comme suit.



→ Maillage de moins en moins grossier pour permettre l'analyse plus précise et éviter ainsi les concentrations de contrainte parasites au bord des découpes de la colonne.

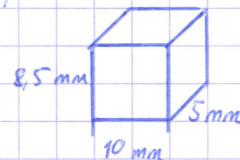
Maillage final

① — Zone colonne "maillage automatique"

Le maillage dans cette zone n'est soumis à aucune "contrainte" quant à la taille et la forme des éléments fins. Par défaut, le logiciel ANSYS génère des éléments trapézoïdaux  plus ou moins grossiers

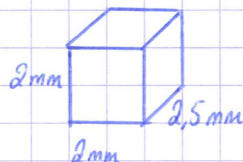
② — Zone maillage intermédiaire

Ici le maillage est imposé avec des éléments fins de forme parallélogramme avec une taille de :



③ — Zone point chaud : maillage précis

Comme pour la zone ② : forme et taille maillage imposé :



⇒ Cubique au maximum pour obtenir des résultats précis dans cette zone de concentration de contraintes

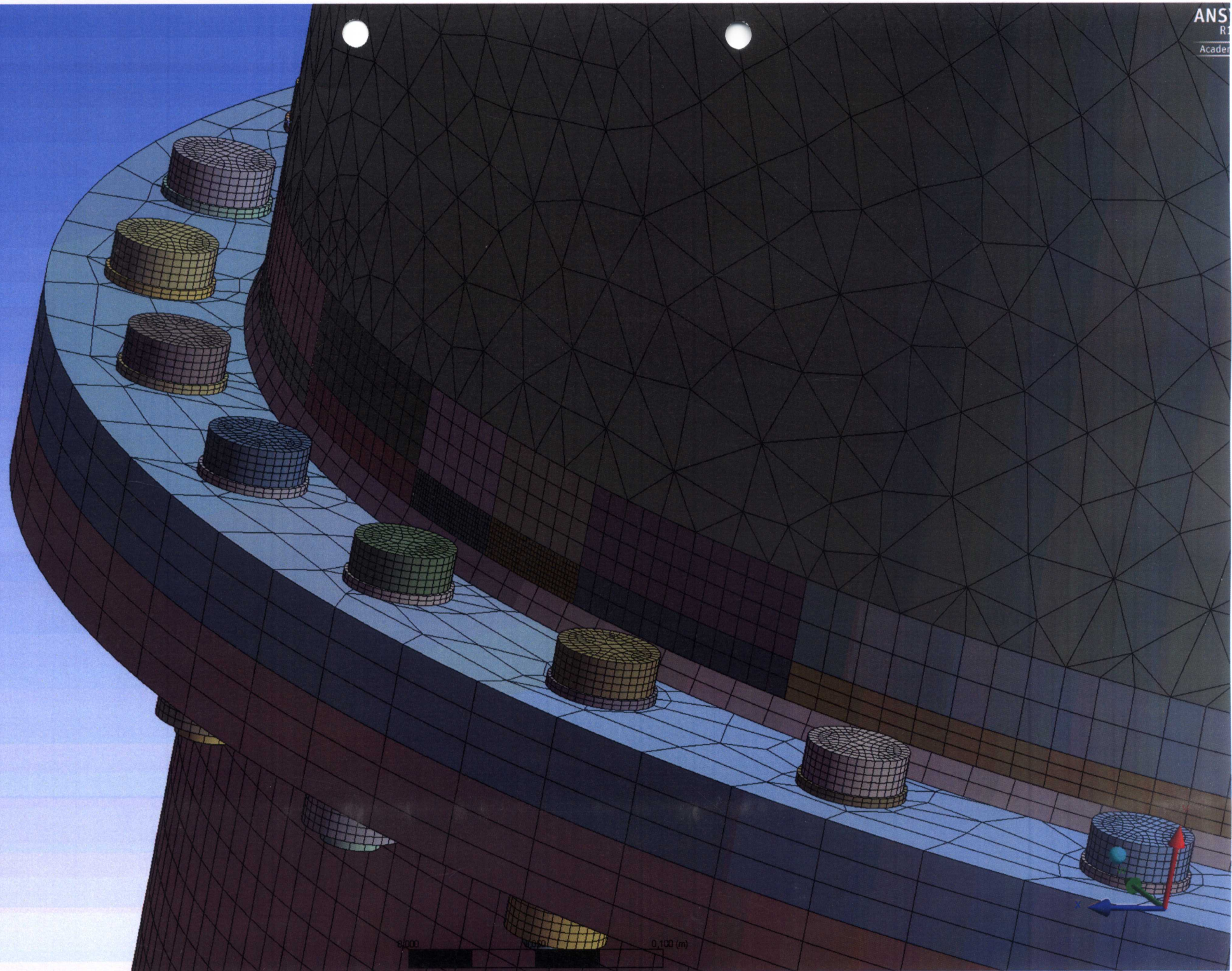
L'épaisseur de la colonne étant $t = 10$ (mm) et les points

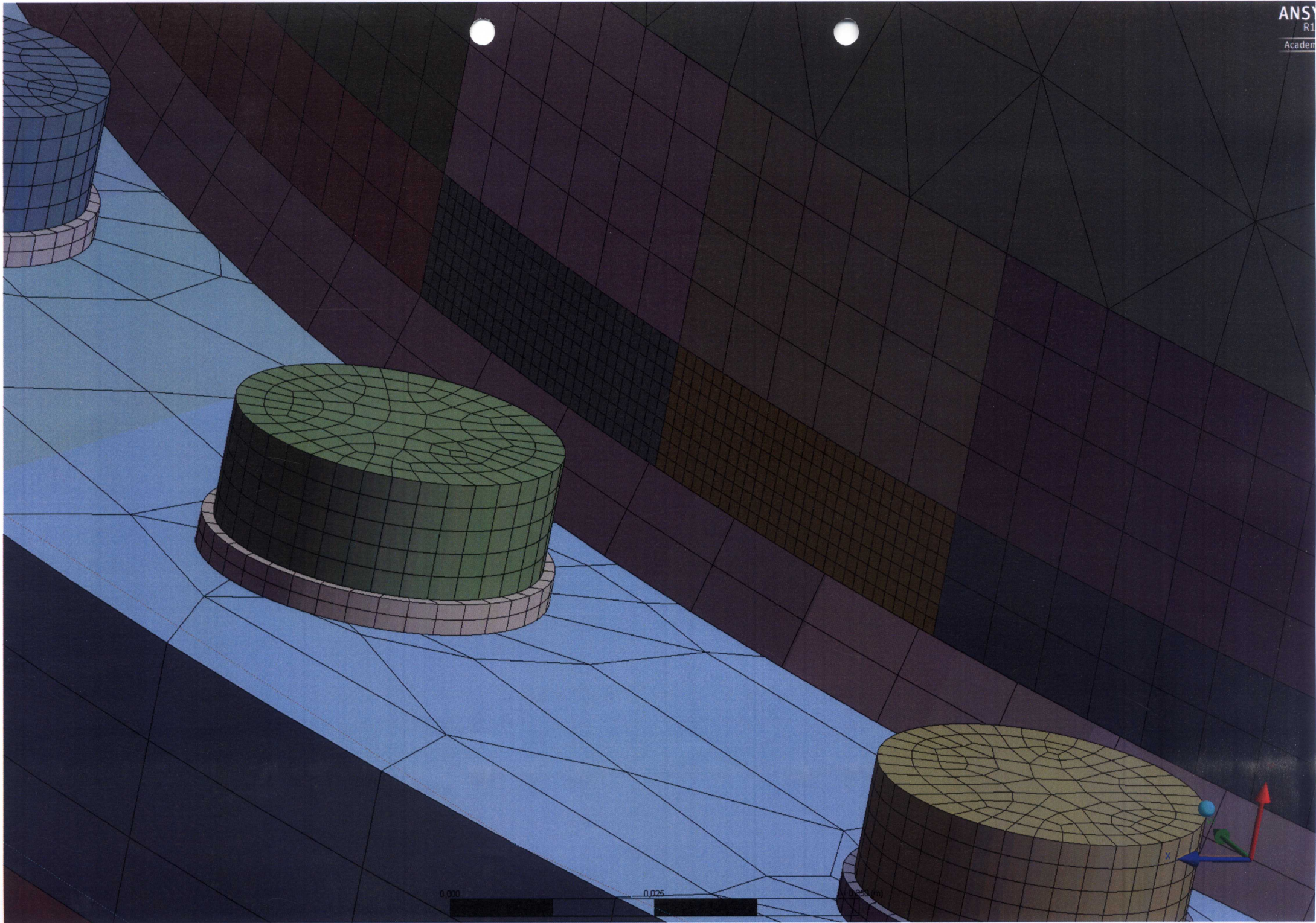
de calcul pour l'extrapolation étant à des distances de $0,4t = 4$ mm
 $1,0t = 10$ mm

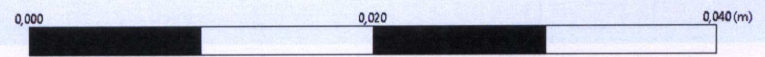
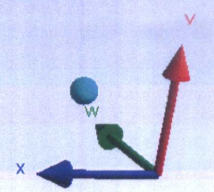
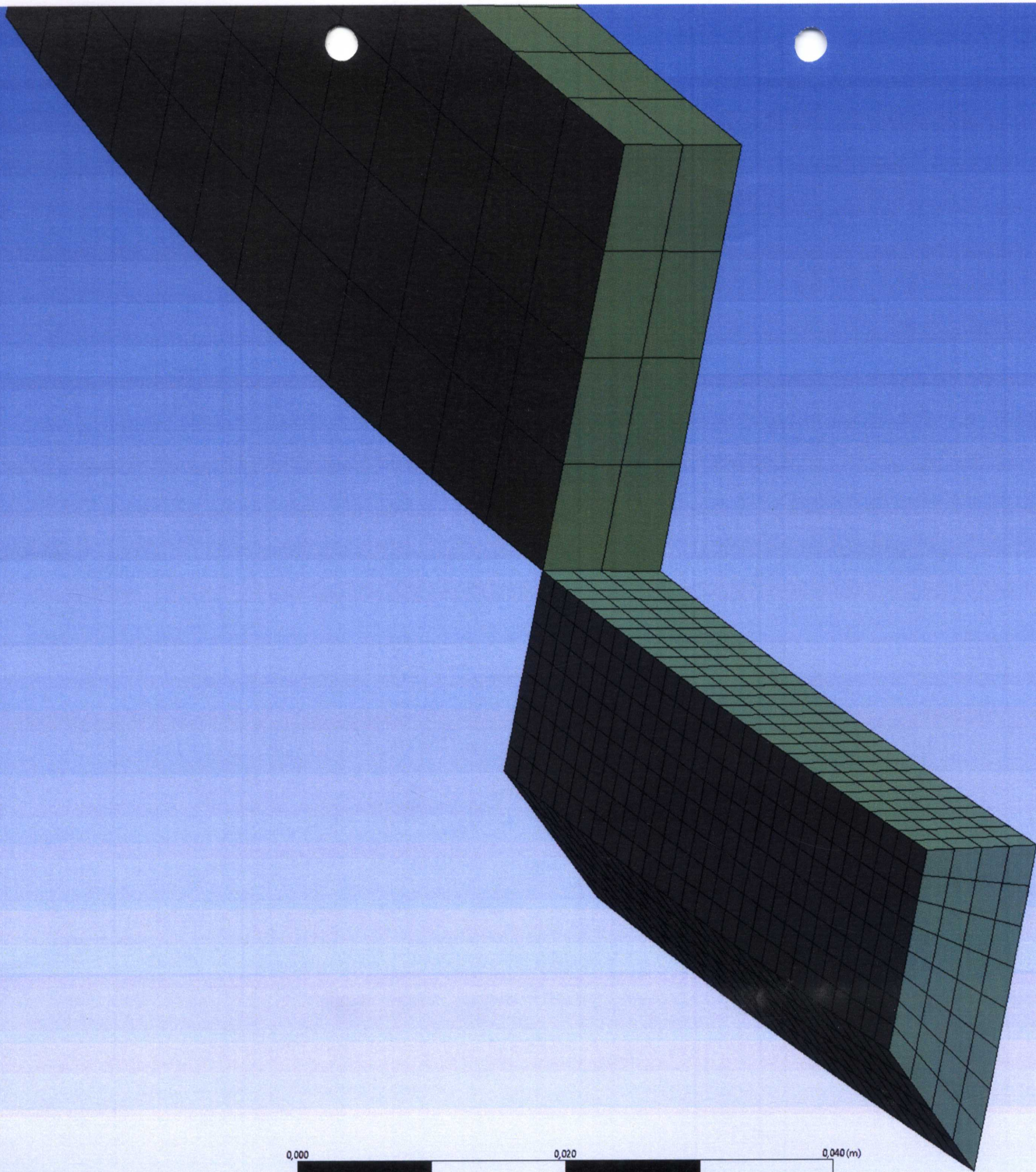
Un maillage avec des éléments, sur la face extérieure de la colonne, de 2 (mm) de côtés ont été choisis.

Les points de calcul sont alors facilement identifiables

↳ Illustrations suivantes







Analyse des premiers resultats

La colonne étudiée jusqu'ici pour son assemblage à la fatigue Hot Spot n'est pas satisfaisante !

En effet, étant une colonne haute, sa dimension est déterminée par la sécurité au flambage. Ainsi, par les efforts qui la sollicitent lors du passage d'un convoi sur la piste, les contraintes engendrées au niveau de l'assemblage sont très faibles ($< 10 \text{ MPa}$).

La résistance à la fatigue pour cette catégorie de détail ne sera donc pas déterminante et continuer l'analyse de cet assemblage n'aura pas de réel intérêt.

A partir de la modélisation SCIA finale du cerrousel, une autre colonne plus sollicitée doit être trouvée. Dans l'idéal, cette colonne devrait être essentiellement sollicitée en traction, avec une hauteur et une section moins importantes.

C'est le cas pour une colonne qui se situe dans la montée du Cerrousel (élément B1545 dans SCIA). Elle fait partie d'un support de piste de type "A", incliné. De ce support, c'est la colonne qui se trouve à l'intérieur du virage qui sera étudiée.

En effet, avec le dévers de la piste à ce niveau δ , et l'accélération assez importante ($\approx 21 \text{ m/s}^2$), le passage du train aura tendance à déplacer la structure sur l'extérieur du virage et mettre la colonne choisie en traction avec des moments M_y, M_z élevés.

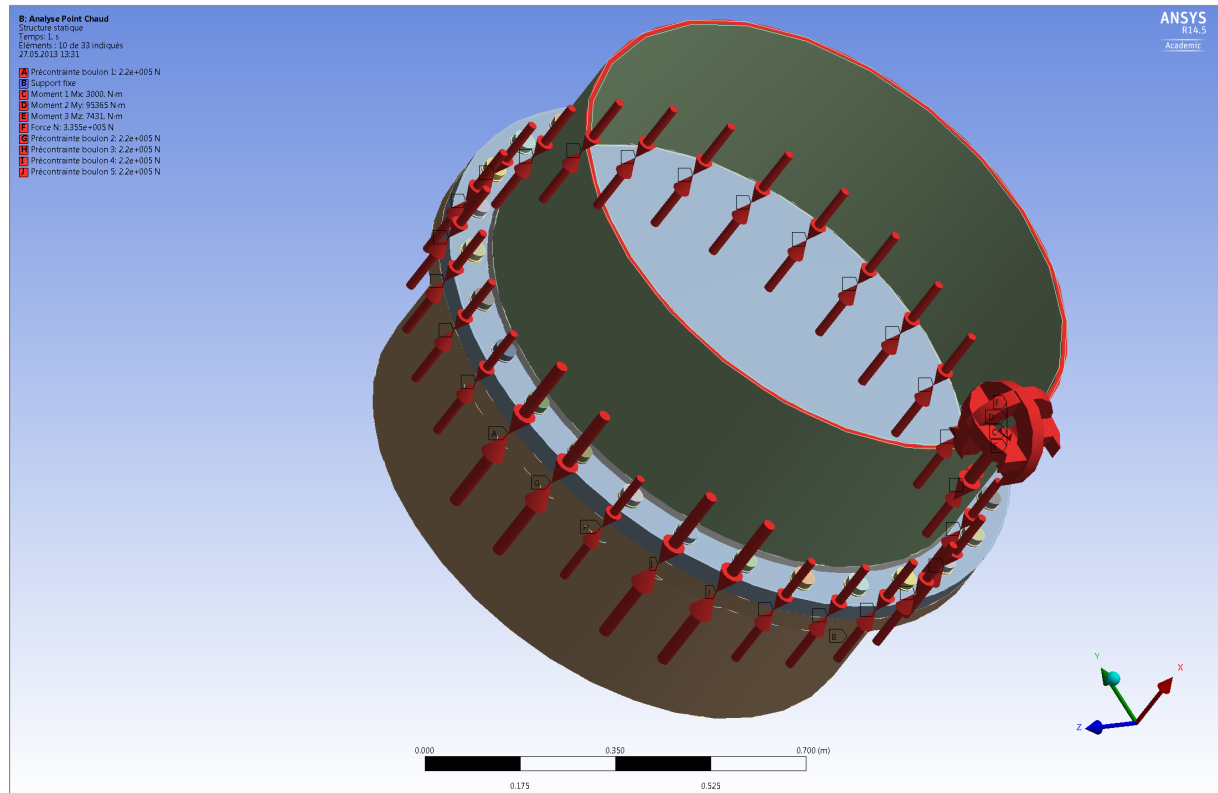


FIGURE 25 - PREMIERE MODELISATION DE LA STRUCTURE ET APPLICATION DES CHARGES (DONT PRECONTRAINTE DES BOULONS)

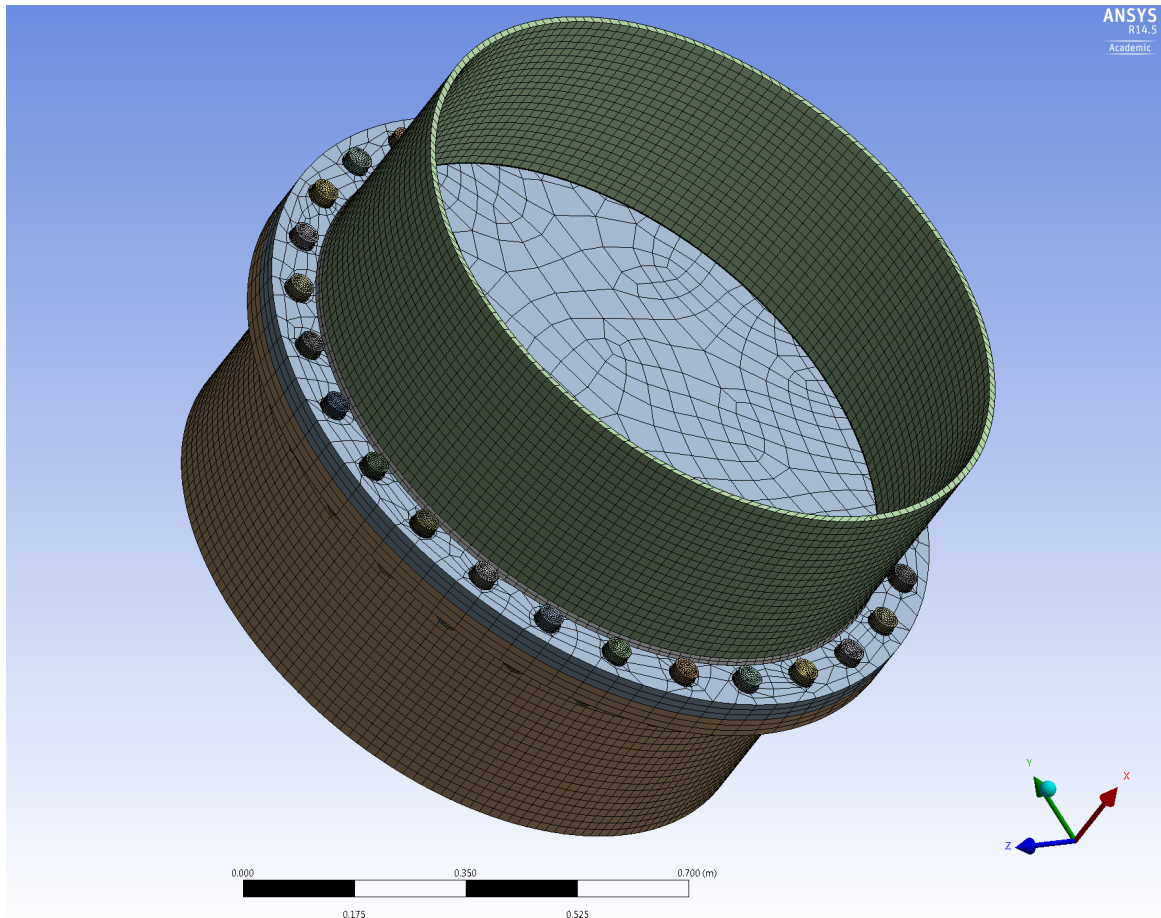


FIGURE 26 - MAILLAGE GROSSIER AUTOMATIQUE DE LA STRUCTURE

Un premier calcul de la structure a permis d'identifier le point chaud qui sera alors fixé à cette position pour toutes les autres combinaisons d'efforts. En identifiant le point chaud à partir de la combinaison d'effort la plus défavorable, on s'assure que la différence de contraintes sera la plus importante à ce niveau.

De plus, une vérification de la cohérence des résultats est importante pour s'assurer de la bonne modélisation de l'assemblage. On s'assure alors à partir des déformations obtenues que les bons contacts ont été modélisés aux bons endroits et que rien ne manque.

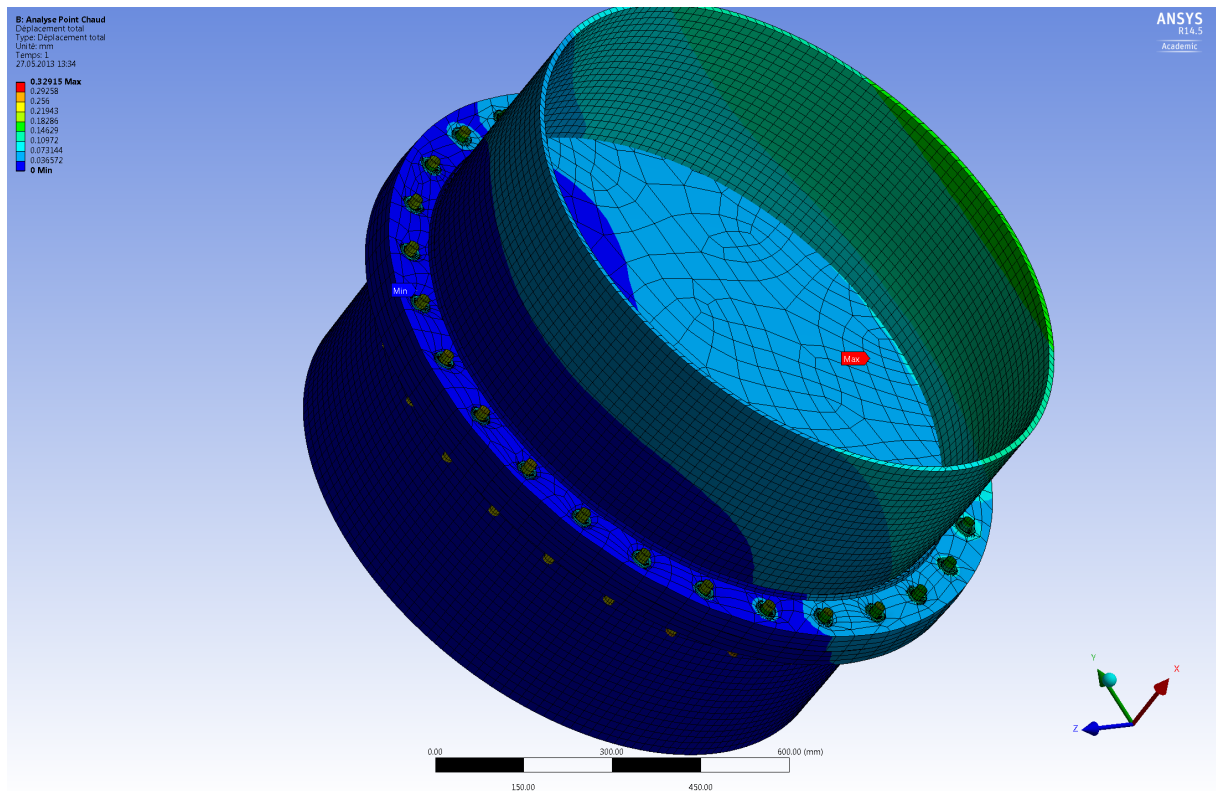


FIGURE 27 - DEPLACEMENT TOTAUX DE L'ASSEMBLAGE (BOULONS COMPRIS)

Les déplacements des éléments de l'assemblage sont ici extrêmement petits, maximaux au niveau des tiges des boulons. On s'assure ici de la bonne prise en compte par le logiciel de la précontrainte dans les boulons. Un essai de calcul a également été effectué avec un effort de traction pure (arbitraire) sur la colonne pour s'assurer du décollement des brides au centre et de la tenue de l'assemblage par les boulons. Ceci a été confirmé par les résultats.

Pour mieux se représenter les déplacements des éléments composants l'assemblage (colonnes et brides), les résultats ont été affichés en excluant les déplacements des boulons. Ceci est visible sur la figure 28.

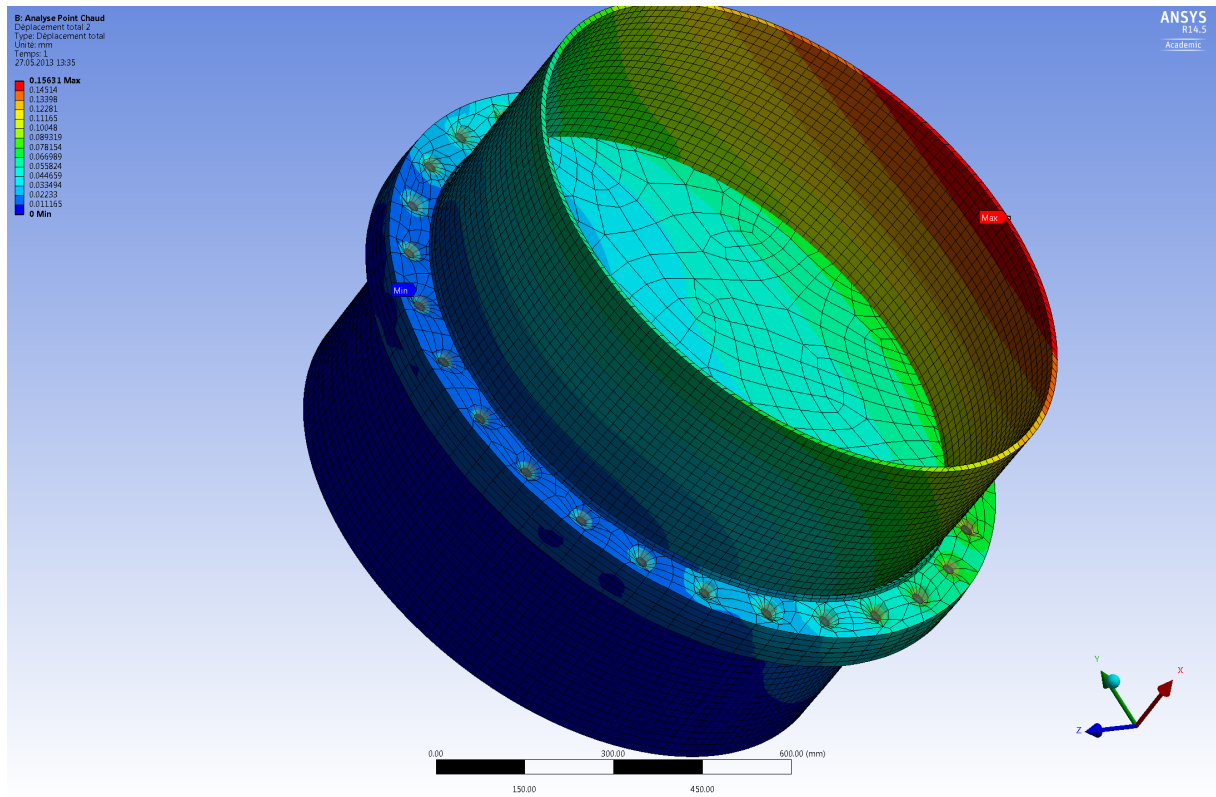


FIGURE 28 - DEPLACEMENT TOTAUX DE L'ASSEMBLAGE (BOULONS EXCLUS)

Enfin les contraintes au niveau de la colonne supérieure, au dessus de la soudure (ce qui nous intéresse) ont été déterminées. La position du point chaud apparaît alors directement.

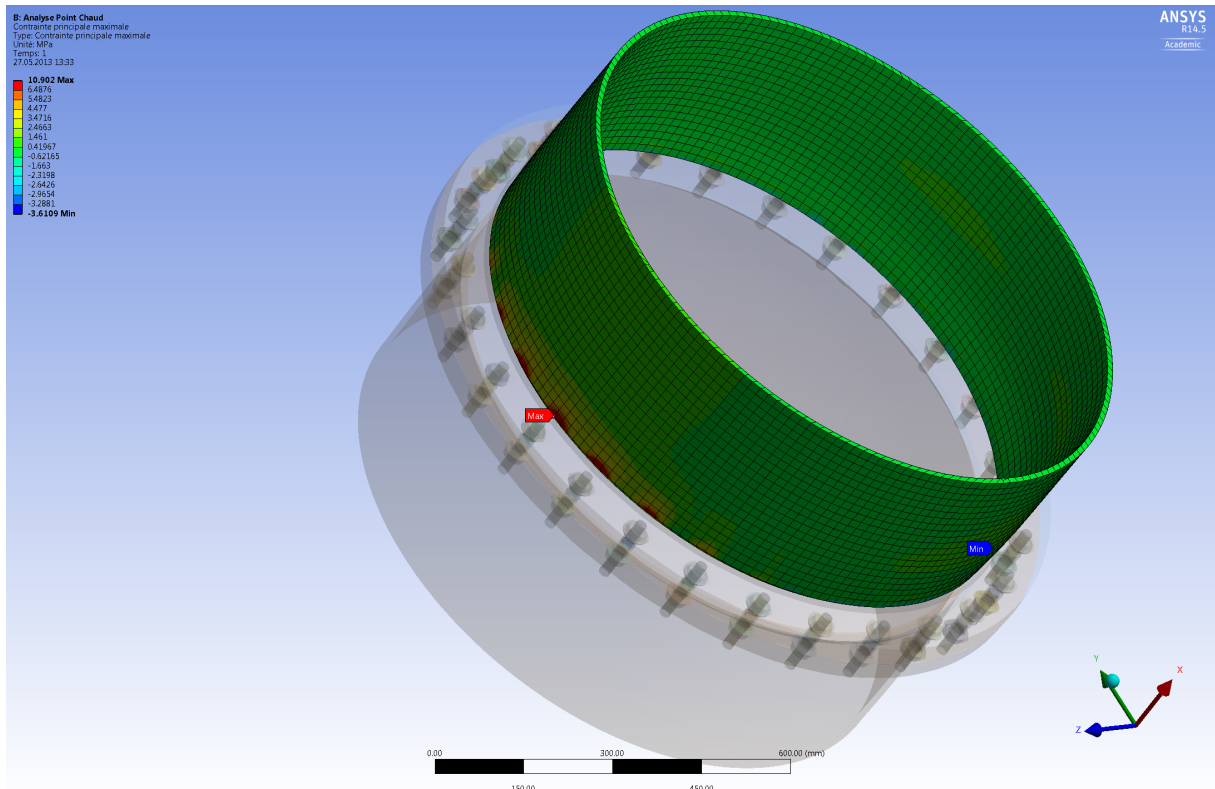


FIGURE 29 - CONTRAINTES PRINCIPALES TOTALES DANS LA COLONNE SUPERIEURE

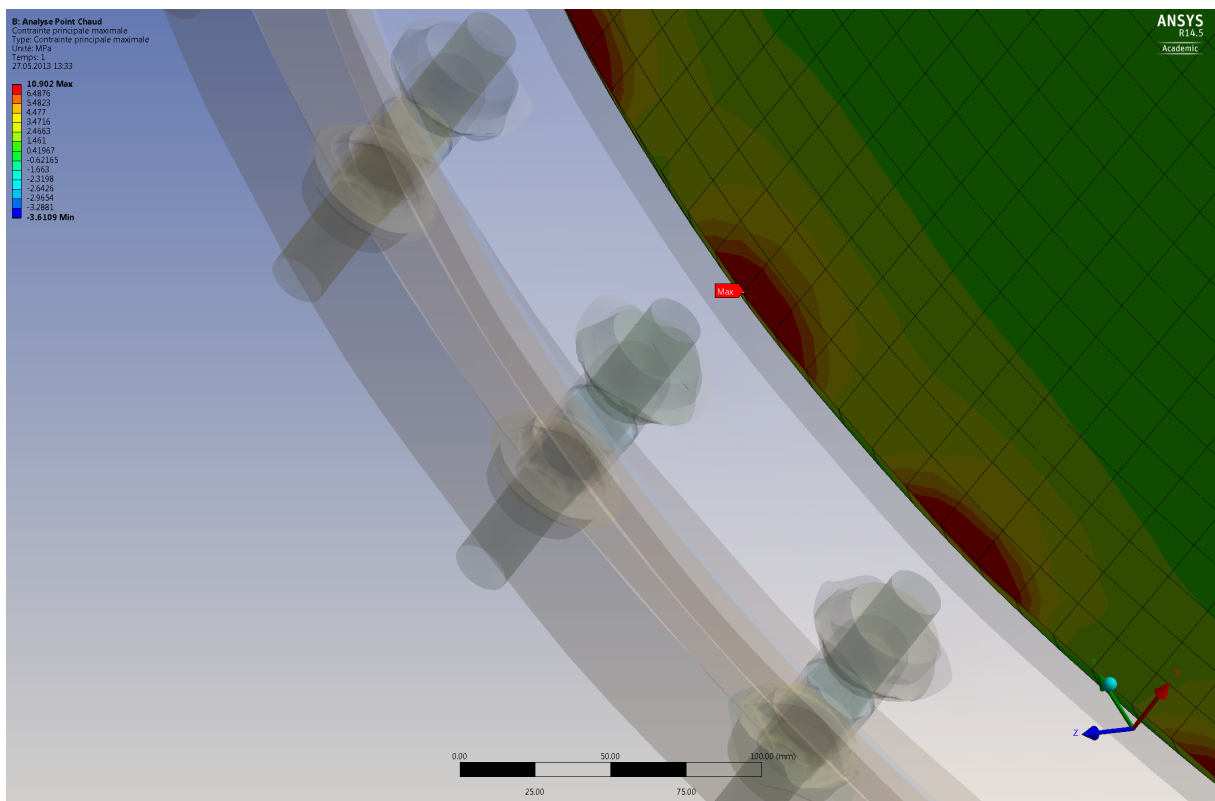


FIGURE 30 - POSITION DU POINT CHAUD (CONTRAINTE MAXIMALE)

A partir de ce résultat et comme expliqué précédemment, la zone du point chaud sera fixée et un raffinement du modèle (et donc du maillage) y sera effectué (figures 31 à 33).

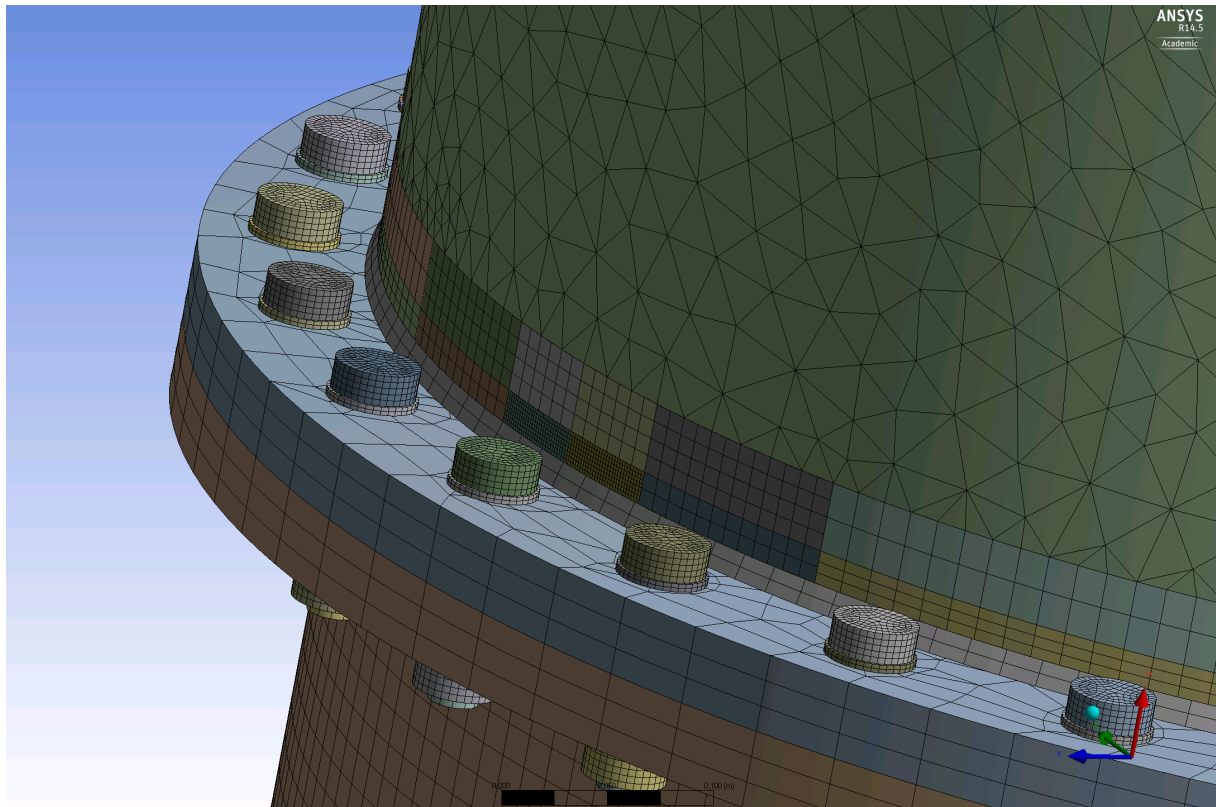


FIGURE 31 - VUE D'ENSEMBLE DE LA DECOUPE DE LA COLONNE SUPERIEURE

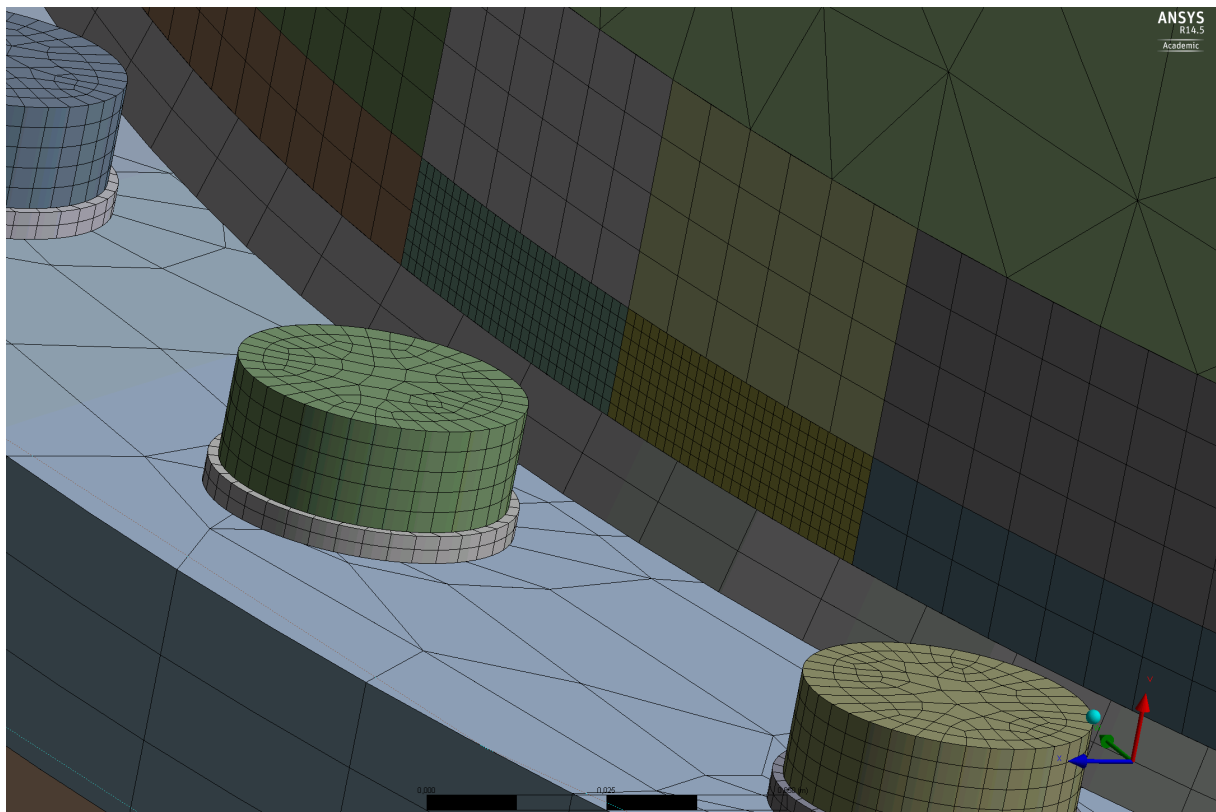


FIGURE 32 - DETAIL DES DIFFERENTES ZONE AVEC DIFFERENTS MAILLAGES

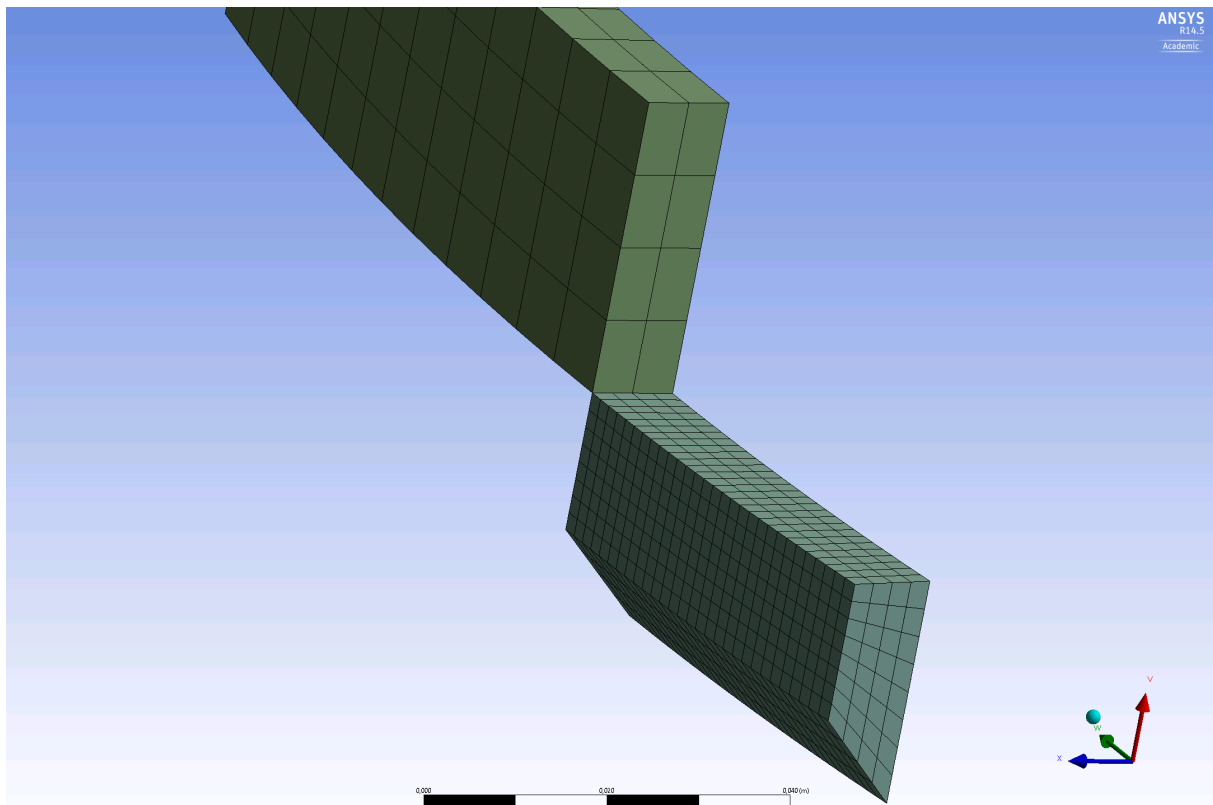


FIGURE 33 - DETAIL DES MAILLAGES PLUS RAFFINES ET VUE DES DECOUPES

A partir de ce modèle, les contraintes au point chaud devaient facilement être déterminées, simplement en relançant le calcul avec une nouvelle interaction d'effort correspondant aux différentes positions du convoi sur la structure. Cependant, pour une raison qui reste peu évidente aux premiers abords, le logiciel présente un temps de calcul extrêmement long, et ce n'est qu'après plusieurs heures de calcul (jusqu'à une journée complète) que l'on peut s'apercevoir par exemple que la solution ne converge pas, ou directement les résultats des contraintes voulus. En conséquence, chaque modification même minimale de la modélisation implique un nouveau calcul pour s'assurer de sa cohérence, et un temps considérable est utilisé.

Après discussion avec l'assistant du projet, il a été décidé de ne plus utiliser cette modélisation, pourtant correcte et précise et d'en recommencer une cette fois-ci à partir d'une première modélisation Inventor qui sera alors importée dans ANSYS (un premier essai non concluant avait été effectué avec une version plus ancienne de ANSYS). Le fait de modéliser l'assemblage directement dans ANSYS implique sans doute une taille de fichier trop importante et un grand nombre de données à traiter, ce qui empêche une vitesse de calcul optimale (le temps de calcul) en étant fortement rallongé. L'importation d'une modélisation par un logiciel de conception graphique ne représente en réalité qu'un fichier texte simple à lire par ANSYS et donc bien moins volumineux.

De plus, en observant le résultat du premier calcul avec maillage grossier pour identifier la position du point chaud, on remarque que la contrainte maximale à ce niveau est extrêmement faible (moins de 10 [MPa]), si l'on considère la classe de détail de l'assemblage étudié de la norme EN1993-1-9 (FAT 100). Ces différences de contrainte ne créeraient aucun problème de fatigue à ce niveau.

4.5. DEUXIEME MODELISATION FEM 3D

La première volonté était de choisir une colonne haute devant supporter le plus d'efforts venant du passage du train au dessus de celle-ci (accélération la plus importante) mais en réalité, pour ces colonnes, la vérification de la sécurité au flambage augmente de manière très importante la taille de la section ce qui implique des contraintes très faibles dans la colonne.

Une autre colonne plus courte et plus sollicitée en terme d'efforts (N, M et de préférence en traction) doit donc être étudiée pour obtenir des résultats cohérents et plus représentatifs.

4.5.1. MODELISATION FEM 3D

En se basant sur la modélisation SCIA effectuée pour le carrousel, une colonne plus courte positionnée dans la zone de montée de la figure paraît être un bon cas d'étude. En effet de par la configuration de la piste et du type d'appui (devers de la piste et colonne de support de type « A »), la colonne « intérieure » (vis à vis du rayon de courbure horizontal) est sollicitée cette fois-ci essentiellement en traction (très peu en flexion). Le diamètre de cette colonne est lui aussi inférieur à la première colonne choisie ce qui permettra d'observer des contraintes plus importantes.

Une nouvelle modélisation en accord avec les nouvelles dimensions de l'assemblage a donc été effectuée. Les principales caractéristiques de l'assemblage sont présentées dans le tableau suivant :

Eléments	Dénomination (Table SZS C5)	Diamètre ext.		Epaisseur		Longueur [mm]
		[mm]	[in]	[mm]	[in]	
Colonnes	ROR 914x10	914	36	10	0.39	≈200
Brides	-	1092	42	38.1	1.5	-
Perforations brides	(M 24)	26	-	-	-	2 x 38.1
Boulons	M 24	24	-	-	-	2 x 38.1

TABLEAU 3 - DIMENSIONS PRINCIPALES DE L'ASSEMBLAGE

A partir des mêmes étapes présentées précédemment, la position ainsi que la contrainte au point chaud a été déterminée. Les principaux résultats et illustrations seront présentés dans ce paragraphe. Les détails des réflexions et des étapes effectuées sont décrits dans les pages manuscrites qui suivent.

Bride de colonne

Nouvelle géométrie de l'assemblage

Le section de la nouvelle colonne choisit est en ROR 914x10mm

Ceci correspond à une colonne d'un diamètre de 36 ["]

Détermination des sections identiques à la première colonne choisit (selon "catalogue" BDM)

- <u>Diamètre</u> <u>boulons</u>	M24 x 110 [mm]	
- <u>Epaisseur</u> <u>bride</u>	$1 \frac{1}{2} ["] \approx 38,1 [mm]$	
- <u>Diamètre</u> <u>bride</u>	$\phi_{ext, bride} = 1092 [mm]$	$914 + 4 \times 44,5$
- <u>Position</u> <u>boulon</u>	cerce de diamètre $\phi = 1003 [mm]$	$914 + 2 \times 44,5$
- <u>Nombre</u> <u>de</u> <u>boulons</u>	24 boulons pour une colonne $\phi 36 ["]$	

Nouvelle modélisation

La précédente modélisation présentait un temps de calcul énormément long ($\approx 5/7h$) pour seulement un cas de charge. Le regain de cette anomalie reside dans le fait que la géométrie de la bride a été réalisée directement dans le logiciel ce qui donnait un nombre d'informations très important à prendre en compte par le logiciel (avec une taille de fichier trop grande)

Pour cette nouvelle modélisation, la géométrie de l'assemblage sera réalisée dans un logiciel différent, de conception graphique (Autodesk Inventor) puis importé dans ANSYS. Cette démarche avait été essayée au début de cette partie, mais ne possédant que des versions étudiantes des logiciels, ces fonctionnalités n'étaient pas prises en charge! C'est donc l'assistant du projet (Valentin Gavillet) qui a effectué cette opération (importation)

A partir de cette géométrie (qui est identique), les mêmes opérations de découpe (au niveau du point chaud) et de raffinement du maillage seront effectuées

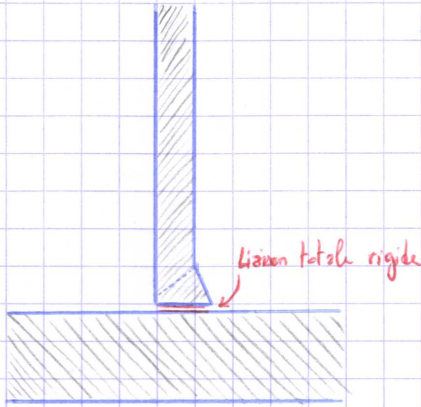
\Rightarrow 1^{er} essai de calcul ≈ 5 minutes!!

que la première colonne

Bride et colonne

Description nouvelle modélisation

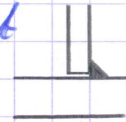
- La soudure et la colonne sont considérées comme un seul corps



→ Il s'agit ici d'une soudure complètement pénétrée, cette modélisation est donc tout à fait cohérente!

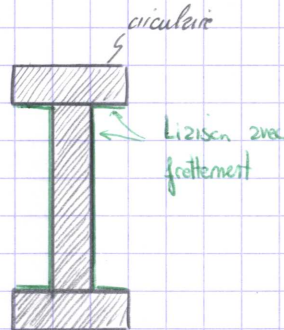
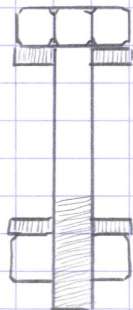
Cela aurait été différent si par exemple la géométrie était

→ espace entre bride et colonne



Modélisation plus précise pour forcer les contraintes à passer dans la soudure

- La géométrie des boudes est simplifiée au maximum, et considérée comme un seul corps.

Application des effets et conditions d'épais

→ Identique à la précédente modélisation!

Maillage de calcul

Même principe que pour la première modélisation:

- Premier maillage grossier pour identifier le position du point chaud
- Second maillage raffiné en 3 zones autour du point chaud

Une attention particulière est à porter au niveau des découpes de l'assemblage sur la continuité du maillage.

→ Eléments 3D
 3D à 20 nœuds!
 Pas toujours alignés

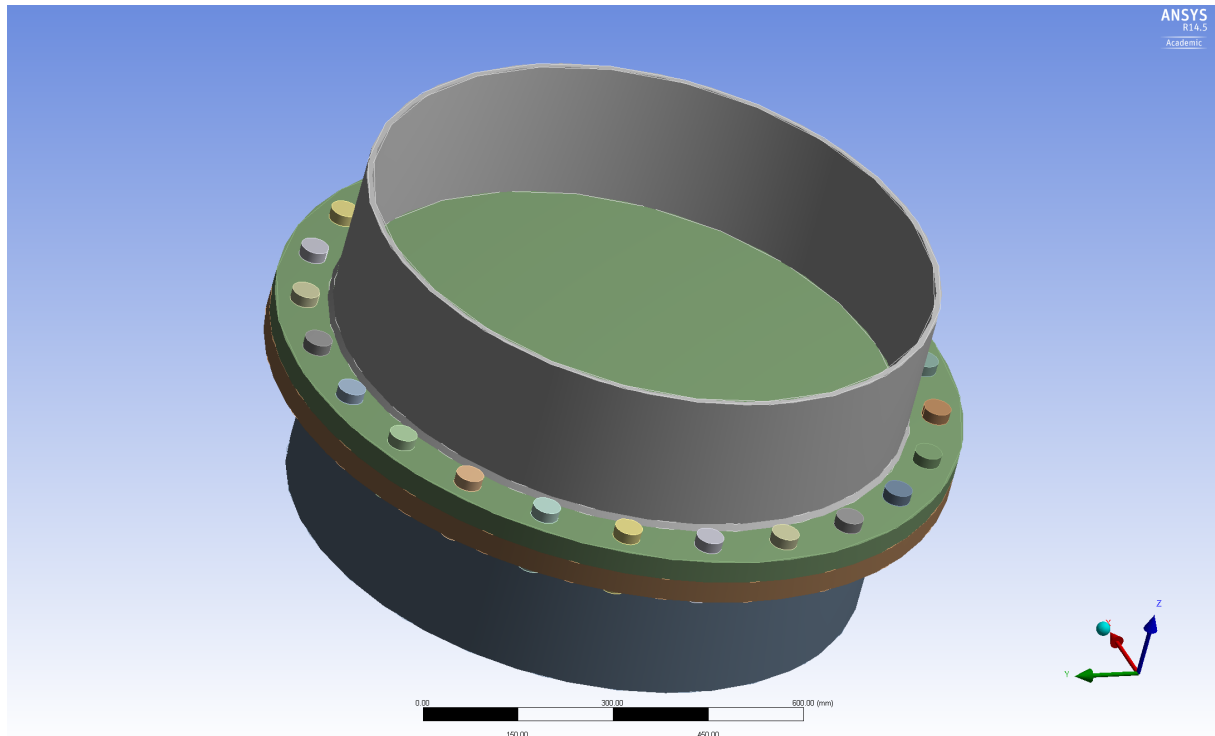


FIGURE 34 - NOUVELLE MODELISATION DE L'ASSEMBLAGE

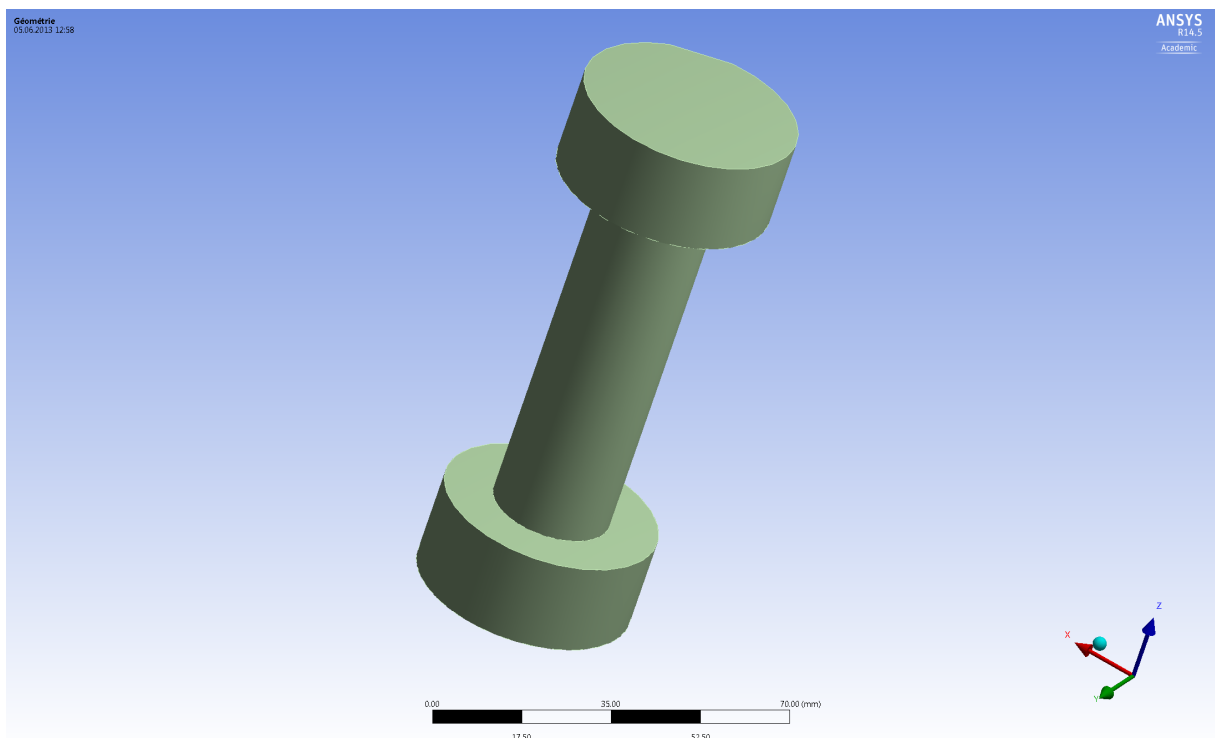


FIGURE 35 - DETAIL D'UN BOULON MODELISE

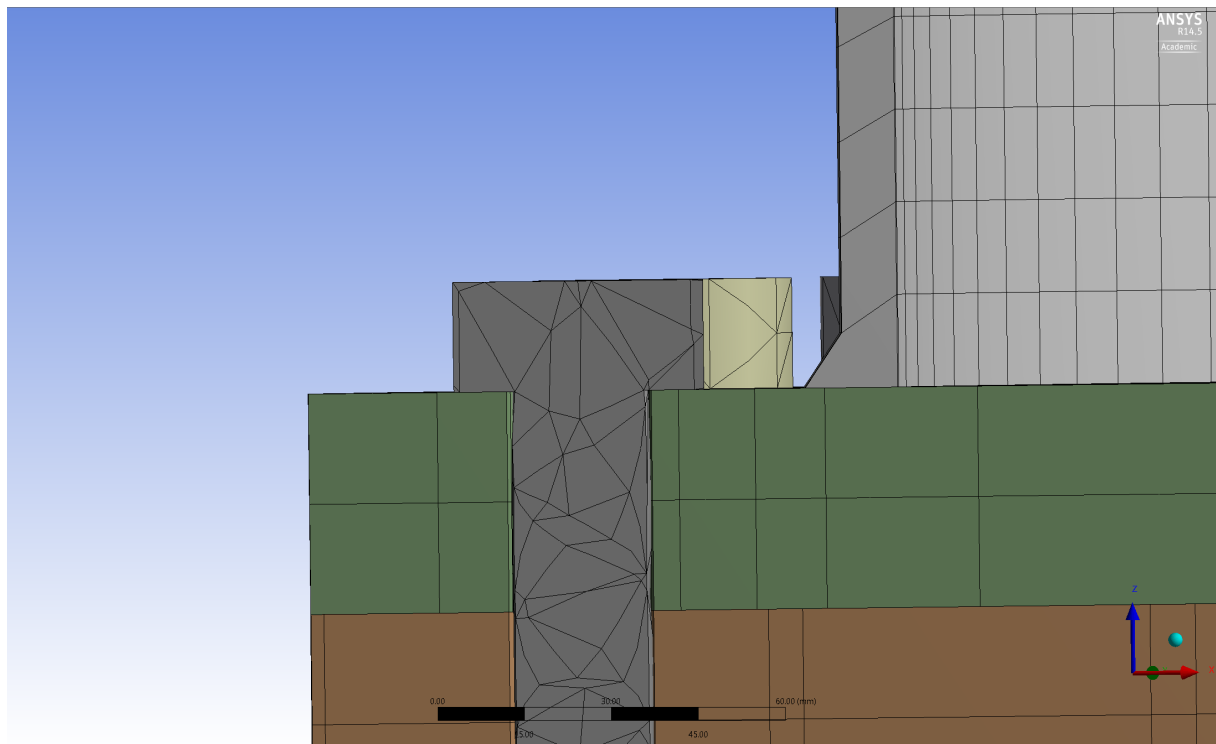


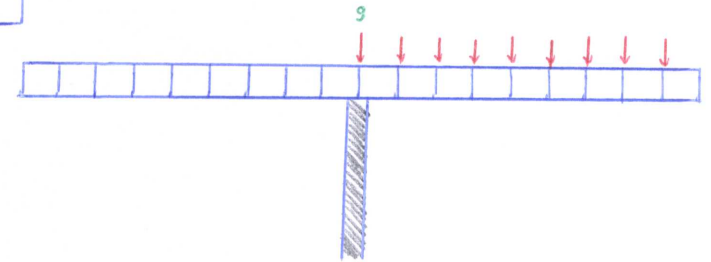
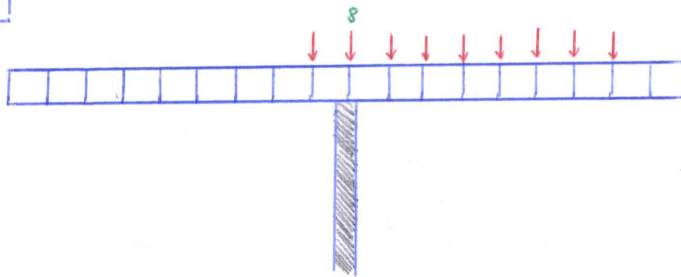
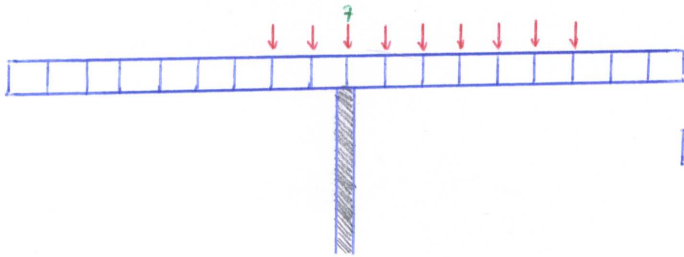
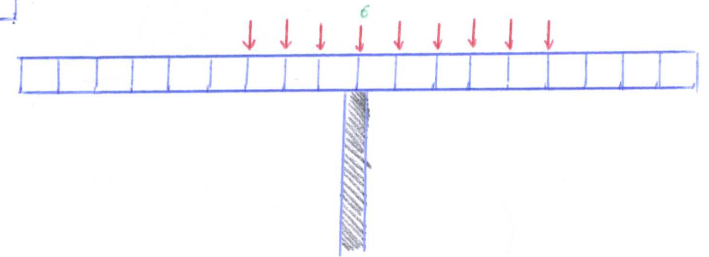
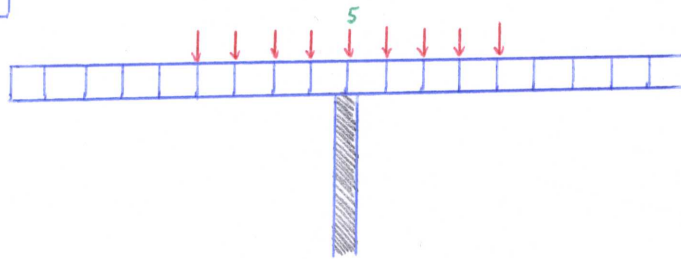
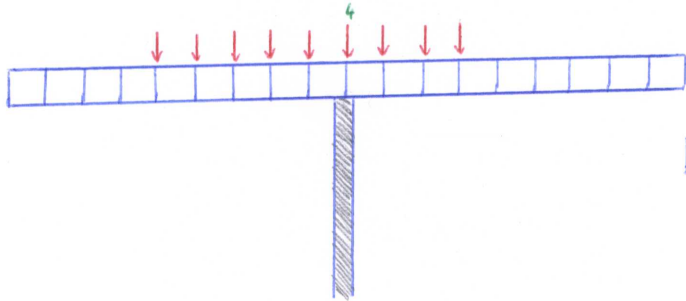
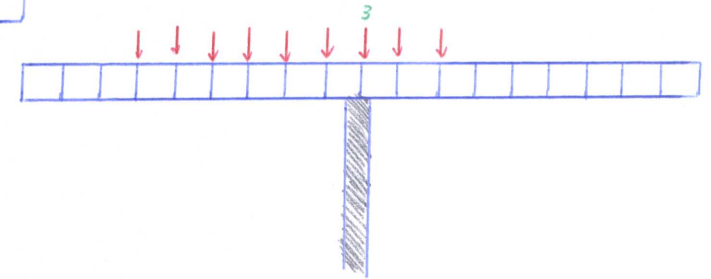
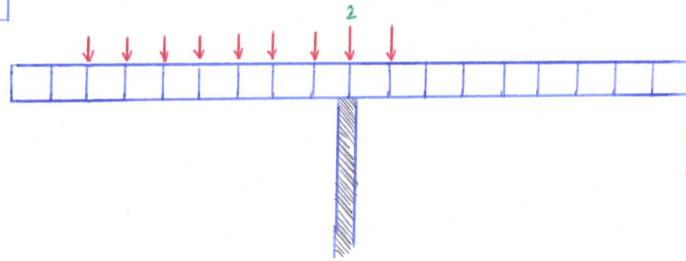
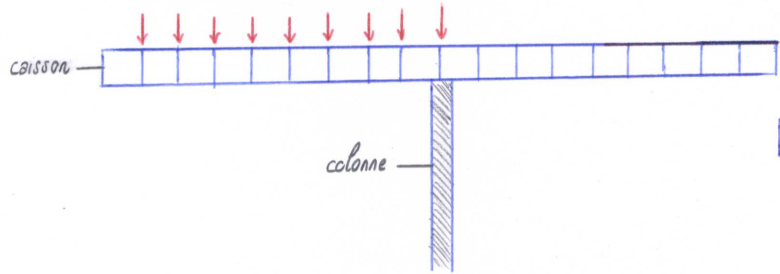
FIGURE 36 - DETAIL DE SOUDURE ET D'ASSEMBLAGE

4.5.2. MODELISATION DES CHARGES

De la même manière que pour la première colonne étudiée, les efforts induits par les différentes positions du train sur la structure seront déterminés. Ainsi un historique complet des contraintes dans l'assemblage peut être déterminé.

Les pages manuscrites suivantes présentent la dénomination ainsi que les positions du convoi considérées. Les graphiques représentant l'évolution de l'effort normal et des moments de flexion sont également exposés.

Train complet (9 véhicules au total)



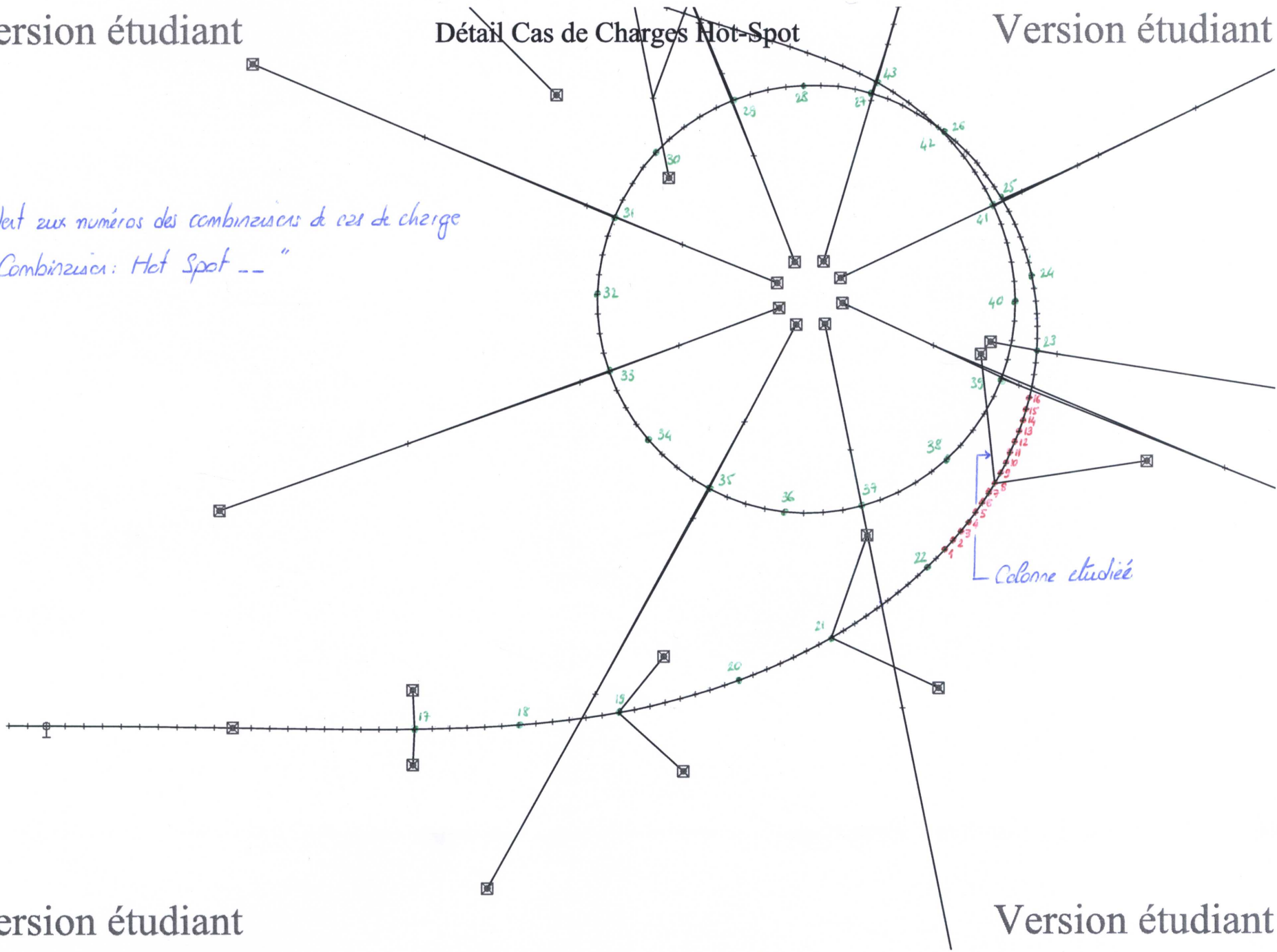
Détermination des efforts dans l'assemblage (Schéma principe)
↳ Charges de passage des caissons

Version étudiant

Détail Cas de Charges Hot-Spot

Version étudiant

Correspondent aux numéros des combinaisons de cas de charge
↳ "Combinaison: Hot Spot --"

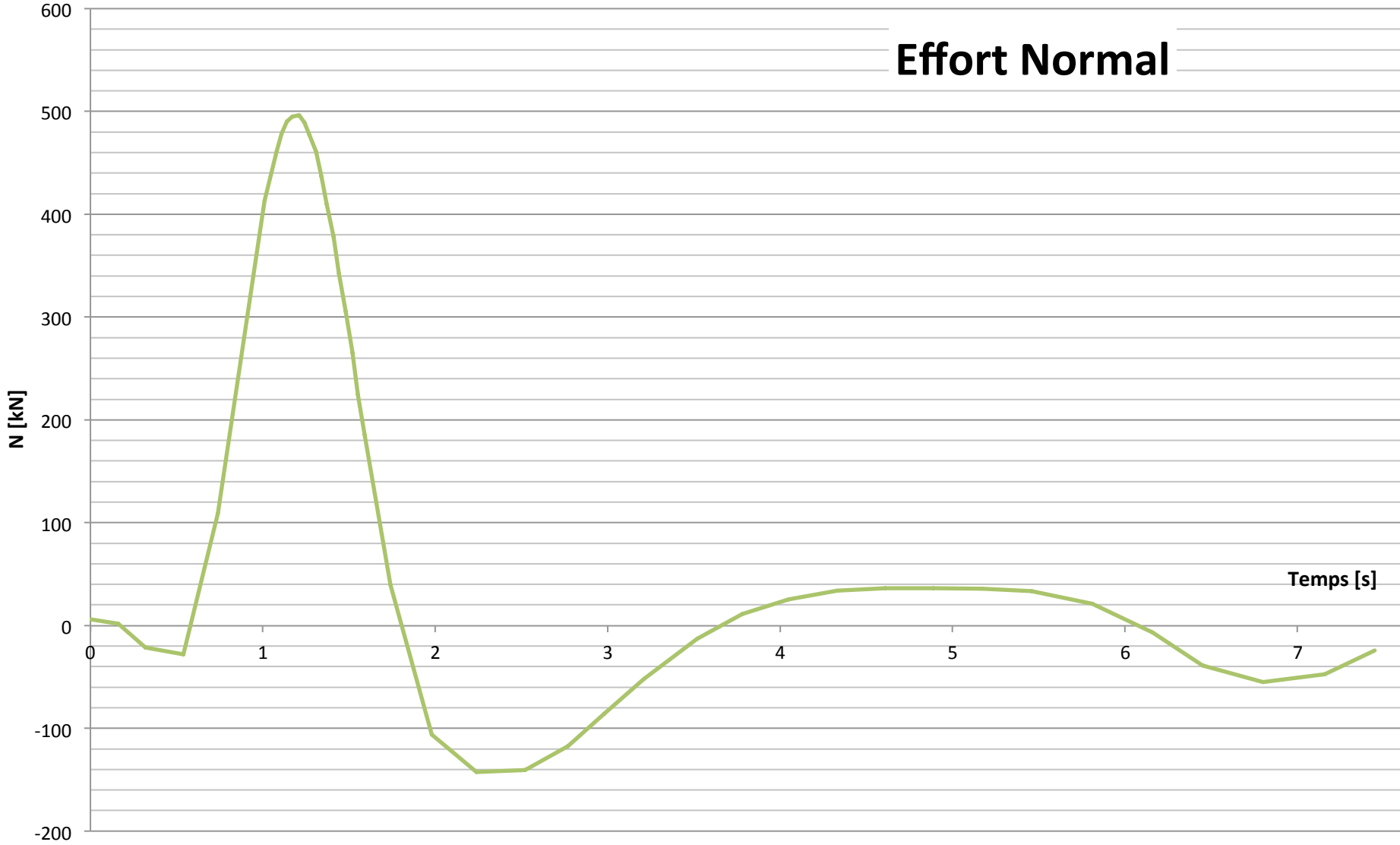


Version étudiant

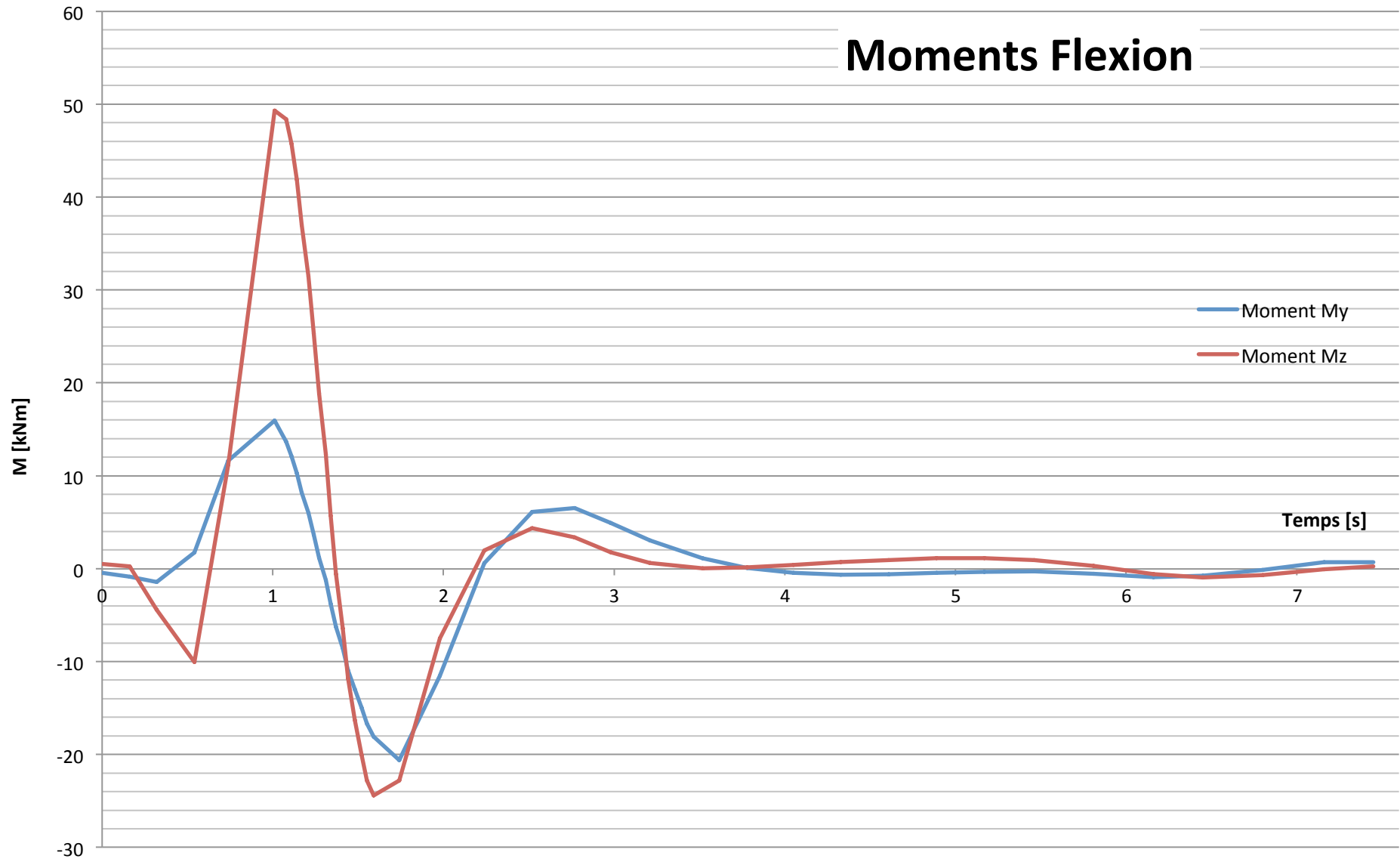
Version étudiant

(Position centre du convoi)

Effort Normal



Moments Flexion



4.5.3. LOCALISATION DU POINT CHAUD

A partir des tableaux de résultats d'efforts dans la colonne étudiée selon SCIA, les différentes interactions d'efforts N - M_y - M_z sont connues. Les assemblages étant distancés d'environ 10 [m], ce sont les valeurs à une distance $dx = 9.948$ [m] (d'après SCIA) qui seront utilisées. Les différentes associations d'efforts seront résumées en fin de chapitre par un tableau, avec les contraintes déterminées au point chaud.

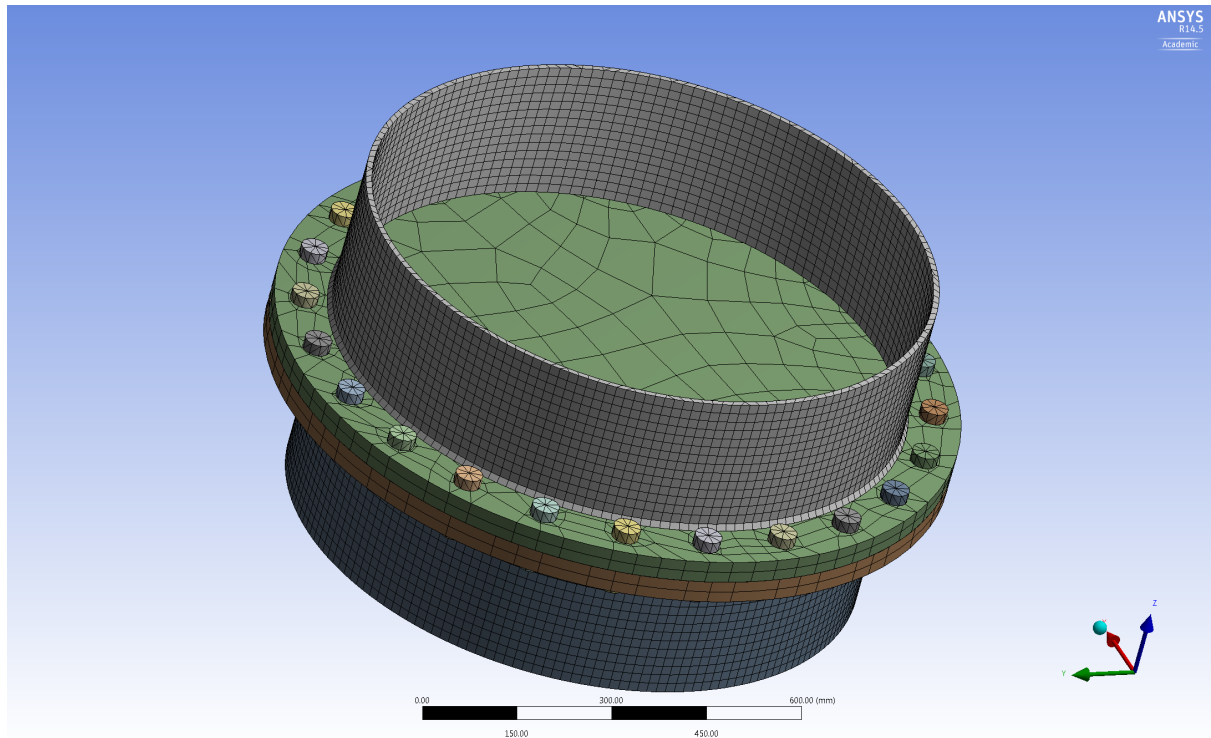


FIGURE 37 - MAILLAGE GROSSIER DE L'ASSEMBLAGE

En rapport avec les dénominations et les systèmes d'axes utilisés pour la modélisation ANSYS (expliqués en détail dans les pages manuscrites suivantes), la localisation du point chaud a pu être effectuée. Pour un tel type d'assemblage, les concentrations de contraintes au pied de la soudure se trouvent au niveau de chaque boulon, et la présence de moments de flexion permet de localiser un point plus critique que les autres, comme déjà expliqué auparavant.

Plusieurs combinaisons d'efforts ont été introduites dans le modèle afin de trouver la position exacte du point chaud. Ces combinaisons les plus défavorables sont celles qui correspondent à des positions du convoi proches de la colonne où se trouve l'assemblage. Les figures suivantes (38 à 40) présentent les résultats de calcul en terme de contrainte normale pour 3 combinaisons d'efforts différentes (les plus importantes).

Il est à noter que pour ces résultats, c'est la contrainte normale (orienté dans ce cas selon l'axe Z) qui est déterminée, contrairement à la première modélisation où la contrainte principale maximale était calculée. Même si de valeurs très proche et d'orientations quasi identiques, c'est bien la contrainte normale qui doit être étudiée. L'erreur a été engendrée par le fait que le logiciel propose un nombre important de résultats possible dont certains difficiles à différencier.

Localisation du point chaud

A partir de la modélisation effectuée dans ANSYS, un maillage global grossier a été généré.

Charges appliquées:

→ application de la combinaison d'effort $N \cdot M_y \cdot M_z$ la plus défavorable, à savoir :

$$N = 495,04 \text{ [kN]}$$

$$M_y = 8,23 \text{ [kNm]}$$

$$M_z = 37,02 \text{ [kNm]}$$

Position de train

n° 4

(Hot Spot 4)

D'après schéma explicatif position du train pour les cas de charges de fatigue

Résultats attendus

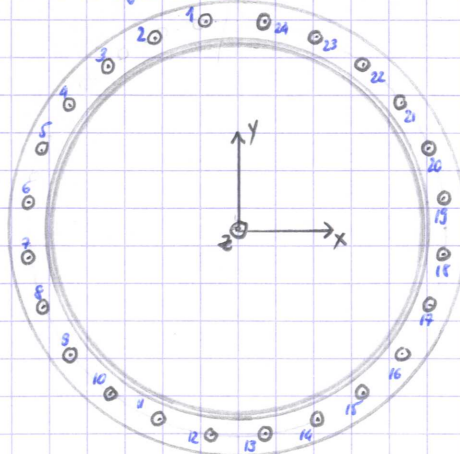
Par rapport au système d'axes et à la numérotation des boudes dans le modèle, le point chaud devrait se situer au niveau

des boudes 2-3-4 ou 5

Les contraintes calculées pour le modèle numérique de l'ensemble sont

- Contrainte normale selon axe Z

- Contrainte cisaillement selon plan XY

Numérotation boudes et système axes:

Résultats obtenus (1^{er} calcul)

A partir des résultats du premier calcul de l'assemblage (maillage grossier) on a identifié le position du point chaud, dans la colonne supérieure (au dessus de la soudure), au niveau du boucle n°3.

La valeur de la contrainte max est affichée à $\sigma = 65,934 \text{ [MPa]}$

Cette valeur ne correspond évidemment pas à la contrainte au point chaud mais la concentration de contrainte au pied de la soudure.

+ Même calcul avec d'autres combinaisons d'effort pour s'assurer de la position du point chaud OK

Decoupage de l'assemblage et raffinement du maillage

Exactement dans le même principe présenté pour la première modélisation l'assemblage est divisé en plusieurs parties avec des niveaux de raffinement du maillage différents

• Maillage raffiné → des boucles 2 à 4

sur une hauteur de 14 [mm]

taille éléments $2 \times 2 \times 3,33 \text{ [mm]}$

• Maillage intermédiaire → des boucles 1 à 5

sur une hauteur de 40 [mm] (au dessus bande point chaud)

taille éléments $\sim 6 \times 7,5 \times 5 \text{ [mm]}$

• Raffinement du maillage au niveau de la soudure au droit du point chaud

Contraintes normales au point chaud

Depuis la modélisation ANSYS, toutes les combinaisons d'efforts ont été appliquées successivement pour obtenir les contraintes aux positions nécessaires à l'extrapolation, soit à des distances de 0,4t et 1,0t du bord de la soudure.

La contrainte au pied de la soudure est également notée, à titre plutôt indicatif par se rendre compte de la concentration de contrainte induite par la géométrie.

A partir des résultats, on peut tracer précisément l'historique des contraintes pour l'assemblage étudié.

Graphique page suivante

Contraintes de cisaillement au point chaud

Etant donné la présence de moments dans l'assemblage, et même s'il n'existe aujourd'hui pas de courbe hot-spot de résistance à la fatigue par les différences de contraintes en cisaillement, les contraintes de cisaillement seront déterminées à partir des mêmes sondes de contraintes modélisées dans ANSYS.

L'utilité ou non d'évaluer l'assemblage à la fatigue par des différences de contraintes de cisaillement sera alors jugée et déterminant l'historique de ces contraintes.

Graphique en page suivante

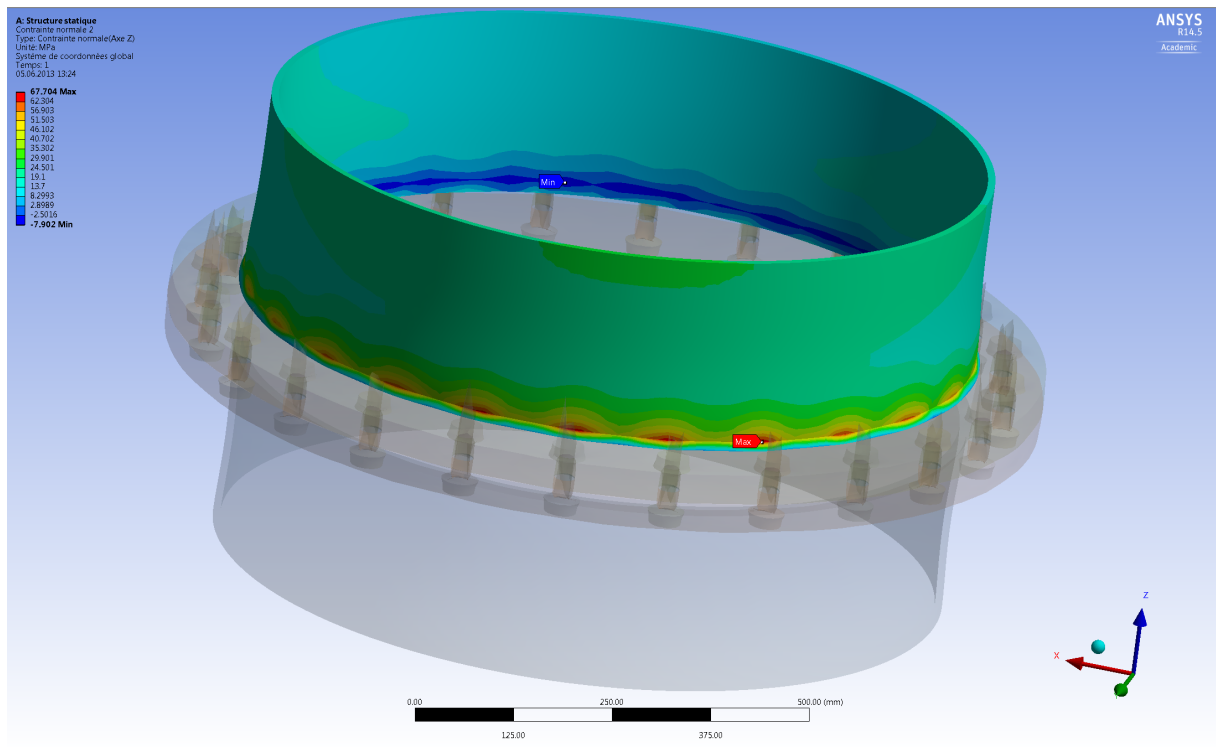


FIGURE 38 - POSITION DU POINT CHAUD POUR LE CAS DE CHARGE "HOT SPOT 2"

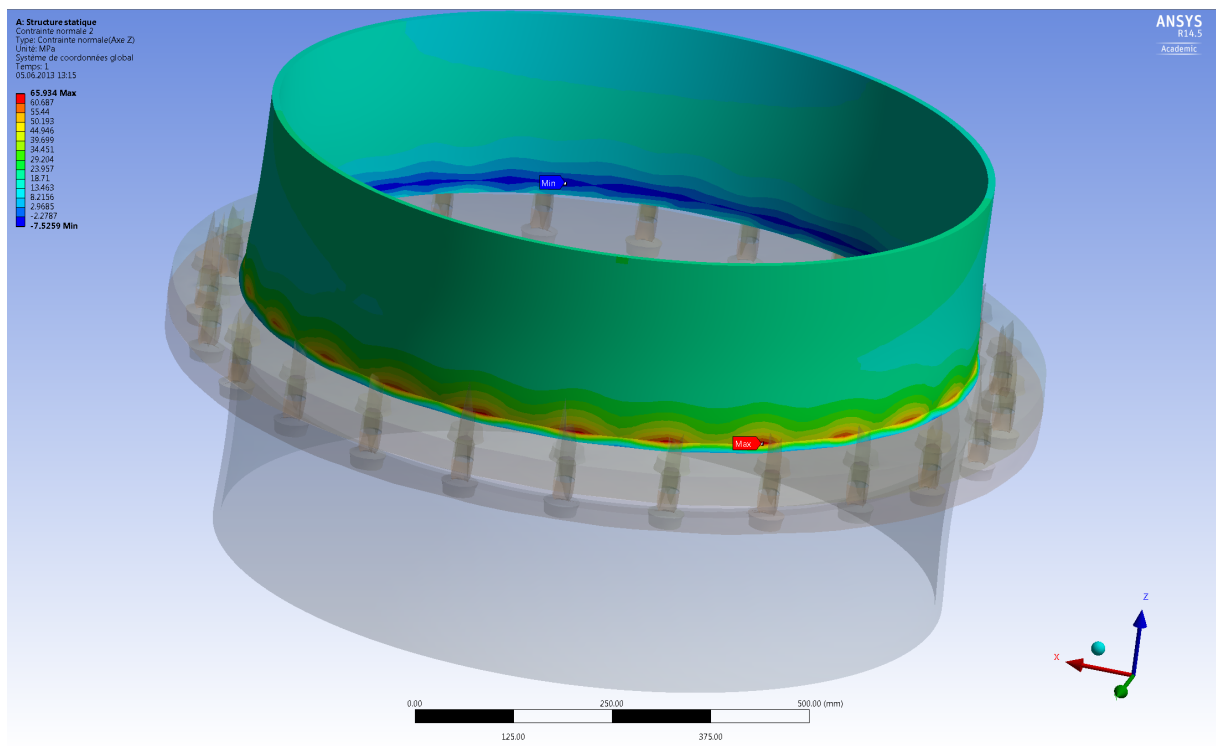


FIGURE 39 - POSITION DU POINT CHAUD POUR LE CAS DE CHARGE "HOT SPOT 4"

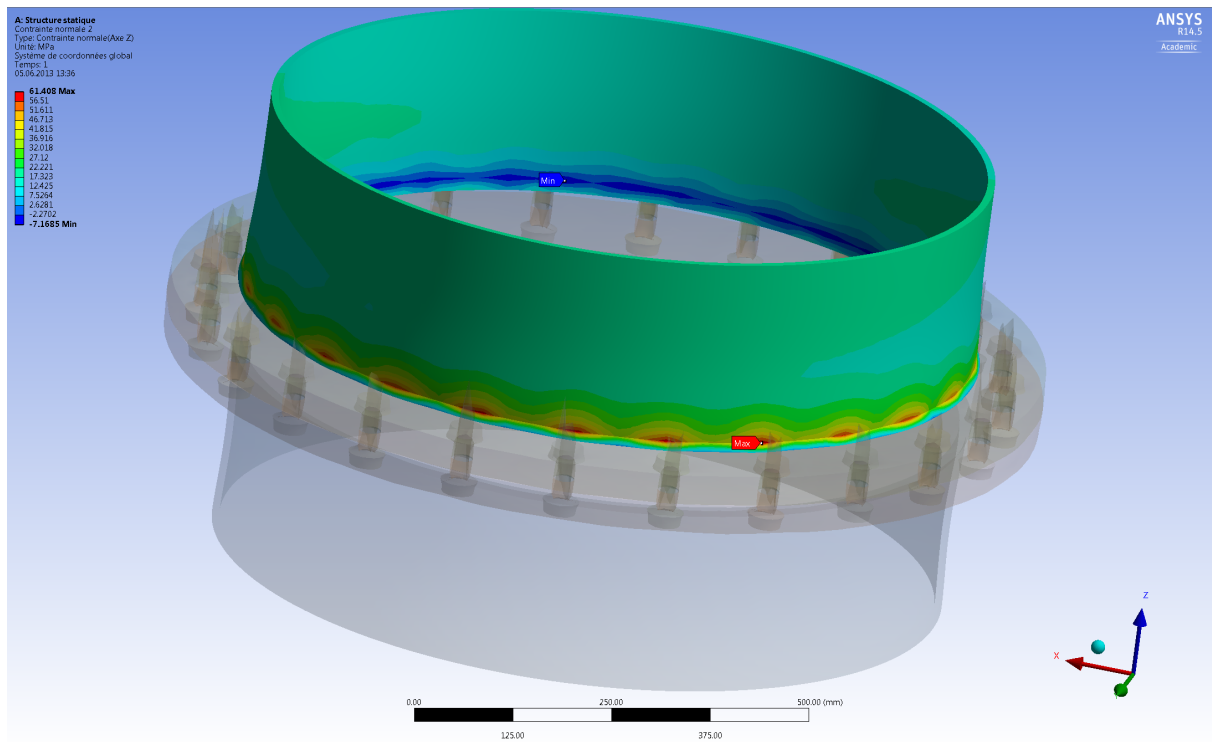


FIGURE 40 - POSITION DU POINT CHAUD POUR LE CAS DE CHARGE "HOT SPOT 6"

Pour ces trois différentes positions de convoi, le point chaud, c'est à dire là où s'initiera la fissure de fatigue se trouve en face du boulon n°3.

Ainsi, l'assemblage peut être découpé en plusieurs parties au niveau de ce point chaud, pour y appliquer les mêmes principes de raffinements de maillages qui ont été mentionnés pour le premier assemblage qui a été modélisé. A savoir un maillage rectangulaire précis et raffiné au droit du point chaud, une zone autour avec un maillage intermédiaire pour éviter un changement trop brusque de raffinement et donc des concentrations de contraintes à ce niveau qui influera la zone du point chaud. Enfin un maillage plus grossier, automatiquement généré par le logiciel pour le reste de la structure. Il est à noter que la partie de la soudure sous le point chaud sera aussi raffinée pour ne pas avoir ici aussi un changement trop brusque de taille d'éléments finis.

Ce découpage est présenté dans les figures 41 à 43 qui suivent.

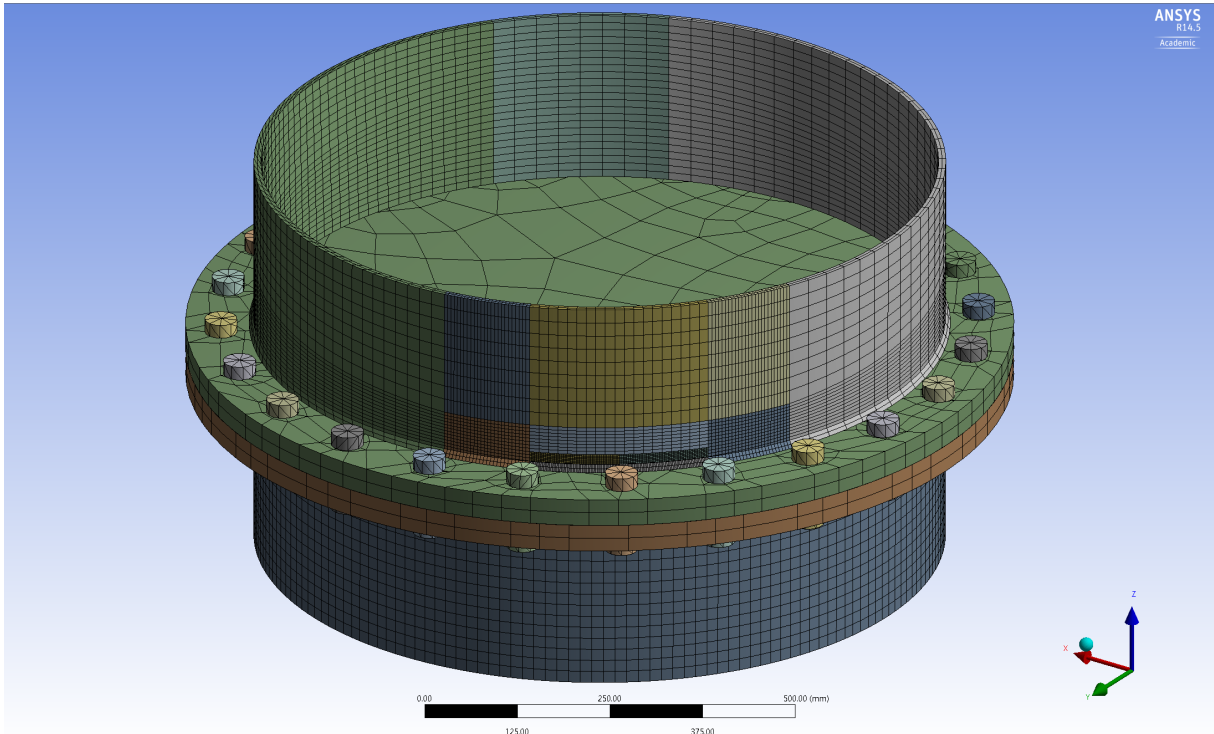


FIGURE 41 - DECOUPAGE DE L'ASSEMBLAGE ET RAFFINEMENT DU MAILLAGE

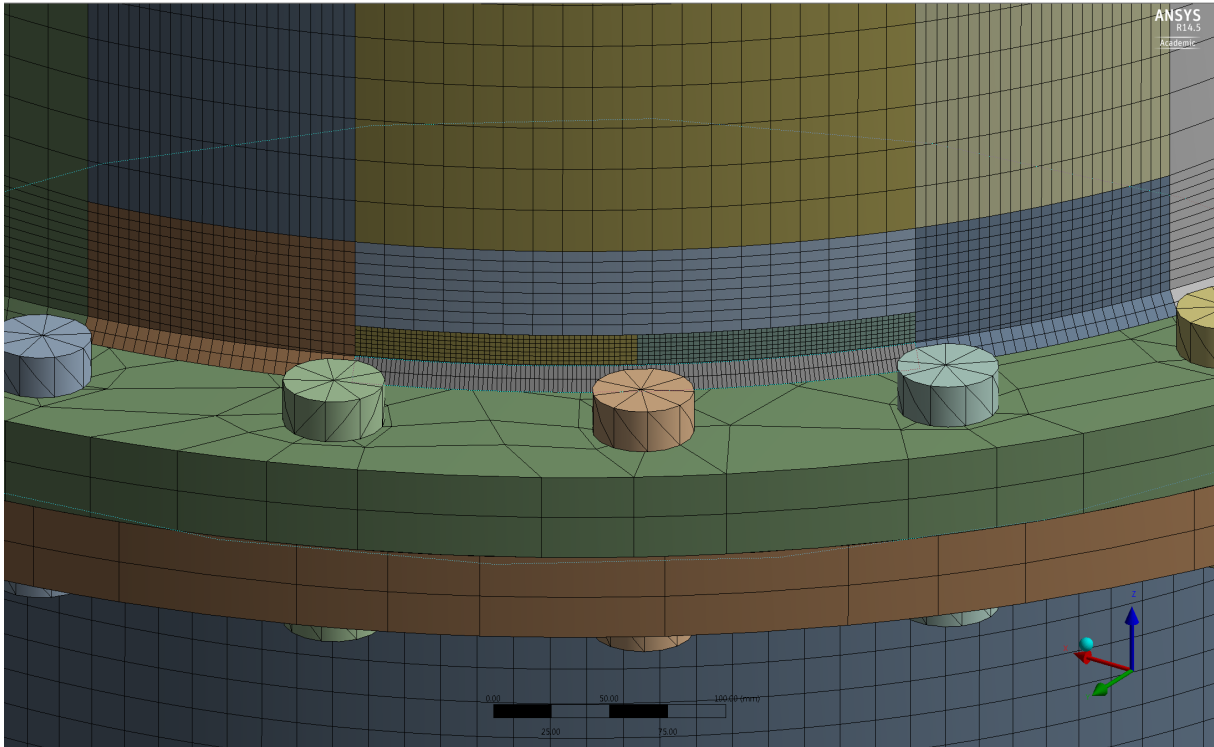


FIGURE 42 - RAFFINEMENT DU MAILLAGE AU DROIT DU POINT CHAUD

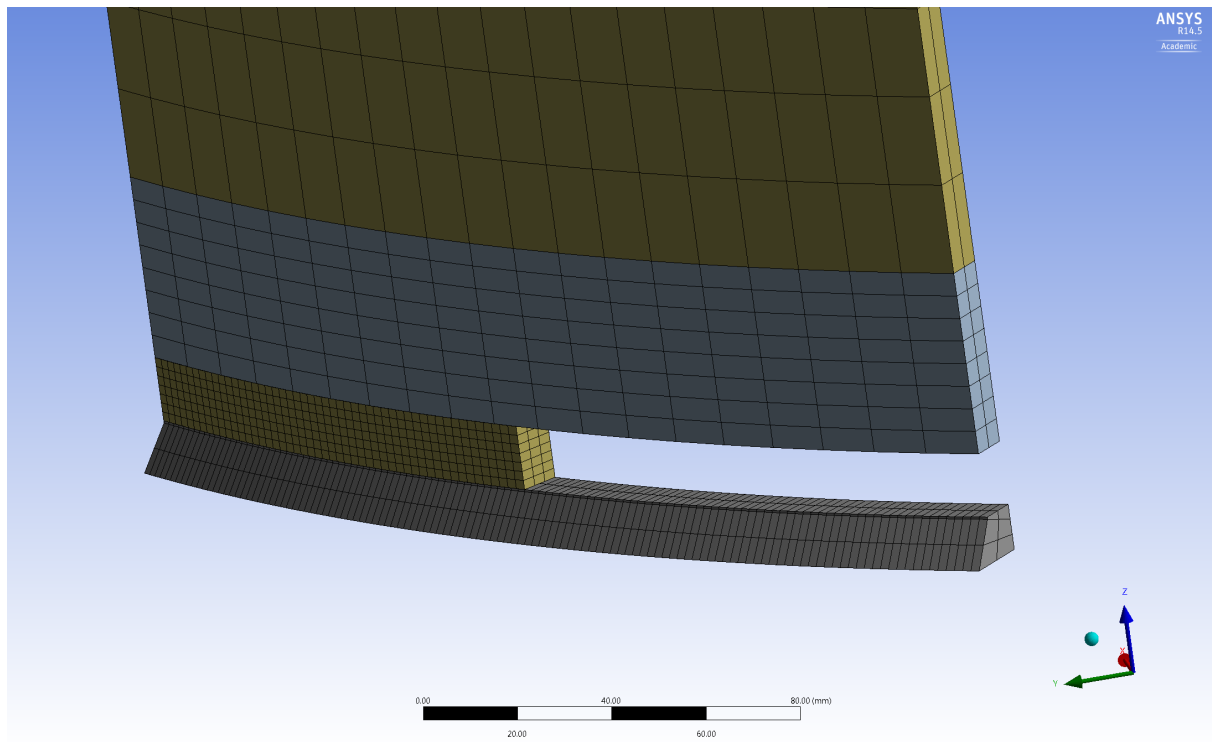


FIGURE 43 - DETAIL 3D DU MAILLAGE

On peut remarquer ici (figure 43) qu'à première vue, la continuité des maillages entre la zone raffinée et la zone intermédiaire n'est pas évidente. En effet, on remarque un décalage entre les lignes de maillage pour les deux zones. Ceci est difficilement solvable, même en imposant comme c'est le cas ici les dimensions des éléments des maillages. En effet, la section de colonne étant circulaire, il est difficile de découper l'assemblage avec des longueurs précises. Enfin il faut noter que les éléments finis 3D sont des éléments à 20 nœuds, permettant un plus grands nombre de points « d'attaches » entre éléments. Le logiciel gère alors directement lors de la génération du maillage et du calcul les conditions de bord à respecter.

Certaines des illustrations présentées dans ce rapport en rapport avec la modélisation et le découpage de l'assemblage seront réimprimée et présentée en annexes (Annexes n°6 et 7) pour permettre de mieux distinguer les détails du maillage.

4.5.4. DETERMINATION DES CONTRAINTES AU POINT CHAUD

Une fois le découpage de la structure terminé et le maillage final généré, l'introduction des efforts successifs peut être entrepris. Dans cette modélisation, toutes les associations d'effort ont été introduites afin d'effectuer un calcul unique de l'assemblage. Le logiciel traite ces données automatiquement et effectue d'un seul coup les calculs correspondants à tous ces cas de charges. Ceci permet un gain de temps considérable et les résultats finaux de toutes les combinaisons peuvent être obtenus après un laps de temps correct (comparé à devoir réintroduire après chaque calcul de la structure une nouvelle combinaison d'efforts). Cependant, ces efforts sont introduits sous forme de rampe, soit une augmentation (respectivement diminution) linéaire entre chaque palier de charge. Pour s'assurer des bons résultats obtenus, différent calculs avec le même maillage, pour des combinaisons d'efforts aléatoires ont été lancés et les résultats comparés. Des valeurs très proches ont été obtenues et les contraintes dans le modèle complet peuvent alors être directement utilisées.

Pour une précision accrue des résultats, trois sondes de contraintes ont été placées précisément au pied de la soudure et aux distances d'extrapolation voulues ($0.4 \cdot t$ et $1.0 \cdot t$). Les bonnes dimensions des éléments du maillage généré peuvent ainsi également être vérifiées, simplement en s'assurant que les sondes de contraintes se trouvent sur les nœuds du maillage (les sondes de contrainte sont placées géométriquement). Les valeurs obtenues par la sonde de contrainte disposée directement au pied de la soudure ne servent pas directement à l'obtention de la valeur de la contrainte au point chaud mais sont calculées à titre indicatif pour se rendre compte de la valeur de concentration de contrainte à ce niveau.

Etant donné la présence même faible de moments dans l'assemblage, il a été jugé utile de s'assurer que les contraintes de cisaillements ne puissent pas provoquer de problèmes de fatigue. Ainsi, et à partir des trois mêmes sondes, les valeurs des contraintes de cisaillement sont déterminées. N'étant soumis ni à un effort de torsion ni à des efforts tranchants importants, ces contraintes de cisaillements devraient être extrêmement faibles, mais il est intéressant de les déterminer.

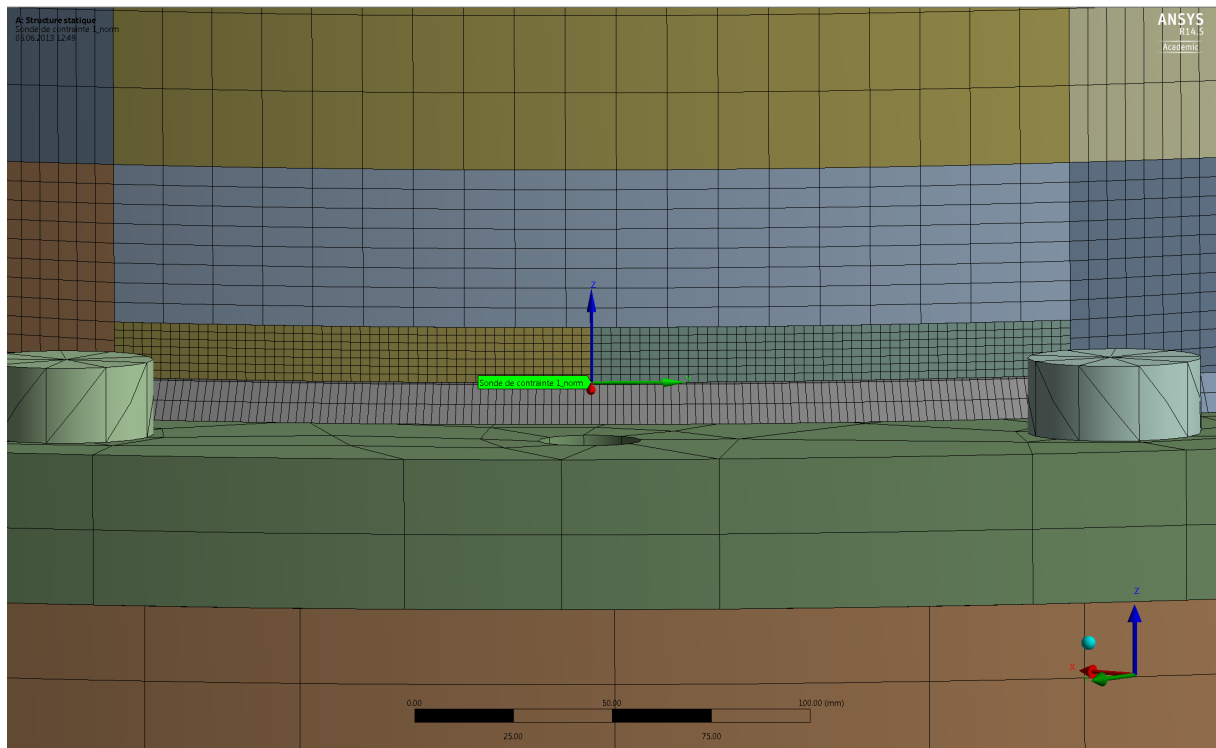


FIGURE 44 - SONDE DE CONTRAINTE N°1 AU PIED DE LA SOUDURE

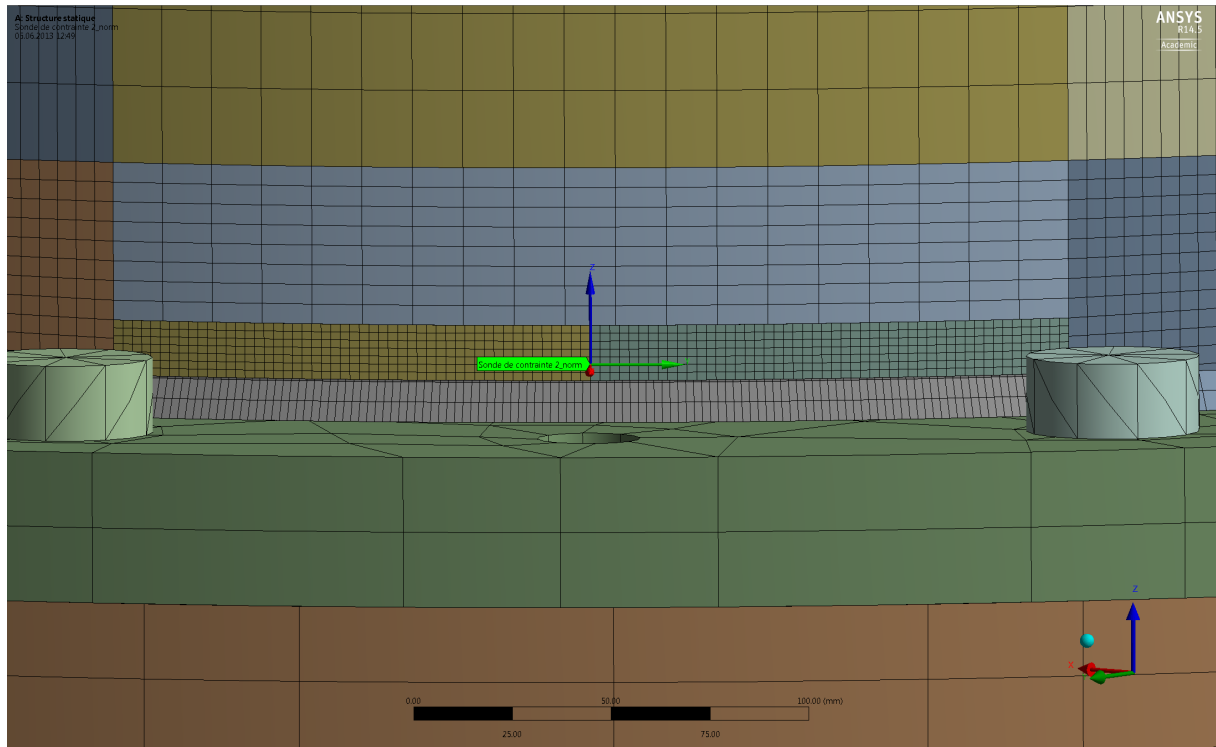


FIGURE 45 - SONDE DE CONTRAINTE N°2 A 0.4·T

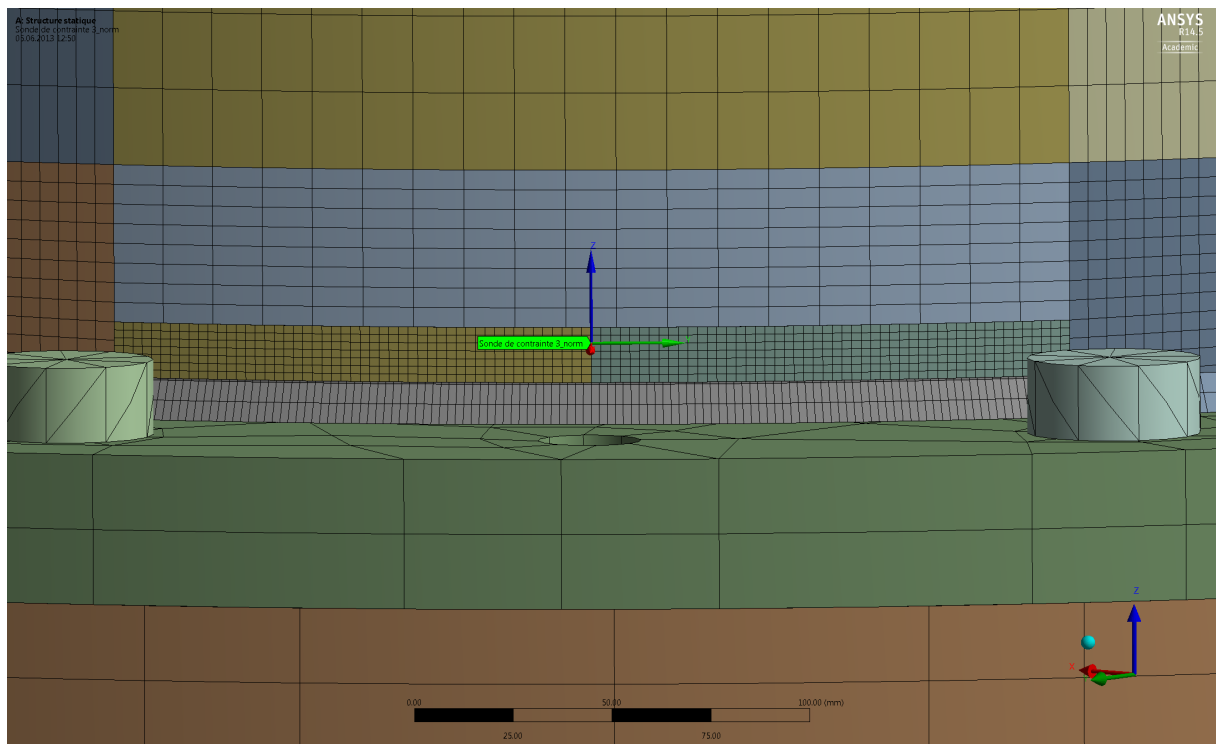


FIGURE 46 - SONDE DE CONTRAINTE N°3 A 1.0·T

Finalement, de manière similaire à la figure 11 (« Types de contraintes en pied de soudure et extrapolation pour la contrainte au point chaud ») les variations de contraintes peuvent être représentées, à titre indicatif (voir les graphiques en pages suivantes). Le temps total pour lequel le passage du convoi sur la structure possède une influence est d'environ 7.5 secondes.

Les intervalles de temps exacts entre chaque position du train sur la structure ont été déterminés à partir du fichier Excel représentant toutes les données relatives au tracé de la piste. En effet il est aisé de déterminer le temps nécessaire au convoi pour effectuer le parcours à partir de la distance parcourue (connue avec la géométrie de la piste) et de la vitesse du train (connue avec les accélérations du train). La première position du train considérée pour l'étude au point chaud a été fixée comme position de départ vis-à-vis du temps et les temps de passages des positions qui suivent ont été adaptés.

4.5.5. RESULTATS ET DISCUSSION

En observant l'historique des contraintes normales au point chaud, on comprend très facilement l'effet du passage le long de la structure d'un convoi sur l'assemblage étudié. Lors d'un passage du train, une augmentation de contrainte importante dans l'assemblage est observée. Ce pic de contrainte se produit au moment où le convoi se trouve au droit de la colonne, et qui comme expliqué précédemment sollicite, de par sa vitesse et le devers de la piste, la colonne étudiée en traction.

La contrainte au point chaud la plus faible (4.3 [MPa]), correspond au moment où le convoi se trouve au point haut de la structure n°3, c'est à dire dans le carrousel (position du centre du train n°24). A ce point, la structure est déplacée de telle manière à engendrer un effort de compression dans la colonne étudiée. Cependant la valeur de la contrainte au point chaud n'est pas négative et cela s'explique par le fait que sans sollicitations, la précontrainte des boulons induit une contrainte au point chaud d'environ 14 [MPa] (un calcul de la structure à été effectué en supprimant les efforts extérieurs).

Pour ce qui est des contraintes de cisaillement, elles sont comme prédit très faibles, voir quasi nulles. Pour évaluer tout de même la pertinence des résultats obtenus, l'historique de ces contraintes pour le passage d'un convoi a également été déterminé et on s'aperçoit directement de la bonne évolution de celle-ci, en tout point semblable aux contraintes normales dans l'assemblage.

De plus, la relation entre contrainte normale au point chaud et contrainte de cisaillement au point chaud est linéaire. Ce qui est théoriquement cohérent. Les graphiques représentant ces résultats sont présentés ci-après.

D'un point de vue général, le fait de modéliser toutes les positions du convoi sur la piste, en chaque point de discrétisation ne serait pas forcément essentiel. En effet, il a été obtenu ici l'allure générale des variations de contraintes dans l'assemblage et considérer chaque position n'aurait indiqué que les petites variations locales de contraintes, ou bien des points intermédiaires sur la courbe déjà tracée. Celles-ci ne constitueraient que de petites différences de contraintes, non déterminantes pour la vérification à la fatigue. Pour un assemblage situé très proche de la piste, comme par exemple une connexion entre colonne et caisson ou encore une bride de caisson, il est alors intéressant, selon les classes de ces détails, de considérer toutes les positions du convois, jusqu'à même distinguer les roues de chaque voiture et leur parcours.

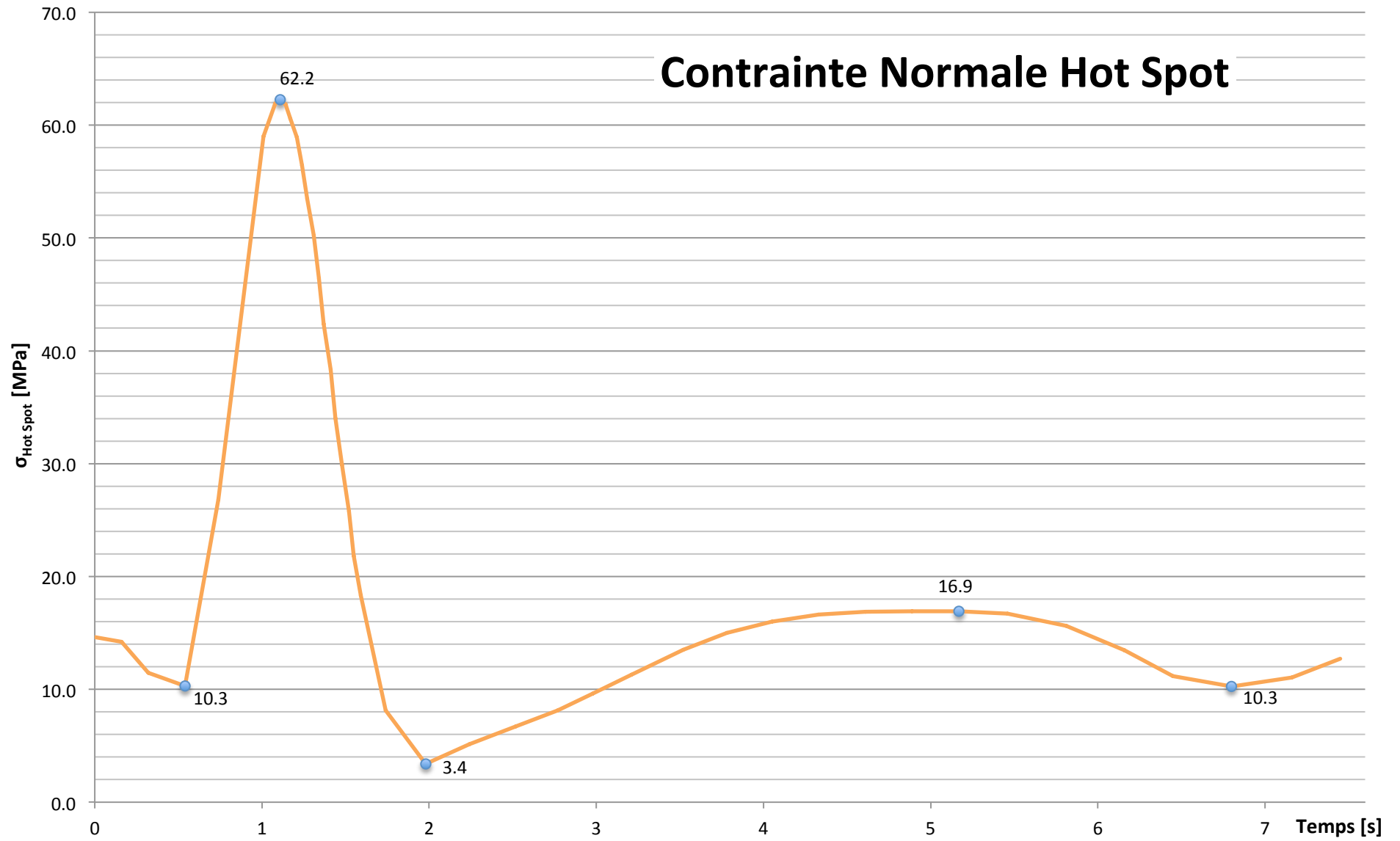
Enfin, l'évolution de la contrainte au pied de la soudure ainsi que la contrainte au point chaud déterminée permet de s'assurer de la similarité avec la théorie des résultats obtenus (voir le schéma sur le graphique correspondant à la figure 11). Ici la différence est que dans le modèle numérique, le pic de contrainte n'est pas très important. Ceci provient du fait que pour la modélisation, la géométrie de la soudure est représentée parfaitement. En pratique, un défaut local (« local notch ») crée par la soudure devrait induire une concentration de contrainte bien plus importante jusqu'à même obtenir une contrainte infinie (dans le logiciel).

Etude Hot-Spot assemblage carrousel

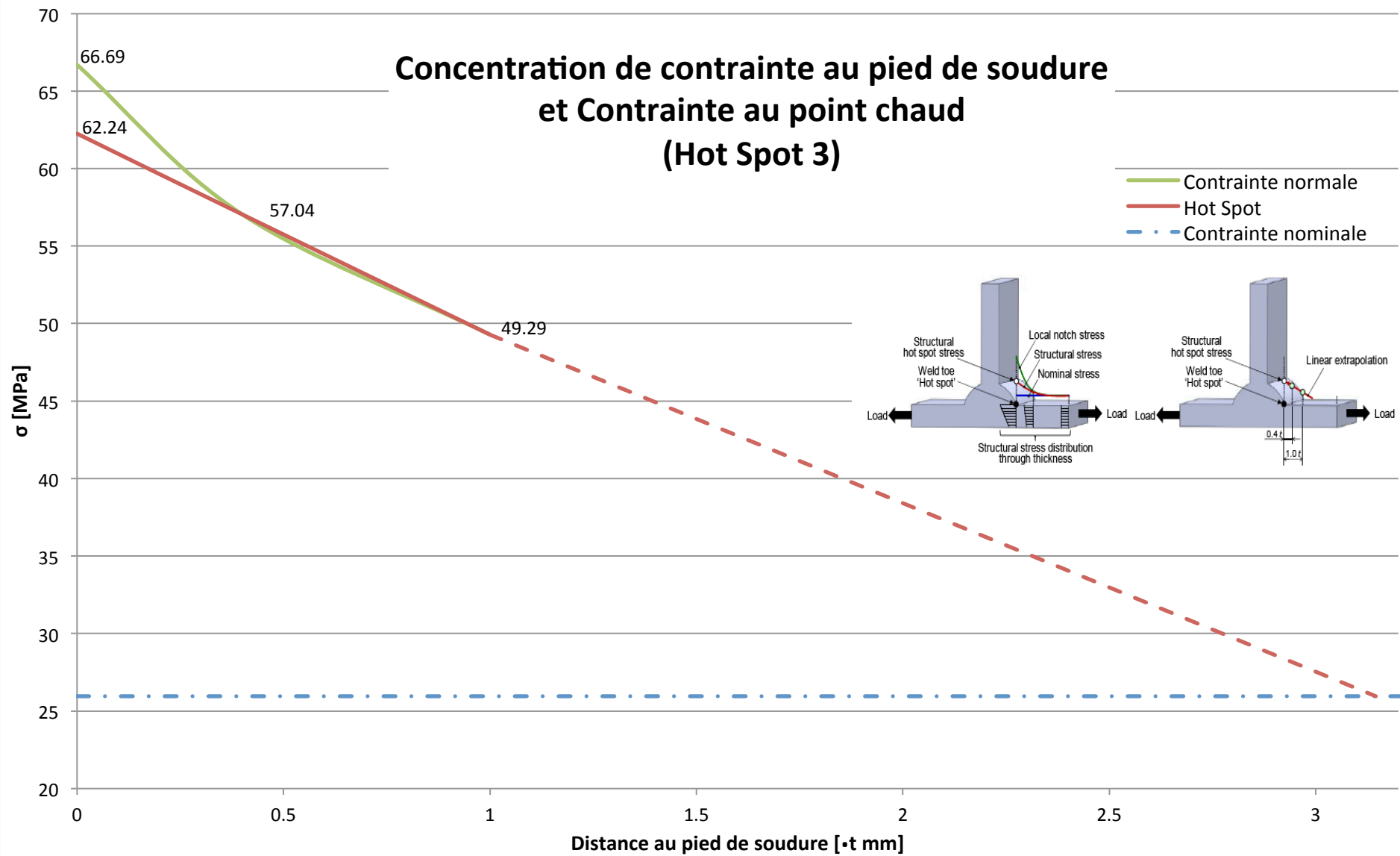
Résultats modélisation et extrapolation

Combinaison Hot Spot #	dx [m]	N [kN]	M _y [kNm]	M _z [kNm]	σ _{pied soudure} [MPa]	σ _{0.4 t} [MPa]	σ _{1.0 t} [MPa]	σ _{Hot Spot} [MPa]	Temps [s]
17	9.948	6.15	-0.45	0.52	15.949	12.7	9.7954	14.6	0
18	9.948	1.69	-0.82	0.27	15.495	12.301	9.4373	14.2	0.16
19	9.948	-21.34	-1.43	-4.42	12.556	9.7199	7.1221	11.5	0.32
20	9.948	-27.98	1.75	-10.06	11.306	8.6203	6.1336	10.3	0.54
21	9.948	109.24	11.66	11.16	28.906	24.053	19.944	26.8	0.74
22	9.948	413.38	15.94	49.33	63.225	54.036	46.639	59.0	1.01
1	9.948	461.36	13.66	48.37	66.334	56.734	49.021	61.9	1.08
2	9.948	478.53	12.11	45.71	66.694	57.04	49.285	62.2	1.11
3	9.948	490.25	10.29	41.88	66.258	56.653	48.933	61.8	1.14
4	9.948	495.04	8.23	37.02	64.95	55.506	47.907	60.6	1.17
5	9.948	496.2	6.05	31.48	63.152	53.932	46.5	58.9	1.21
6	9.948	489.1	3.68	25.32	60.493	51.607	44.429	56.4	1.24
7	9.948	477.3	1.21	18.86	57.373	48.879	42	53.5	1.27
8	9.948	460.73	-1.22	12.31	53.872	45.818	39.273	50.2	1.31
9	9.948	436.82	-3.78	5.72	49.792	42.251	36.095	46.4	1.34
10	9.948	409.35	-6.25	-0.6	45.54	38.533	32.783	42.4	1.37
11	9.948	378.21	-8.56	-6.4	41.217	34.749	29.406	38.3	1.41
12	9.948	342.35	-10.91	-11.8	36.613	30.718	25.809	34.0	1.44
13	9.948	305.27	-12.94	-16.27	32.235	26.886	22.388	29.9	1.48
14	9.948	265.04	-14.95	-20.03	27.792	22.998	18.919	25.7	1.52
15	9.948	224.68	-16.64	-22.78	23.629	19.355	15.668	21.8	1.55
16	9.948	185.25	-18.05	-24.41	19.9	16.093	12.758	18.3	1.59
23	9.948	39.57	-20.59	-22.8	9.0509	6.5971	4.2775	8.2	1.74
24	9.948	-106.02	-11.5	-7.5	3.9692	2.1732	0.35238	3.4	1.98
25	9.948	-142.53	0.64	1.95	5.8007	3.8016	1.8373	5.1	2.24
26	9.948	-140.72	6.11	4.36	7.4911	5.2913	3.1801	6.7	2.52
27	9.948	-117.51	6.55	3.37	8.9935	6.6071	4.3568	8.1	2.77
28	9.948	-85.51	4.93	1.77	10.603	8.0141	5.6118	9.6	2.98
29	9.948	-52.01	3.08	0.62	12.393	9.5789	7.0081	11.3	3.21
30	9.948	-12.71	1.11	0.06	14.762	11.652	8.8587	13.5	3.52
31	9.948	11.19	0.09	0.15	16.347	13.039	10.097	15.0	3.78
32	9.948	25.5	-0.43	0.42	17.394	13.954	10.913	16.0	4.05
33	9.948	33.81	-0.62	0.7	18.053	14.531	11.428	16.6	4.33
34	9.948	36.4	-0.56	0.95	18.322	14.767	11.639	16.9	4.61
35	9.948	36.4	-0.41	1.11	18.39	14.827	11.693	16.9	4.89
36	9.948	35.73	-0.3	1.13	18.366	14.806	11.674	16.9	5.17
37	9.948	33.43	-0.29	0.95	18.15	14.617	11.505	16.7	5.46
38	9.948	20.96	-0.51	0.31	17.009	13.617	10.613	15.6	5.81
39	9.948	-6.53	-0.89	-0.56	14.692	11.588	8.7984	13.5	6.16
40	9.948	-38.98	-0.74	-0.95	12.254	9.4515	6.8875	11.2	6.45
41	9.948	-55.05	-0.09	-0.71	11.273	8.5935	6.121	10.3	6.8
42	9.948	-47.6	0.71	-0.05	12.112	9.3301	6.7819	11.0	7.16
43	9.948	-24.04	0.73	0.27	13.914	10.909	8.1948	12.7	7.45

Contrainte Normale Hot Spot



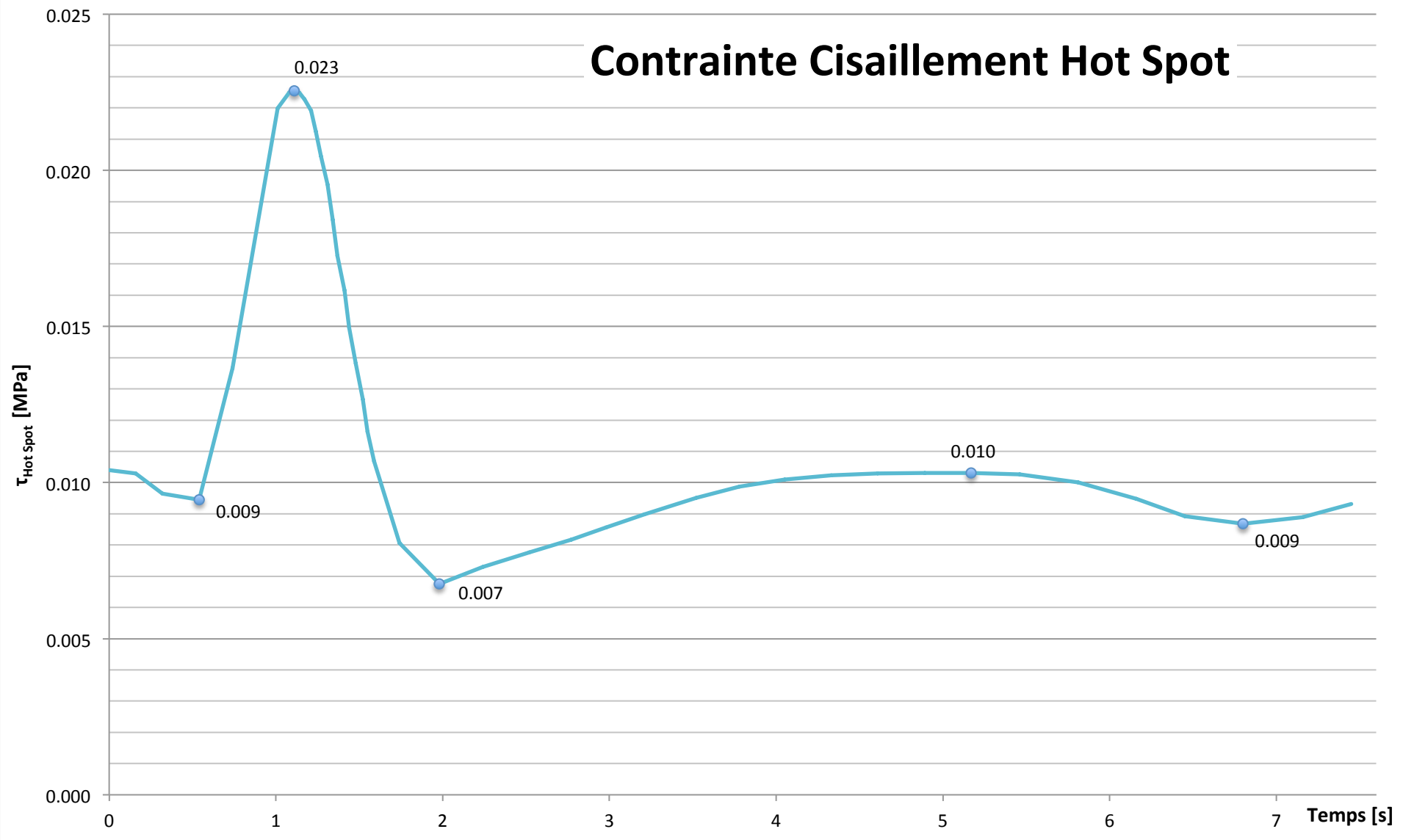
Concentration de contrainte au pied de soudure et Contrainte au point chaud (Hot Spot 3)

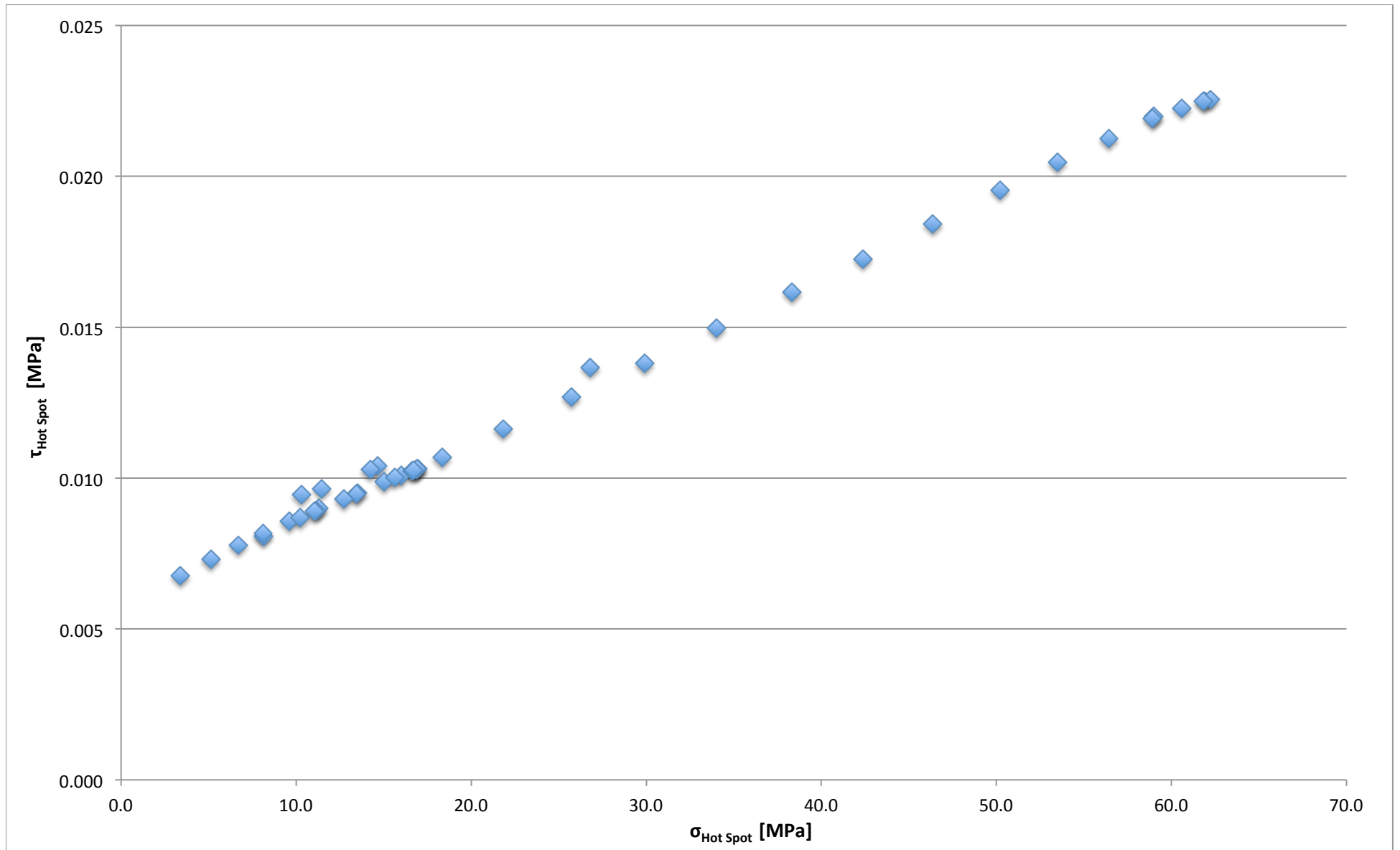


Etude Hot-Spot assemblage carrousel
Résultats modélisation et extrapolation

Combinaison Hot Spot #	dx [m]	N [kN]	M _y [kNm]	M _z [kNm]	τ _{piéd soudure} [MPa]	τ _{0.4 t} [MPa]	τ _{1.0 t} [MPa]	τ _{Hot Spot} [MPa]	Temps [s]
17	9.948	6.15	-0.45	0.52	-0.0667	0.0072	0.0024	0.010	0
18	9.948	1.69	-0.82	0.27	-0.0609	0.0071	0.0024	0.010	0.16
19	9.948	-21.34	-1.43	-4.42	-0.0562	0.0068	0.0025	0.010	0.32
20	9.948	-27.98	1.75	-10.06	-0.0609	0.0067	0.0027	0.009	0.54
21	9.948	109.24	11.66	11.16	-0.0802	0.0091	0.0024	0.014	0.74
22	9.948	413.38	15.94	49.33	0.0009	0.0142	0.0027	0.022	1.01
1	9.948	461.36	13.66	48.37	0.0024	0.0146	0.0027	0.023	1.08
2	9.948	478.53	12.11	45.71	0.0018	0.0146	0.0027	0.023	1.11
3	9.948	490.25	10.29	41.88	0.0006	0.0146	0.0028	0.022	1.14
4	9.948	495.04	8.23	37.02	-0.0013	0.0144	0.0028	0.022	1.17
5	9.948	496.2	6.05	31.48	-0.0038	0.0142	0.0028	0.022	1.21
6	9.948	489.1	3.68	25.32	-0.0070	0.0138	0.0028	0.021	1.24
7	9.948	477.3	1.21	18.86	-0.0110	0.0133	0.0027	0.020	1.27
8	9.948	460.73	-1.22	12.31	-0.0251	0.0128	0.0026	0.020	1.31
9	9.948	436.82	-3.78	5.72	-0.0426	0.0120	0.0025	0.018	1.34
10	9.948	409.35	-6.25	-0.6	-0.0584	0.0113	0.0024	0.017	1.37
11	9.948	378.21	-8.56	-6.4	-0.0615	0.0106	0.0024	0.016	1.41
12	9.948	342.35	-10.91	-11.8	-0.0677	0.0099	0.0023	0.015	1.44
13	9.948	305.27	-12.94	-16.27	-0.0718	0.0092	0.0023	0.014	1.48
14	9.948	265.04	-14.95	-20.03	-0.0725	0.0085	0.0023	0.013	1.52
15	9.948	224.68	-16.64	-22.78	-0.0680	0.0079	0.0024	0.012	1.55
16	9.948	185.25	-18.05	-24.41	-0.0632	0.0074	0.0024	0.011	1.59
23	9.948	39.57	-20.59	-22.8	-0.0330	0.0058	0.0025	0.008	1.74
24	9.948	-106.02	-11.5	-7.5	-0.0046	0.0051	0.0026	0.007	1.98
25	9.948	-142.53	0.64	1.95	-0.0202	0.0054	0.0026	0.007	2.24
26	9.948	-140.72	6.11	4.36	-0.0330	0.0057	0.0026	0.008	2.52
27	9.948	-117.51	6.55	3.37	-0.0418	0.0059	0.0026	0.008	2.77
28	9.948	-85.51	4.93	1.77	-0.0491	0.0062	0.0026	0.009	2.98
29	9.948	-52.01	3.08	0.62	-0.0562	0.0064	0.0025	0.009	3.21
30	9.948	-12.71	1.11	0.06	-0.0636	0.0067	0.0024	0.010	3.52
31	9.948	11.19	0.09	0.15	-0.0625	0.0069	0.0024	0.010	3.78
32	9.948	25.5	-0.43	0.42	-0.0613	0.0070	0.0024	0.010	4.05
33	9.948	33.81	-0.62	0.7	-0.0607	0.0071	0.0024	0.010	4.33
34	9.948	36.4	-0.56	0.95	-0.0605	0.0071	0.0024	0.010	4.61
35	9.948	36.4	-0.41	1.11	-0.0605	0.0071	0.0024	0.010	4.89
36	9.948	35.73	-0.3	1.13	-0.0607	0.0071	0.0024	0.010	5.17
37	9.948	33.43	-0.29	0.95	-0.0609	0.0071	0.0024	0.010	5.46
38	9.948	20.96	-0.51	0.31	-0.0613	0.0070	0.0024	0.010	5.81
39	9.948	-6.53	-0.89	-0.56	-0.0613	0.0066	0.0024	0.009	6.16
40	9.948	-38.98	-0.74	-0.95	-0.0520	0.0063	0.0025	0.009	6.45
41	9.948	-55.05	-0.09	-0.71	-0.0480	0.0062	0.0025	0.009	6.8
42	9.948	-47.6	0.71	-0.05	-0.0524	0.0063	0.0025	0.009	7.16
43	9.948	-24.04	0.73	0.27	-0.0597	0.0066	0.0025	0.009	7.45

Contrainte Cisaillement Hot Spot





4.6. ESTIMATION DE LA DUREE DE VIE DE L'ASSEMBLAGES

4.6.1. METHODE DU CUMMUL DES DOMMAGES INDIVIDUELS⁷

Le présent paragraphe présente un bref rappel théorique de la méthode d'estimation de la durée de vie des assemblages à la fatigue à partir d'un historique des contraintes. Celle-ci comprend le concept de vérification d'un détail d'assemblage au niveau de son dommage dû aux différences de contraintes subies par ce dernier.

La sollicitation réelle du grand-huit étudié, comme pour beaucoup de structures, est constituée de différences de contraintes au point chaud $\Delta\sigma_{HS,i}$ différentes les unes des autres. De manière parfaitement analogue à la vérification effectuée pour la méthode des différences de contraintes nominales, on peut estimer à partir de la courbe de résistance à la fatigue («courbe de Wöhler») la durée de vie de l'assemblage. Il sera utilisé ici bien évidemment une courbe de résistance à la fatigue adaptée à la méthode du point chaud, correspondant à la classe de détail de l'assemblage.

Cette courbe exprime pour chaque niveau de différence de contraintes $\Delta\sigma_{HS,i}$, le nombre de cycles jusqu'à la ruine N_i . C'est à partir de cette considération que l'on peut déduire pour chacune de ces différences de contraintes un dommage individuel correspondant d_i . Ainsi pour n_i cycles de différences de contraintes, un dommage partiel de l'assemblage $n_i \cdot d_i$ en résulte.

Le dommage total (D_{tot}) pour la structure étudiée s'exprime donc par la relation suivante :

$$D_{tot} = \sum_{i=1}^k n_i \cdot d_i = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = \sum_{i=1}^k \left(\frac{n_i}{(\gamma_{Mf}^{-m} \cdot C \cdot (\gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_{HS,i})^{-m})} \right)$$

Où k est le niveau de différences de contraintes $\Delta\sigma_{HS,i}$;

m est la pente de la partie de courbe considérée (voir les considérations suivantes)

Une valeur de D_{tot} supérieure ou égale à 1.0 signifie que la durée de vie de l'élément est atteinte. Ainsi lors de la vérification à la fatigue, il est important de se retrouver en deca de cette valeur (soit $D_{tot} \leq 1.0$).

Dans ce projet, et afin d'évaluer l'importance de la limite de fatigue dans la courbe de résistance à la fatigue, deux approches de vérification seront utilisées. Dans un premier temps, aucune limite de fatigue ne sera considérée sur l'ensemble du domaine $N-\Delta\sigma$. Ainsi toutes les différences de contraintes seront comptabilisées dans le calcul des dommages (ce qui représente une approche conservatrice dans laquelle on sous-estime la durée de vie totale). Enfin, et dans un second temps, il sera pris en compte que les différences de contraintes inférieures à la limite de fatigue $\Delta\sigma_D$ permettent théoriquement une durée de vie infinie. Cependant, cette considération n'est valable dans la réalité que lorsque toutes les différences de contraintes dans une structure sont inférieures à cette limite. Il sera alors considéré la limite de troncation $\Delta\sigma_L$ pour le détail étudié.

Les détails de toutes ces considérations et les définitions de tous les paramètres cités sont présentés dans les pages manuscrites suivantes. Ces pages présentent également directement les résultats obtenus pour l'assemblage étudié.

⁷ Traité de Génie Civil Vol. 10, *Construction Métallique*, §13.5

Estimation de la durée de vie de l'assemblage

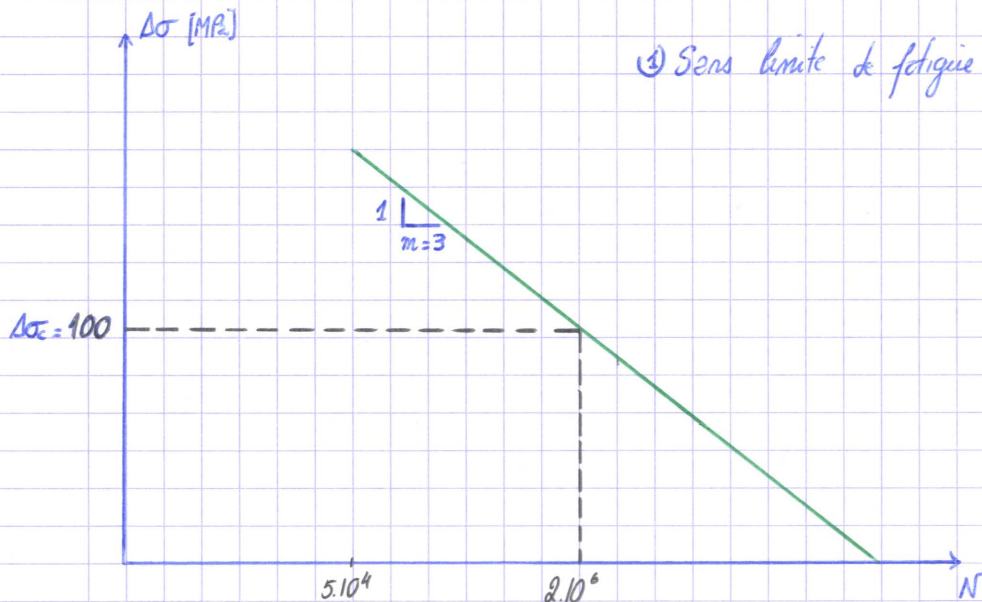
Classe de détail et paramètres de la courbe de résistance

D'après la norme Eurocode 3, la catégorie de détail, pour une fissure s'initiant au pied d'une soudure (principe Hot Spot), correspondent à l'assemblage étudié serait FAT100 soit $\Delta\sigma_c = 100 [MPa]$

Contraintes normales
au point chaud

EN 1993-1-9
Annex B
tableau B.1

La courbe de résistance, esquissée ci-après représente les paramètres principaux correspondant à la catégorie de détail trouvée:



$\Delta\sigma_d = 0,74 \Delta\sigma_c$

$\Delta\sigma_e = 0,55 \Delta\sigma_c$

Differences de contraintes normalesSelon Historique
des contraintes

Sur base de l'historique des contraintes présenté précédemment, on constate que le passage d'un train correspond à une grande différence de contraintes suivie de plusieurs petites différences de contraintes.

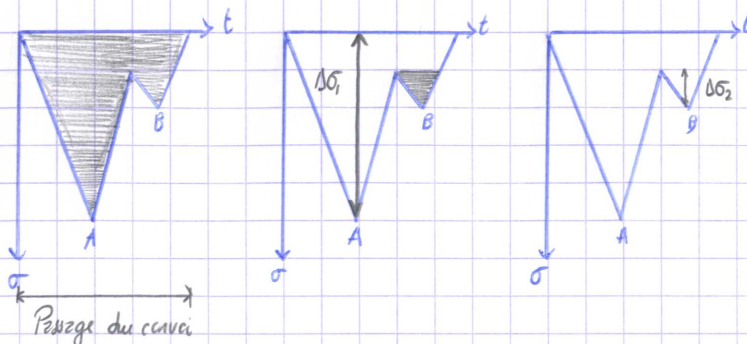
TGC 10 § 13.4.3

La méthode utilisée ici pour l'analyse de cet historique des contraintes sera la méthode dite du "réservoir". C'est cette méthode qui est généralement admise pour les éléments soudés, comme c'est le cas ici.

Pour le cas étudié, une adaptation de l'historique est à effectuer afin de "créer" un réservoir présentant en ses deux extrémités la valeur minimale. Pour ce faire, la partie à droite de la contrainte la plus faible de l'histogramme (ici 3,4 [MPa]) est découpée de l'autre côté du diagramme. Aussi l'axe de différence de contraintes (ordonnée) est inversé pour cette méthode (dirigé vers le bas).

Le réservoir ainsi obtenu est alors fictivement rempli puis percé successivement en ses points les plus bas. Les différences entre les niveaux d'eau d'origine et des points de percement correspondent aux différences de contraintes à utiliser pour la vérification à la fatigue.

Principe : à partir d'un exemple sélective



Remplissage initial

1^{er} percement
au point A2^{ème} percement
au point B

→ Application de la méthode du réservoir à l'historique (adapté) des contraintes obtenu.

Graphique page suivante

On identifie 3 différences de contrainte principales:

$$\Delta\sigma_{HS,1} = 58,8 \text{ [MPa]}$$

$$\Delta\sigma_{HS,2} = 6,6 \text{ [MPa]}$$

$$\Delta\sigma_{HS,3} = 4,3 \text{ [MPa]}$$

Cumul des dommages individuels

Le calcul de la durée de vie par la méthode du cumul des dommages individuel est présenté dans la feuille de calcul Excel suivante

Le nombre total de cycle correspond à une exploitation de:

$$1500 \text{ [pass./heure]} \cdot 10 \text{ [heures/jour]} \cdot 365 \text{ [jours/an]} \text{ pendant } 15 \text{ [ans]} \text{ durée du projet}$$

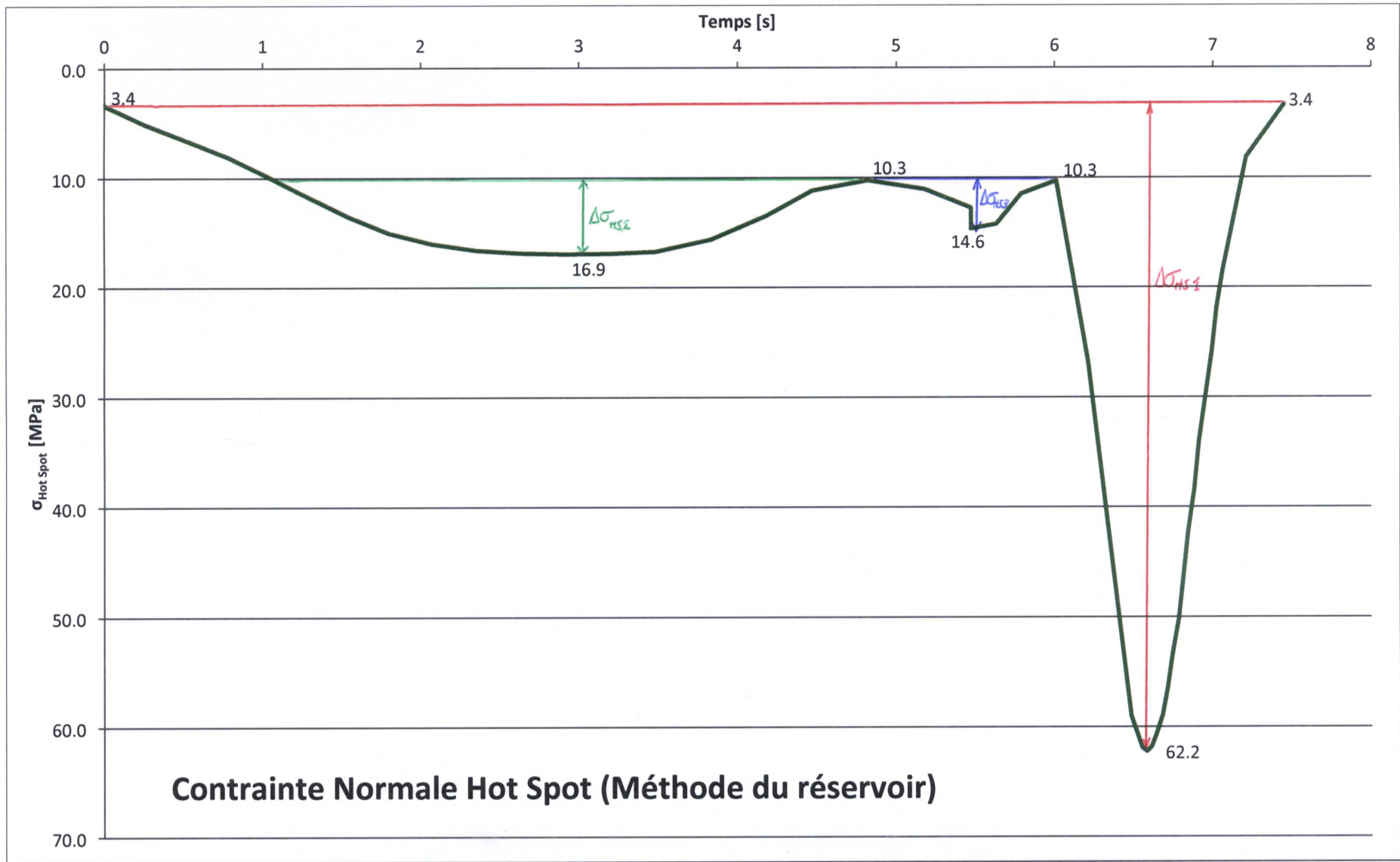
par BBM

Ici sont considérés les facteurs partiels de sécurité pour la vérification:

$$\gamma_{Mp} \text{ et } \gamma_{Mf}$$

⇒ Calcul du dommage après 15 ans d'exploitation selon 2 méthodes (considération ou non de la limite de fatigue)

⇒ Calcul de nombre d'années pour un dommage total de 100% selon les 2 mêmes méthodes



Utilisation

	15 [ans]
	365 [jours/an]
	10 [h/jour]
	1500 [pers/heure]
	36 [pers/train]

Nombre total de passages

2281250 [cycles]

Paramètres courbe de résistance

$\Delta\sigma_C$	100 [N/mm ²]	Niveau 1
N_C	2.0E+06 [cycles]	
m_C	3 [-]	
C_C	2.0E+12 [cycles•(N/mm ²) ³]	
$\Delta\sigma_D$	74 [N/mm ²]	Niveau 2
N_D	5.0E+06 [cycles]	
m_D	5 [-]	
C_D	1.1E+16 [cycles•(N/mm ²) ³]	
$\Delta\sigma_L$	40.7 [N/mm ²]	Niveau 3
N_L	1.0E+08 [cycles]	

Paramètres de la vérification

Y_{Mf}	1.1 [-]
Y_{Ff}	1 [-]

Valeurs de sollicitations

$\Delta\sigma_{HS,1}$	58.8 [N/mm ²]
$\Delta\sigma_{HS,2}$	6.6 [N/mm ²]
$\Delta\sigma_{HS,3}$	4.3 [N/mm ²]

Avec considération de la limite de fatigue

$\Delta\sigma_{HS,i}$	Niveau	n_i	m	C_i	N_i	n_i/N_i
58.8	2	2281250	5	1.11E+16	9801184	23%
6.6	3	-	-	-	-	-
4.3	3	-	-	-	-	-
						23%

Sans considération de la limite de fatigue

$\Delta\sigma_{HS,i}$	Niveau	n_i	m	C_i	N_i	n_i/N_i
58.8	1	2281250	3	2.0E+12	7.3913E+06	31%
6.6	1	2281250	3	2.0E+12	5.2266E+09	0%
4.3	1	2281250	3	2.0E+12	1.8899E+10	0%
						31%

4.6.2. RESULTATS

- Sans considération de la limite de fatigue

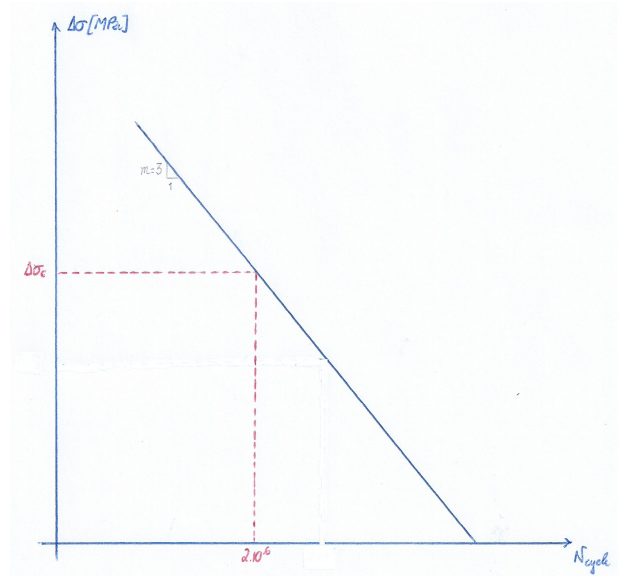


FIGURE 47 - COURBE DE RESISTANCE A LA FATIGUE SANS LIMITE DE FATIGUE

Dans le cas où toutes les différences de contraintes au point chaud sont considérées, et avec une courbe de résistance à la fatigue pour la classe de détails déterminée n'ayant qu'une pente (FAT100, $m=3$) le cumul des dommages individuel n'est que de 31 [%]. La durée de vie n'est donc pas atteinte après 15 années de service.

- Avec considération de la limite de fatigue

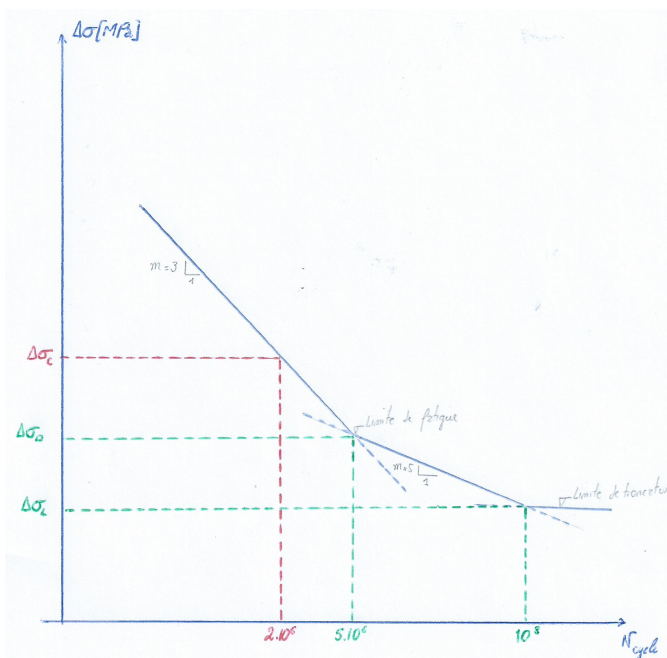


FIGURE 48 - COURBE DE RESISTANCE A LA FATIGUE AVEC LIMITE DE FATIGUE ET DE TRONCATURE

En considérant un changement de pente dans la courbe de résistance à la fatigue à 5 millions de cycles, puis une limite de tronçature à 100 millions de cycles, on obtient une valeur de cumul des dommages de seulement 23 [%].

4.6.3. DISCUSSION DES RESULTATS

Comme présenté dans le rappel théorique de la méthode du cumul des dommages individuels (§4.6.1), ne pas considérer la limite de fatigue implique un cumul des dommages plus important pour la structure et donc une durée de vie de service plus faible. Cette considération permet d'obtenir un résultat conservateur, soit du côté de la sécurité. En comparaison, et pour se rendre compte de la marge de différence entre les deux, le même calcul a été effectué en considérant cette fois-ci la limite de fatigue (limite dite « de troncature » $\Delta\sigma_L$, fictive mais utile pour déterminer le cumul des dommages individuels). Ainsi une augmentation d'environ 75 [%] est observée par rapport à la première considération (de 23 [%] à 31 [%])

A partir de ces résultats, et puisque la structure doit être dimensionnée pour une durée minimale de 15 ans, il est intéressant de déterminer la durée de vie effective de la structure. Ceci en considérant que tout au long de la durée de service, les conditions d'utilisation et d'exploitation restent identiques.

Avec cette hypothèse, un solveur simple dans Excel a été lancé, fixant la valeur du dommage total à 100 [%] et faisant varier le nombre d'années d'exploitation. Et ce toujours en faisant la distinction entre la considération ou non de la limite de fatigue.

- Sans considération de la limite de fatigue

La durée de vie effective de la structure a été déterminée à 48.5 ans

- Avec considération de la limite de fatigue

La durée de vie effective de la structure a été évaluée à 64.4 ans.

La différence entre les deux résultats (16 ans) n'est pas négligeable est il est sans doute plus économique d'effectuer le calcul du cumul des dommages avec la limite de fatigue. D'autant plus que la différence de charge de travail que cela implique n'est pas significative.

Finalement, il est important de souligner que les deux plus petites variations de contraintes $\Delta\sigma_{HS,2}$ et $\Delta\sigma_{HS,3}$ ne présentent, quelque soit la considération effectuée, aucune importance vis-à-vis des sollicitation à la fatigue. Ceci est tout à fait cohérent à la vue de leur valeur très faible par rapport à la catégorie de détail (FAT100) de la bride.

Les feuilles Excel de résultats sont présentées en pages suivantes.

Utilisation

	48.5 [ans]
	365 [jours/an]
	10 [h/jour]
	1500 [pers/heure]
	36 [pers/train]

Nombre total de passages

7377966 [cycles]

Paramètres courbe de résistance

$\Delta\sigma_C$	100 [N/mm ²]	Niveau 1
N_C	2.0E+06 [cycles]	
m_C	3 [-]	
C_C	2E+12 [cycles•(N/mm ²) ³]	
$\Delta\sigma_D$	74 [N/mm ²]	Niveau 2
N_D	5.0E+06 [cycles]	
m_D	5 [-]	
C_D	1.1095E+16 [cycles•(N/mm ²) ³]	
$\Delta\sigma_L$	40.7 [N/mm ²]	Niveau 3
N_L	1.0E+08 [cycles]	

Paramètres de la vérification

Y_{Mf}	1.1 [-]
Y_{Ff}	1 [-]

Valeurs de sollicitations

$\Delta\sigma_{HS,1}$	58.8 [N/mm ²]
$\Delta\sigma_{HS,2}$	6.6 [N/mm ²]
$\Delta\sigma_{HS,3}$	4.3 [N/mm ²]

Avec considération de la limite de fatigue

$\Delta\sigma_{HS,i}$	Niveau	n_i	m	C_i	N_i	n_i/N_i
58.8	2	7377966.15	5	1.11E+16	9801184	75%
6.6	3	-	-	-	-	-
4.3	3	-	-	-	-	-
						75%

Sans considération de la limite de fatigue

$\Delta\sigma_{HS,i}$	Niveau	n_i	m	C_i	N_i	n_i/N_i
58.8	1	7377966.15	3	2.0E+12	7.3913E+06	100%
6.6	1	7377966.15	3	2.0E+12	5.2266E+09	0%
4.3	1	7377966.15	3	2.0E+12	1.8899E+10	0%
						100%

Utilisation

	64.4 [ans]
	365 [jours/an]
	10 [h/jour]
	1500 [pers/heure]
	36 [pers/train]

Nombre total de passages

9801174 [cycles]

Paramètres courbe de résistance

$\Delta\sigma_C$	100 [N/mm ²]	Niveau 1
N_C	2.0E+06 [cycles]	
m_C	3 [-]	
C_C	2E+12 [cycles•(N/mm ²) ³]	
$\Delta\sigma_D$	74 [N/mm ²]	Niveau 2
N_D	5.0E+06 [cycles]	
m_D	5 [-]	
C_D	1.1095E+16 [cycles•(N/mm ²) ³]	
$\Delta\sigma_L$	40.7 [N/mm ²]	Niveau 3
N_L	1.0E+08 [cycles]	

Paramètres de la vérification

Y_{Mf}	1.1 [-]
Y_{Ff}	1 [-]

Valeurs de sollicitations

$\Delta\sigma_{HS,1}$	58.8 [N/mm ²]
$\Delta\sigma_{HS,2}$	6.6 [N/mm ²]
$\Delta\sigma_{HS,3}$	4.3 [N/mm ²]

Avec considération de la limite de fatigue

$\Delta\sigma_{HS,i}$	Niveau	n_i	m	C_i	N_i	n_i/N_i
58.8	2	9801173.87	5	1.11E+16	9801184	100%
6.6	3	-	-	-	-	-
4.3	3	-	-	-	-	-
						100%

Sans considération de la limite de fatigue

$\Delta\sigma_{HS,i}$	Niveau	n_i	m	C_i	N_i	n_i/N_i
58.8	1	9801173.87	3	2.0E+12	7.3913E+06	133%
6.6	1	9801173.87	3	2.0E+12	5.2266E+09	0%
4.3	1	9801173.87	3	2.0E+12	1.8899E+10	0%
						133%

4.7. ETUDE PARTICULIERE : L'EFFET LEVIER

Une fois la vérification à la fatigue selon la méthode du point chaud effectuée, d'autres aspects concernant ce type d'assemblages sont intéressants à étudier. Il a en effet été remarqué que, peu importe l'importance des sollicitations des colonnes de supports, la disposition des assemblages reste toujours la même. Ainsi, et seulement en fonction du diamètre de la colonne, l'épaisseur des brides reste inchangée et le nombre de boulon est défini d'office. Etant donné qu'il peut y avoir dans un parcours de grand-huit une centaine d'assemblage similaire, pour des raisons d'économie et de simplicité, les mêmes assemblages sont donc utilisés partout.

Il serait donc intéressant d'évaluer le comportement, pour une colonne de diamètre identique à celle étudiée auparavant (soit 40"), d'un tel assemblage soumis à de la traction pure en faisant varier le nombre de boulon ou l'épaisseur des brides assemblées. On peut légitimement penser que ces assemblages sont dans la quasi-totalité des cas surdimensionnés. En effet, au vu des efforts dans la structure constatés, hormis certaines colonnes très sollicitées, il semblerait que des brides de 38.1 [mm] soient trop épaisses.

Sur ce principe, une étude paramétrique sera effectuée pour évaluer si les dimensions de ces assemblages pourraient être diminuées ou si le phénomène de l'effet levier (et à partir de quelles conditions), qui sera expliqué ci-après, devient prépondérant. Plusieurs calculs de ce même assemblage seront donc effectués en faisant varier le nombre de boulons ainsi que l'épaisseur des brides. Pour chacun une modélisation sera effectuée, et une force de traction sera appliquée, augmentant de façon linéaire. Des sondes de contraintes seront disposées dans chacun des boulons pour se rendre compte de l'évolution de la charge qu'ils doivent supporter.

4.7.1. RAPPEL THEORIQUE⁸

Pour un assemblage constitué de boulons qui travaillent en traction, comme c'est quasiment le cas ici (vu les valeurs faibles des moments de flexion), les tôles de l'assemblage doivent être suffisamment rigides, auquel cas ces dernières peuvent fléchir et induire une force appelée « force de levier » qui viendra augmenter la sollicitation du boulon de manière importante.

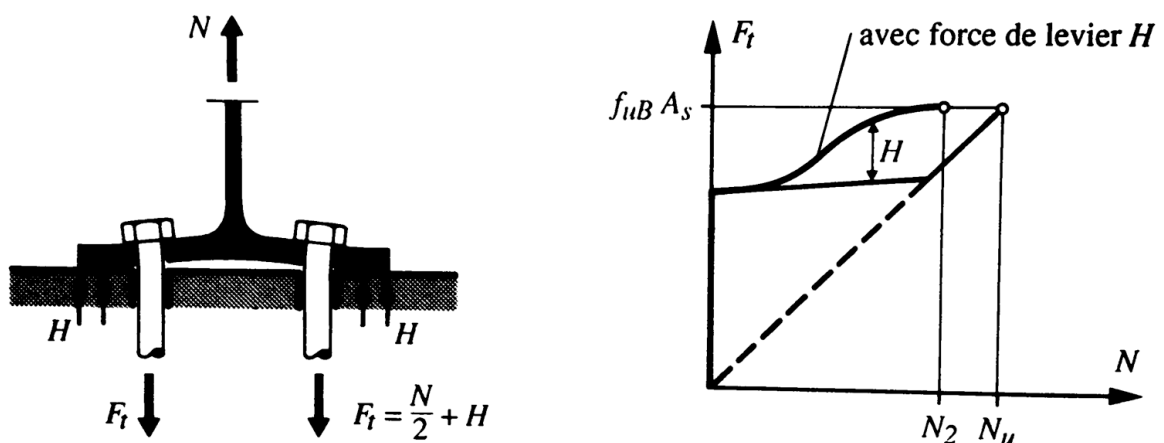


FIGURE 49 - FORCE DE LEVIER DANS LES ASSEMBLAGES SOLLICITES EN TRACTION

⁸ Traité de Génie Civil Vol. 10, *Construction Métallique*, §8.7.6

La force de levier H peut donc provoquer une rupture prématurée des boulons. Comme présenté sur la figure 49, l'évolution de la valeur de l'effort de traction F_t dans un boulon d'un assemblage précontraint montre qu'avec l'influence de l'effet levier, la force extérieure de rupture du boulon (initialement N_u) vaut N_2 qui est inférieure à N_u .

La force de levier ne peut se développer que si un contact entre les pièces assemblées se crée lorsque celles-ci se déforment (fléchissement dû à la charge de traction sur l'assemblage). La valeur de la force de levier H est donc directement influencée par les paramètres suivants :

- l'épaisseur des pièces assemblées (qui influe sur la déformation)
- la forme initiale des éléments assemblés (géométrie changée suite par exemple au soudage qui implique l'impossibilité de contact entre les pièces)
- les dispositions de constructions particulières (possibilité notamment d'intercaler des rondelles entre les pièces assemblées)

4.7.2. MODELISATION FEM 3D

Toujours sur le même principe que pour l'étude à la fatigue par la méthode du point chaud, les assemblages avec les différents nombres de boulons et les différentes épaisseurs de brides sont modélisés. Aussi, pour s'assurer d'obtenir des résultats comparables, les étapes de modélisation seront reproduites à l'identiques (figures 50 à 57).

Motivations

Basé sur le phénomène de "l'effet levier" dans les assemblages boulonnés, une étude paramétrique sera effectuée vis à vis des brides de colonne.

La raison provient du fait que quelque soit la sollicitation de la colonne de support, les géométries/dimensions/caractéristiques des brides sont fixées chez B&M

↳ Aspect économique évident, étant donné la présence de centaines de brides sur un même parcours, simplification importante au niveau du processus de fabrication

→ standardisation

Cependant, à partir de modélisations de ces assemblages, il serait intéressant de constater si ces assemblages sont "toujours" surdimensionnés. Ainsi en appliquant des charges de traction pure jusqu'à la limite de plastification de la colonne ($N = f_y \cdot A$) ou à la rupture des boulons ($N = n_b \cdot f_u \cdot A_b \cdot \frac{1}{\gamma_{M2}}$) il sera alors possible de voir à partir de quelle dimension de l'assemblage, l'effet levier devient trop important.

↳ Variation de deux paramètres:

- nombre de boulons (24-18-12-6 boulons)
- épaisseur bride (38 ou 19 mm)

Modélisation

Identique à celle de l'étude Hot Spot, à la différence près que l'assemblage ne sera ici pas décapé et il n'y aura pas de mailloage différent dans la zone

Raffinement possible au niveau de boulons

Les résultats qui intéressent sont les efforts normaux (via les contraintes) dans les boulons et leur évolution en fonction de la charge externe

Assemblages étudiés

Les dimensions de l'assemblage étudié seront celles basées sur la colonne qui a été étudiée à la fatigue par la méthode du point chaud, soit une colonne de diamètre 914 [mm] et d'épaisseur 10 [mm]

Les diamètres des éléments (colonne, bride, boulon) restera inchangés. Seul les épaisseurs de bride et le nombre de boulons variera.

Dans un premier temps sera calculés l'assemblage correspondant à celui étudié puis petit à petit les nombres de boulons seront diminués. Ainsi à partir du moment où l'effet thermique sera trop important il ne sera pas nécessaire de calculer des assemblages encore plus petit mais peut être, si le temps le permet, essayer de trouver un optimum. La base pour de prochaines études sera dans tous les cas posée.

Efforts appliqués

La valeur des efforts appliqués (maximale) sera déterminée en fonction de la relation Force dans le boulon - Force extérieure appliquée.

Etant donné que l'assemblage est soumis à de la traction pure, l'effort appliqué est divisé et repris dans chaque boulon.

La valeur maximale qui sera appliquée pour l'étude sera donc la minimum entre ces deux valeurs.



Rupture boulon: $N_{\text{max, ext}} = n_{\text{boulon}} \cdot R = n_{\text{boulon}} \cdot f_{uB} \cdot \frac{A_s}{2}$

Plastification colonne: $N_{\text{max, ext}} = f_y \cdot \frac{A_{col}}{2}$

↳ ou moins si concentration de contraintes au pied de la soudure ↑

$$n_{\text{boulon}} = 6-12-18 \text{ ou } 24$$

$$f_{uB} = 1000 \text{ [MPa]}$$

$$A_s = 353 \text{ [mm}^2\text{]} \text{ (M24)}$$

$$f_y = 235 \text{ [MPa]}$$

$$A_{col} = 28400 \text{ [mm}^2\text{]} \text{ R089/4} \times 10$$

$$f_{m1} = 1,05 \text{ (EN1993)}$$

$$f_{m2} = 1,25 \text{ (S2555)}$$

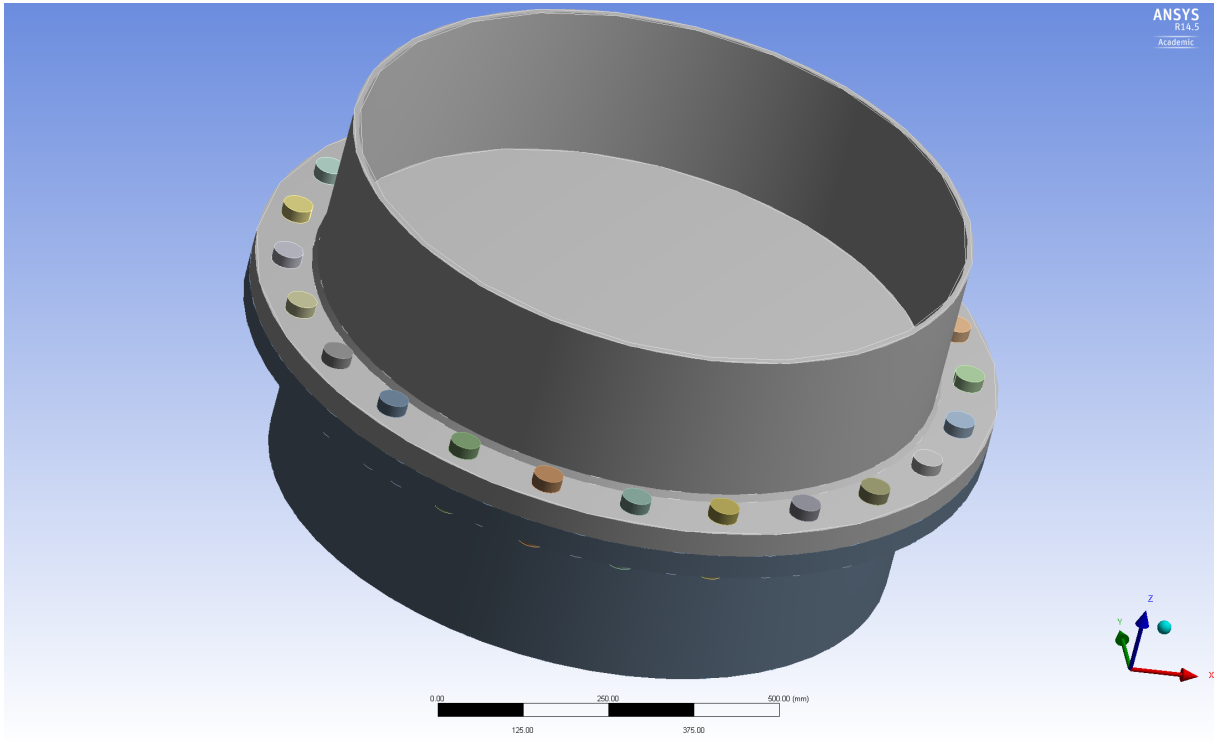


FIGURE 50 - MODELISATION BRIDE DE 38[MM] AVEC 24 BOULONS

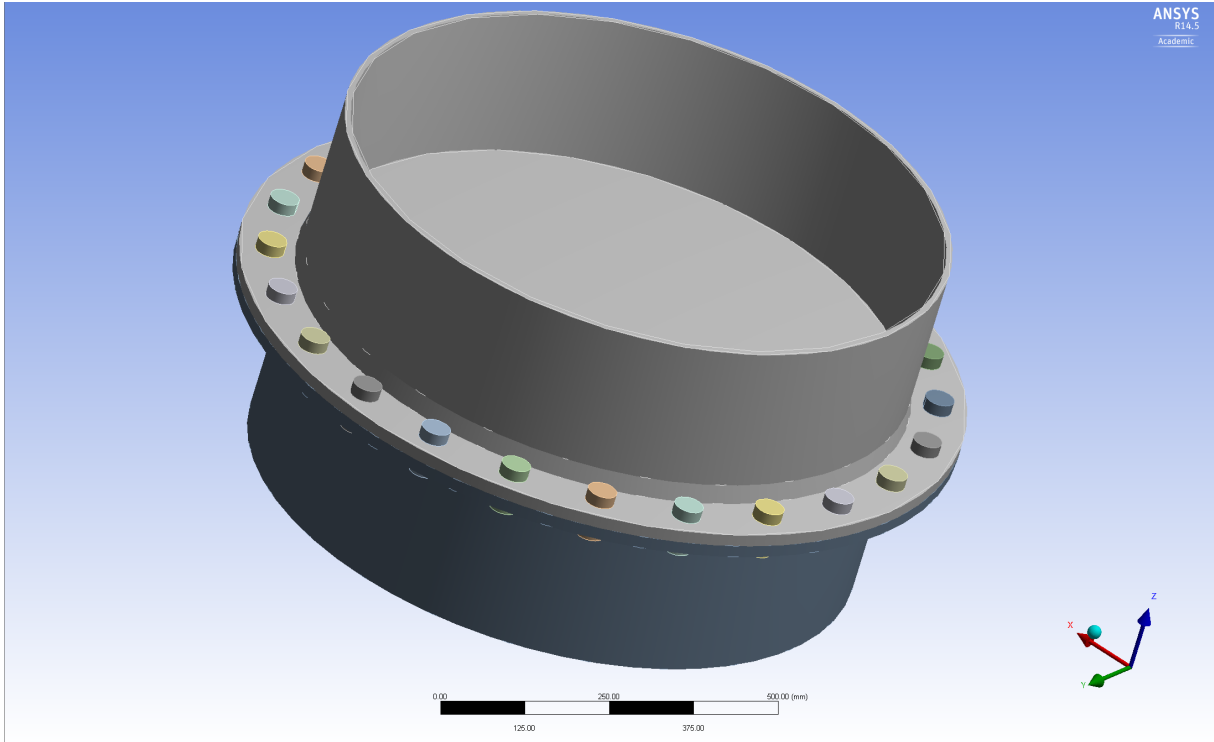


FIGURE 51 - MODELISATION BRIDE DE 18[MM] AVEC 24 BOULONS

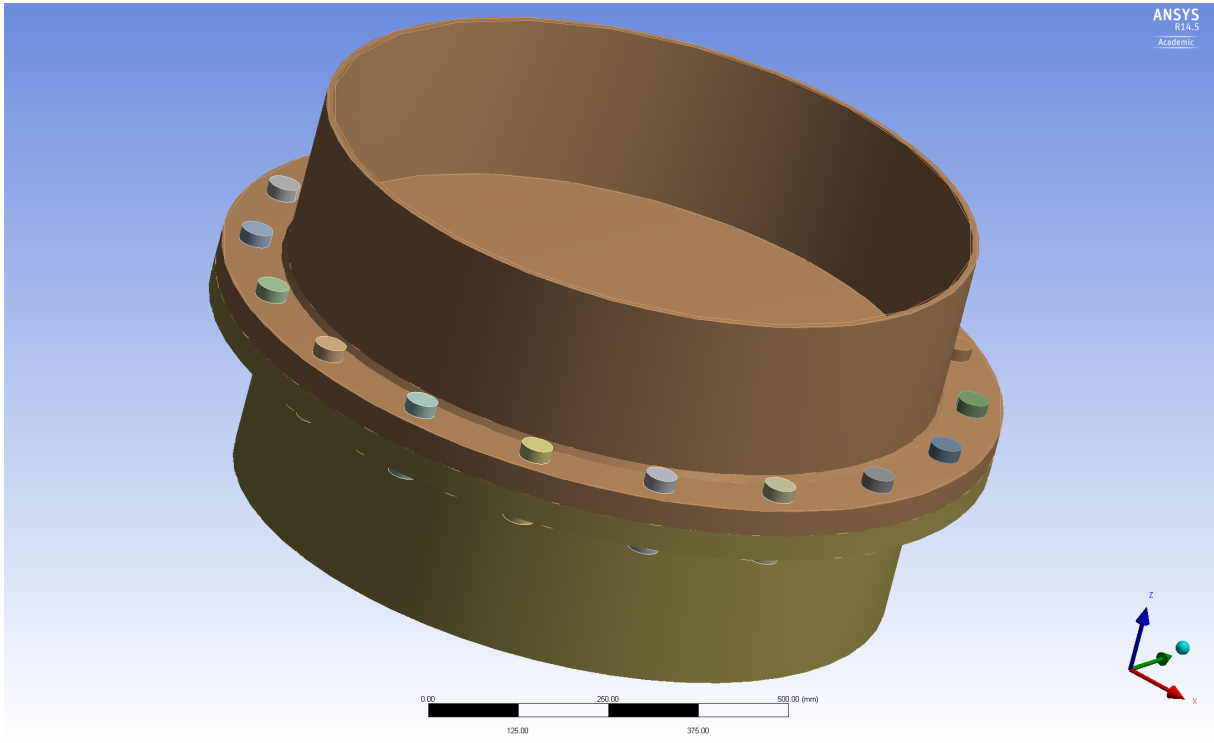


FIGURE 52 - MODELISATION BRIDE DE 38[MM] AVEC 18 BOULONS

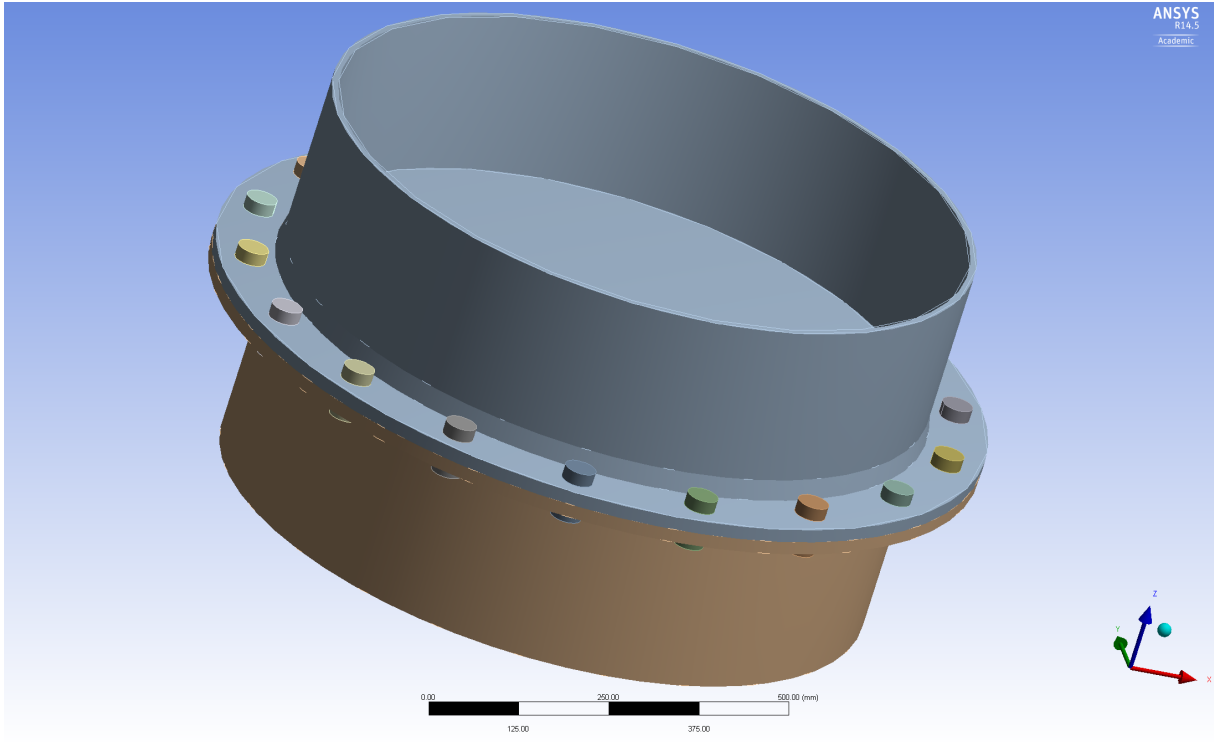


FIGURE 53 - MODELISATION BRIDE DE 19[MM] AVEC 18 BOULONS

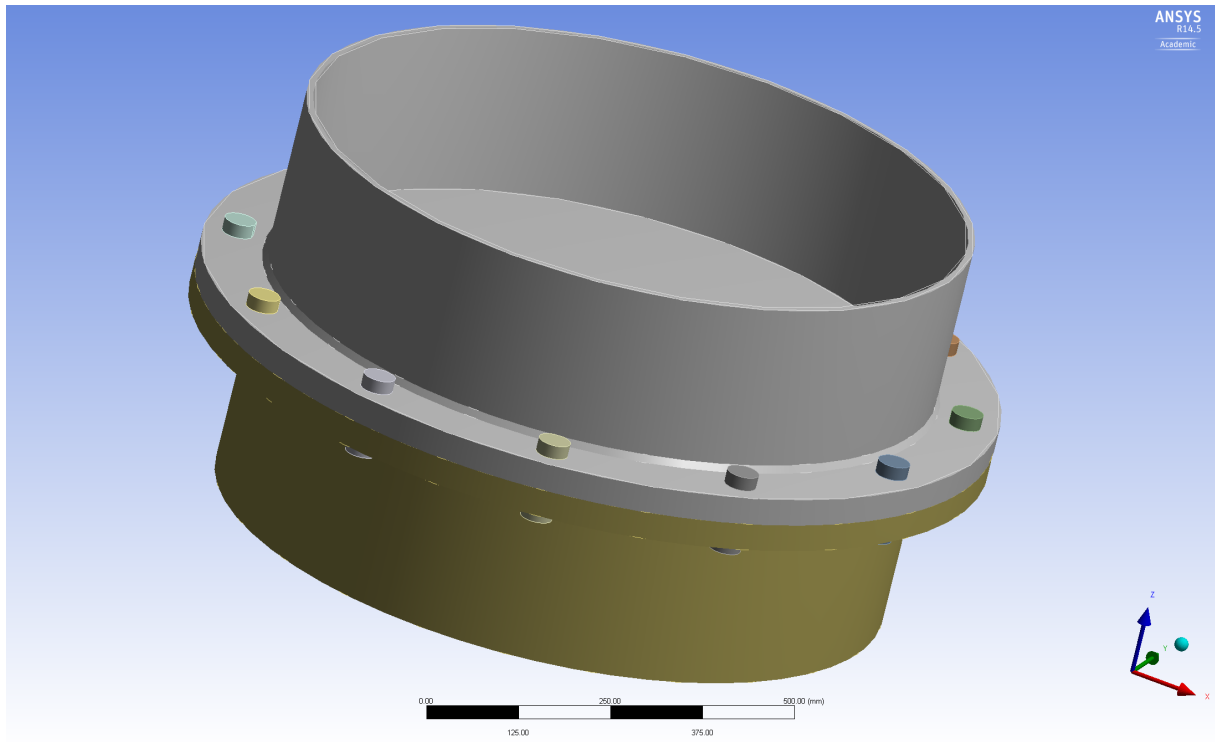


FIGURE 54 - MODELISATION BRIDE DE 38[MM] AVEC 12 BOULONS

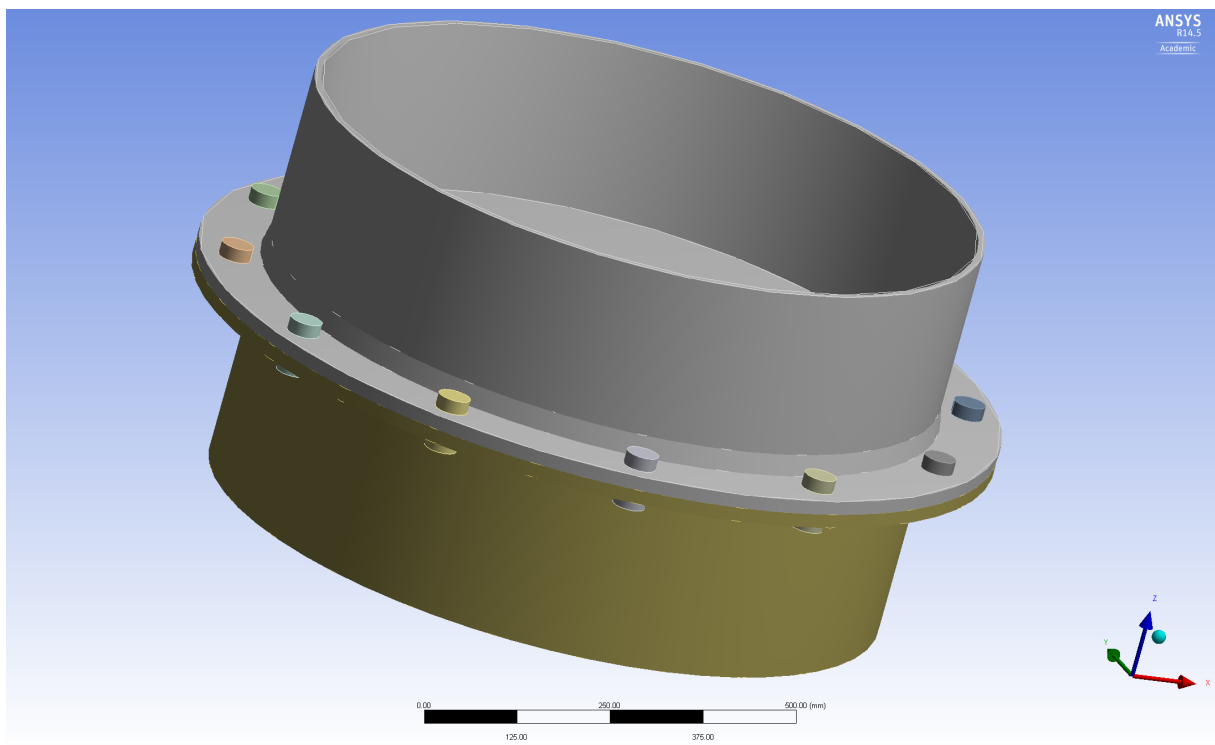


FIGURE 55 - MODELISATION BRIDE DE 19[MM] AVEC 12 BOULONS

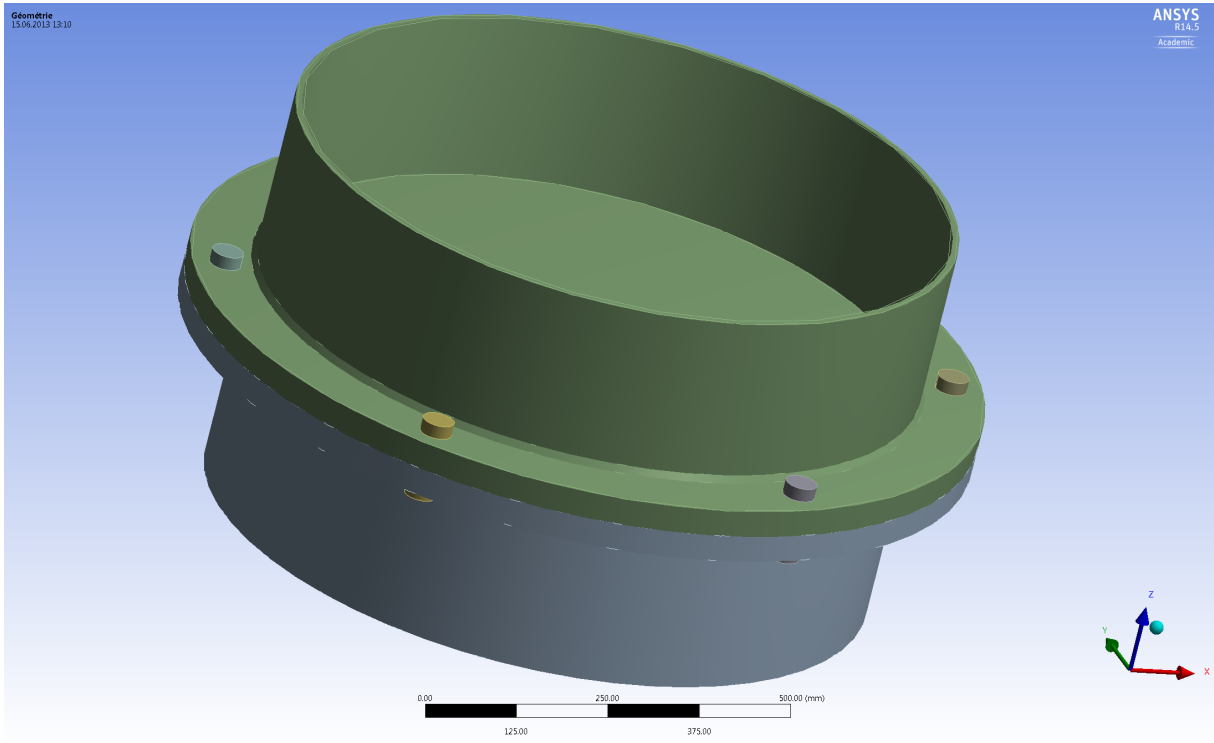


FIGURE 56 - MODELISATION BRIDE DE 38[MM] AVEC 6 BOULONS

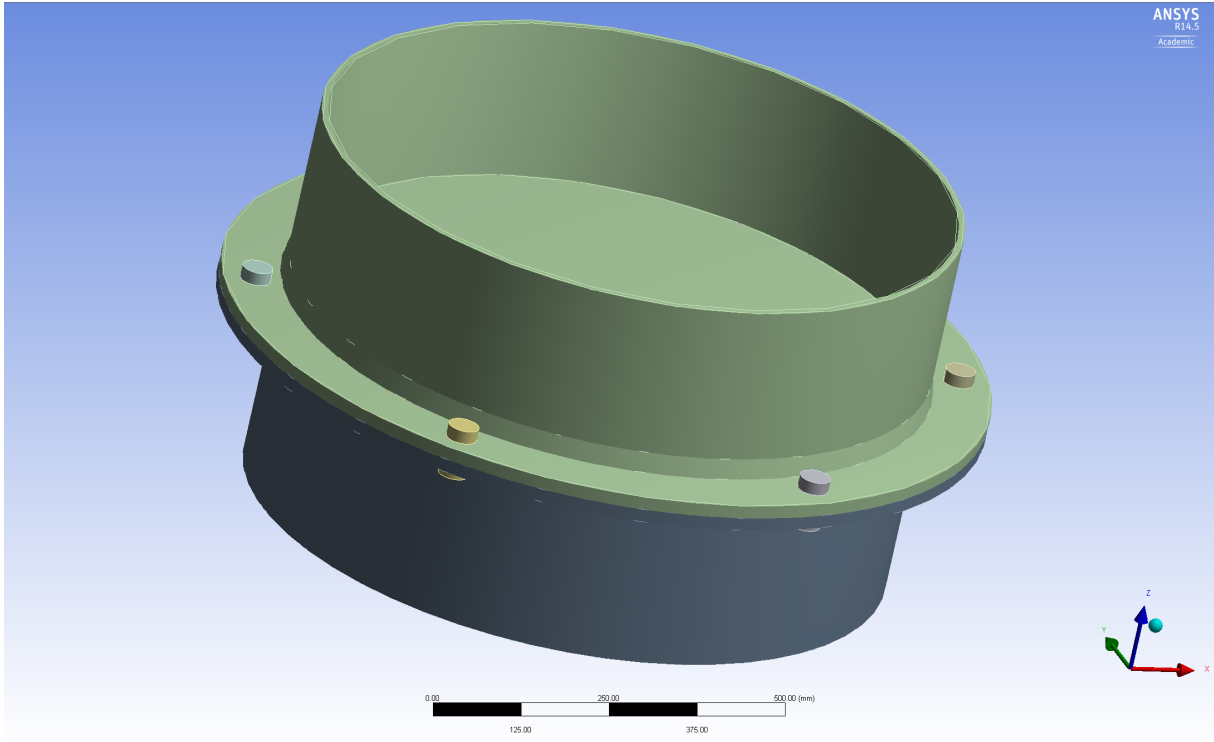


FIGURE 57 - MODELISATION BRIDE DE 19[MM] AVEC 6 BOULONS

4.7.3. RESULTATS

De la même manière qu'au niveau du point chaud, des sondes de contraintes ont d'abord été placées au niveau du centre de gravité des boulons, là où les contraintes sont à priori maximales. Ainsi, pour chaque pas de chargement, la contrainte normale dans le boulon pouvait être déterminée.

A ce niveau déjà, les premiers résultats ont présenté un élément permettant d'améliorer le modèle de l'assemblage. En effet il a été constaté que la contrainte normale dans le boulon (en son centre de gravité) ne variait presque pas, après la mise en précontrainte du boulon (par le logiciel ANSYS), lors du chargement progressif en traction de l'assemblage.

En observant d'une part la déformée de l'assemblage sous force de traction et l'évolution des contraintes dans les temps au niveau des boulons, nous avons pu nous apercevoir qu'avec la déformation des brides, similaire au modèle de la figure 49, le boulon était progressivement fléchi. L'augmentation de contrainte, et donc d'effort normal dans le boulon ne se trouve alors pas en son centre de gravité mais en son extrémité. Une autre sonde de contrainte a donc été ajoutée à ce niveau pour mieux observer l'évolution d'effort dans le boulon et observer ou non l'apparition de l'effet levier.

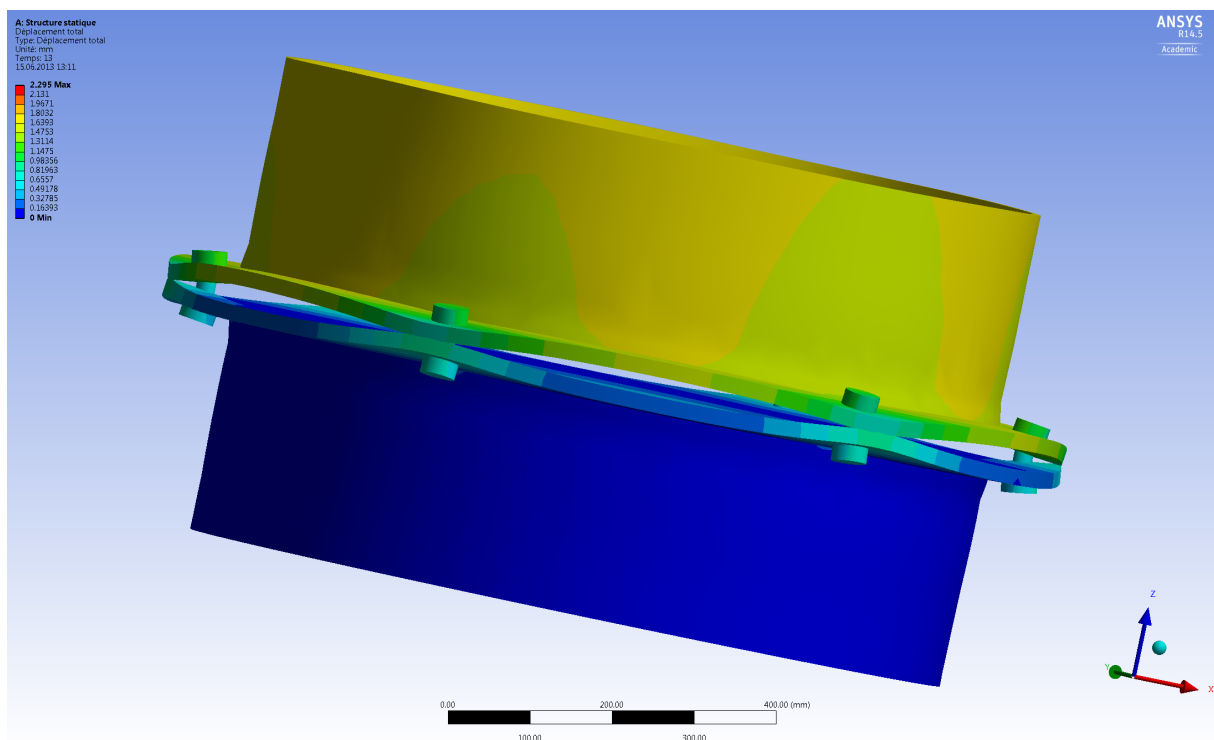


FIGURE 58 – DEFORMATION TOTALE (EXEMPLE BRIDE 19[MM] AVEC 6 BOULONS)

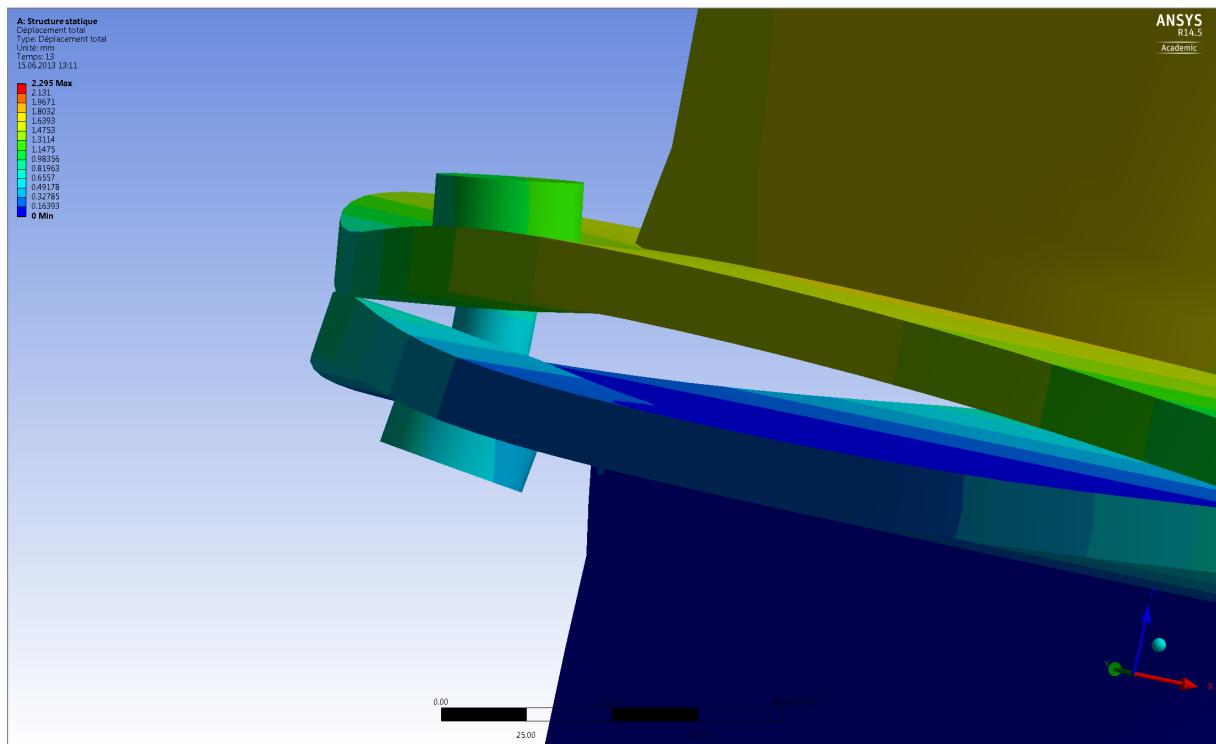


FIGURE 59 – DEFORMATION DES BRIDES ET DES BOULONS

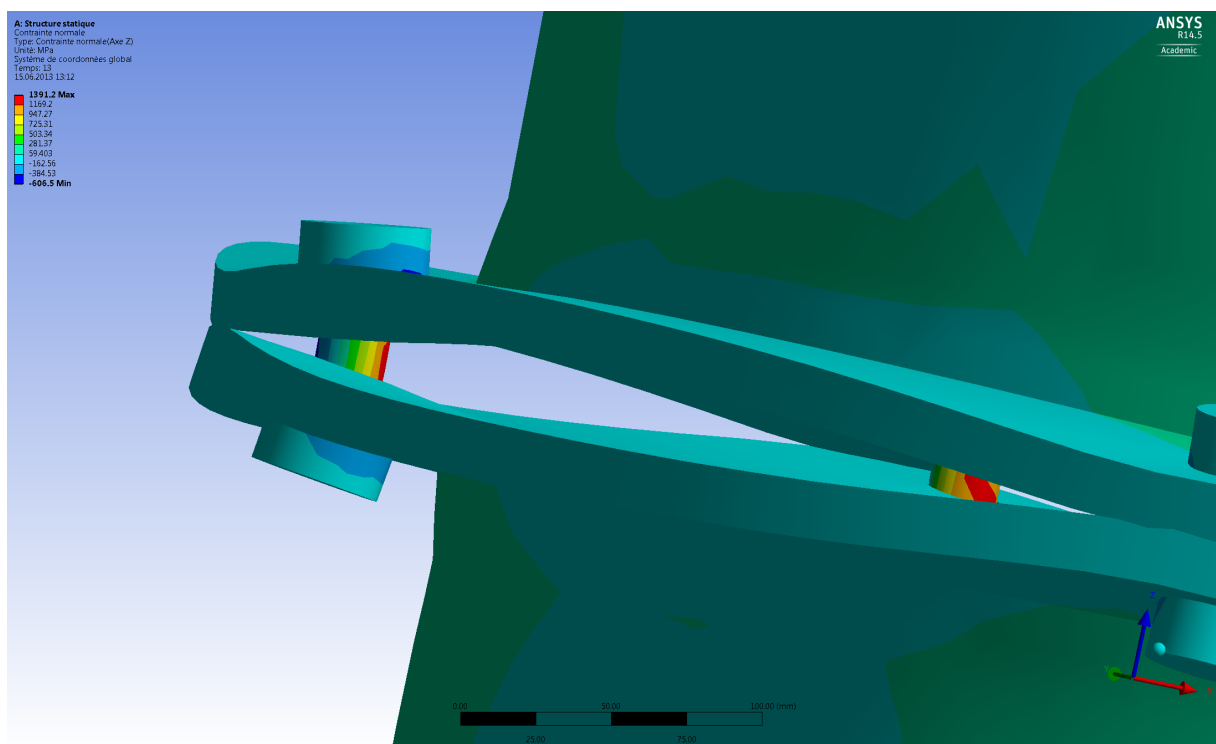


FIGURE 60 – CONTRAINTE NORMALE AU NIVEAU DES BOULON ET INFLUENCE DE LA DEFORMATION DES BRIDES

Dans un premier temps, et afin de s'assurer du bon comportement de chaque modélisation, des sondes de contraintes ont été disposées dans plusieurs boulons. En effet, ceci permettait de distinguer ou non des anomalies par exemple au niveau de la mise en précontrainte des boulons.

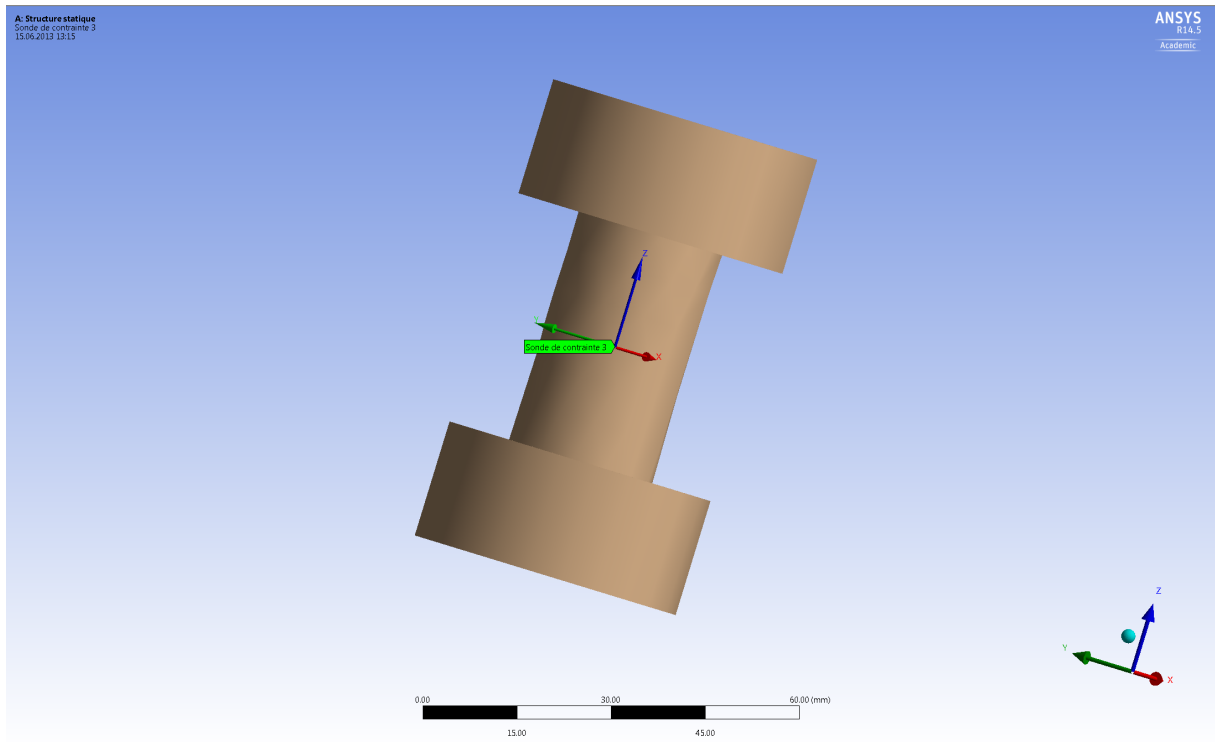


FIGURE 61 - SONDE DE CONTRAINTE AU CENTRE DE GRAVITE D'UN BOULON

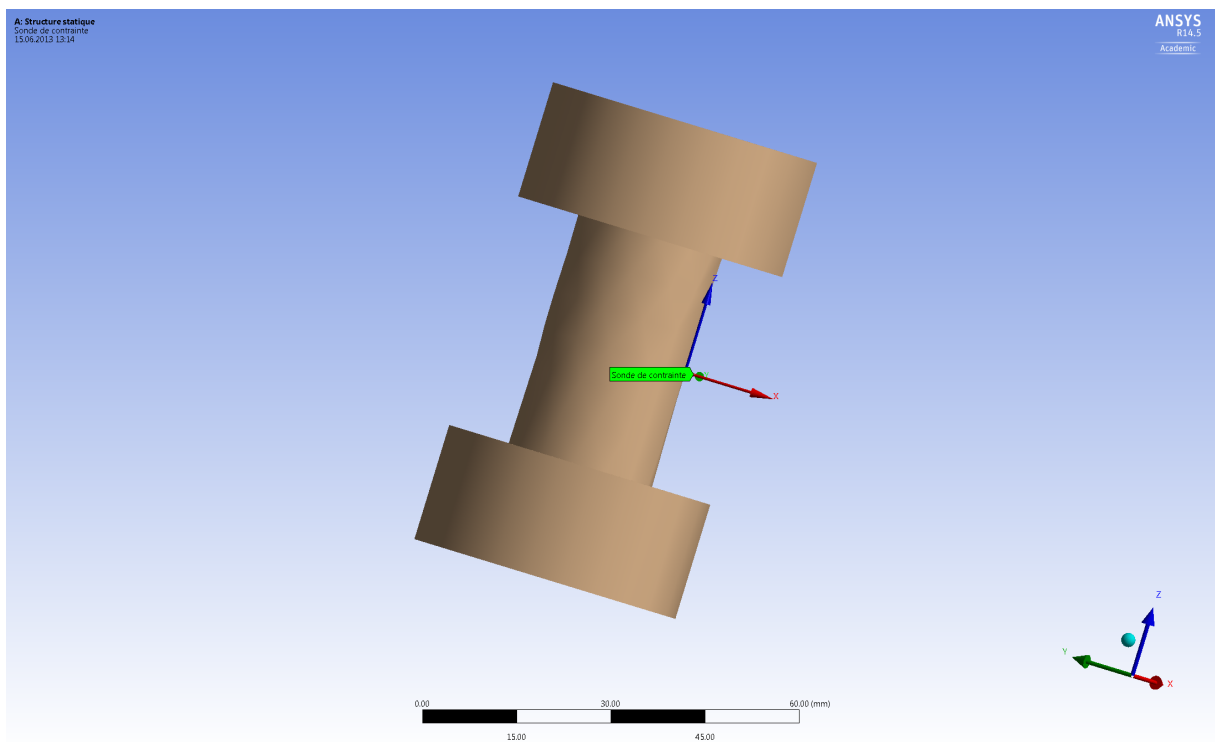


FIGURE 62 - SONDE DE CONTRAINTE AU NIVEAU DE LA CONTRAINTE MAXIMALE DANS LE BOULON

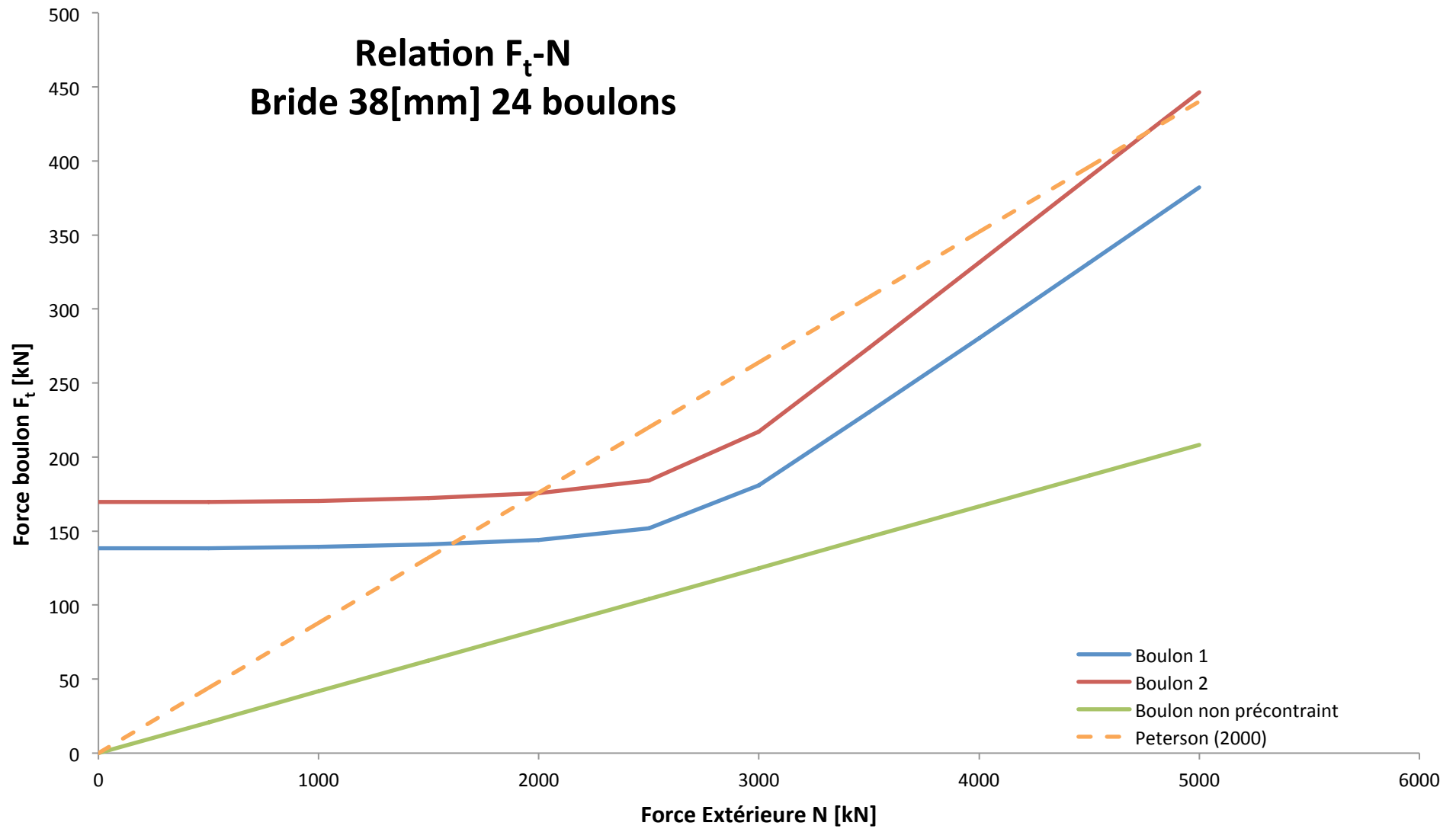
Les tableaux et graphiques en pages suivantes présentent les résultats de calcul par le logiciel ANSYS. Ils seront discutés et analysés au paragraphe suivant.

Temps calcul [s]	Effort Total [kN]	Contrainte centre Boulon 1 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 1 [Mpa]	Effort maximal Boulon 1 [kN]	Contrainte centre Boulon 2 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 2 [Mpa]	Effort Maximal Boulon 2 [kN]	Effort Non Prec Boulon [kN]	Effort zone boulon [kN]
1	0	476.41	392	138	486.58	480.44	170	0	0
2	500	476.42	392.43	139	486.58	480.85	170	21	44
3	1000	476.43	394.44	139	486.59	482.65	170	42	88
4	1500	476.43	399.13	141	486.58	487.8	172	63	132
5	2000	476.43	407.5	144	486.56	497.15	175	83	176
6	2500	476.39	430.06	152	486.49	521.9	184	104	220
7	3000	476.16	512.35	181	486.14	615.34	217	125	264
8	3500	475.66	652.34	230	485.55	775.6	274	146	308
9	4000	475.13	793.88	280	484.94	938.72	331	167	352
10	4500	474.62	938.14	331	484.33	1102.7	389	188	396
11	5000	474.06	1082.3	382	483.69	1264.4	446	208	440
Bride 38 mm - 24 Boulons									(N')

Nombre de boulons	n	=	24	[mm]
Diamètre colonne	b	=	914	[mm]
Distance boulons-colonne	a	=	44.5	[mm]
Distance entre boulons	e	=	131.3	[mm]
Epaisseur colonne	s	=	10	[mm]
Distance boulon-bord	b'	=	44.5	[mm]
Surface colonne	A	=	28400	[mm ²]

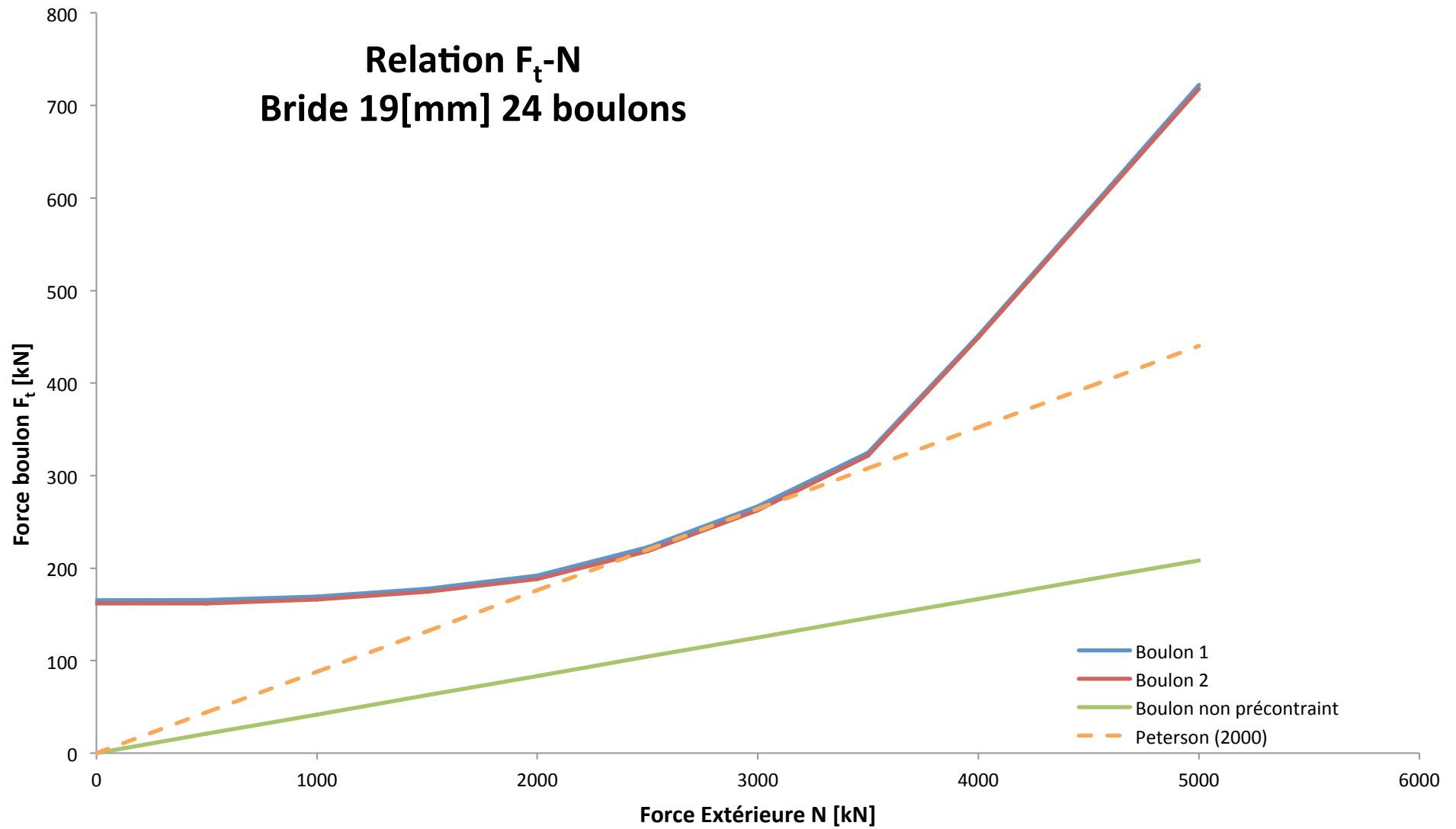
Temps calcul [s]	Effort Total [kN]	Contrainte centre Boulon 1 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 1 [Mpa]	Effort maximal Boulon 1 [kN]	Contrainte centre Boulon 2 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 2 [Mpa]	Effort Maximal Boulon 2 [kN]	Effort Non Prec Boulon [kN]	Effort zone boulon [kN]
1	0	525.33	468.06	165	502.02	457.94	162	0	0
2	500	525.35	468.83	165	502.04	458.95	162	21	44
3	1000	525.42	479.98	169	502	470.32	166	42	88
4	1500	525.5	503.55	178	501.9	493.91	174	63	132
5	2000	525.61	543.69	192	501.72	533.64	188	83	176
6	2500	525.66	630.88	223	501.28	618.73	218	104	220
7	3000	525.68	755.64	267	500.62	744.02	263	125	264
8	3500	525.64	920.32	325	499.74	911.24	322	146	308
9	4000	525.51	1279	451	497.6	1272.9	449	167	352
10	4500	525.29	1660.2	586	495.39	1652.7	583	188	396
11	5000	525.13	2046.1	722	493.19	2033.3	718	208	440
Bride 19 mm - 24 Boulons									(N')

Relation F_t -N Bride 38[mm] 24 boulons

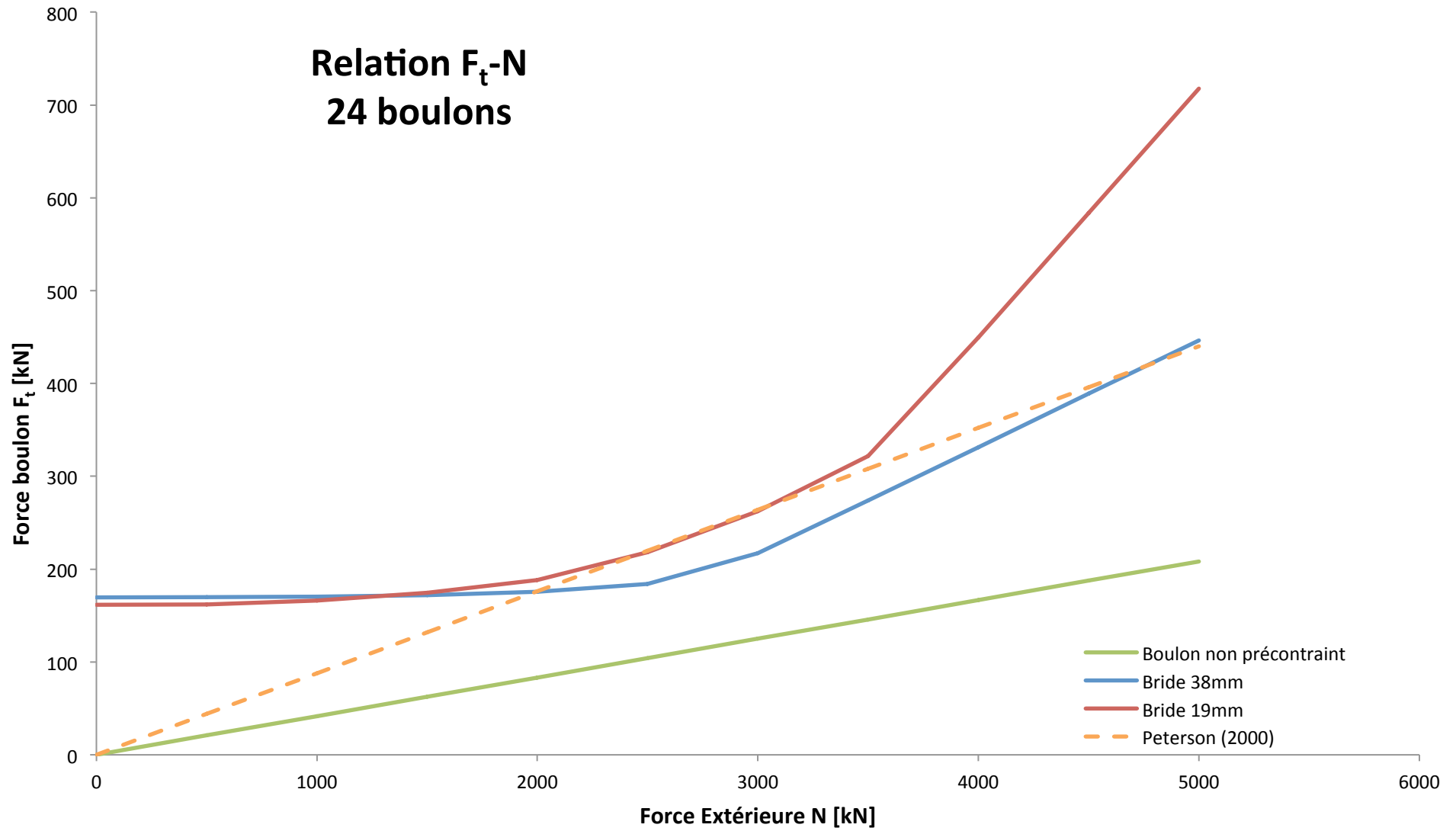


Relation F_t -N

Bride 19[mm] 24 boulons



Relation F_t -N 24 boulons

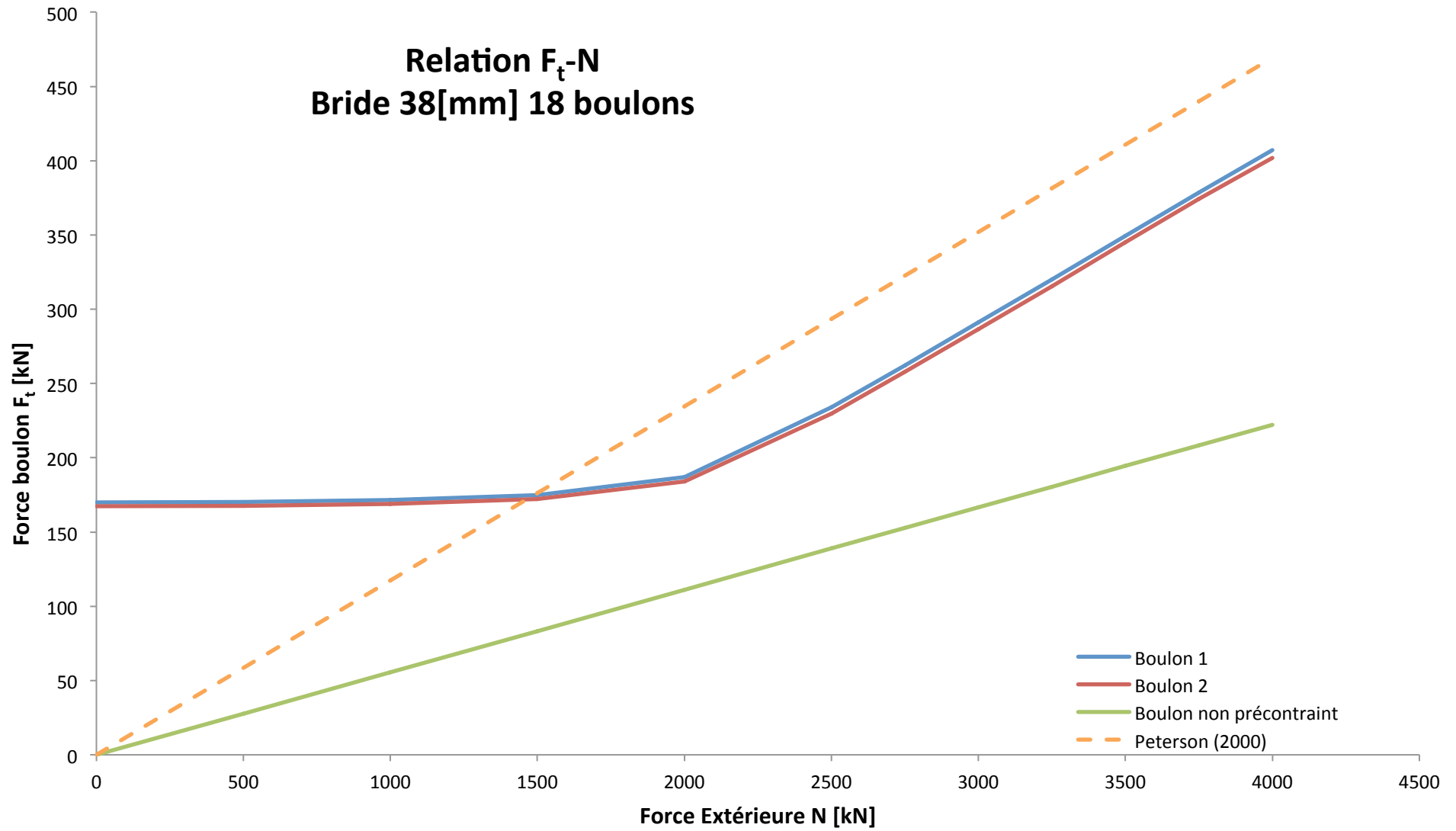


Temps calcul [s]	Effort Total [kN]	Contrainte centre Boulon 1 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 1 [Mpa]	Effort maximal Boulon 1 [kN]	Contrainte centre Boulon 2 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 2 [Mpa]	Effort Maximal Boulon 2 [kN]	Effort Non Prec Boulon [kN]	Effort zone boulon [kN]
1	0	479.77	481.45	170	481,62	474.22	167	0	0
2	500	479.79	482.03	170	481,62	474.79	168	28	59
3	1000	479.83	485.64	171	481,56	478.22	169	56	117
4	1500	479.96	495.16	175	481,41	487.64	172	83	176
5	2000	480.37	529.65	187	480,87	521.11	184	111	235
6	2500	481.94	663.02	234	478,74	650.83	230	139	293
7	2750	482.85	743.34	262	477,43	730.81	258	153	323
8	3000	483.75	824.48	291	476,12	811.97	287	167	352
9	3250	484.65	906.5	320	474,78	893.9	316	181	381
10	3500	485.56	989.37	349	473,44	977.09	345	194	411
11	3750	486.51	1072.4	379	472,09	1060.4	374	208	440
12	4000	487.09	1153.5	407	470,62	1138.2	402	222	469
Bride 38 mm - 18 Boulons									(N')

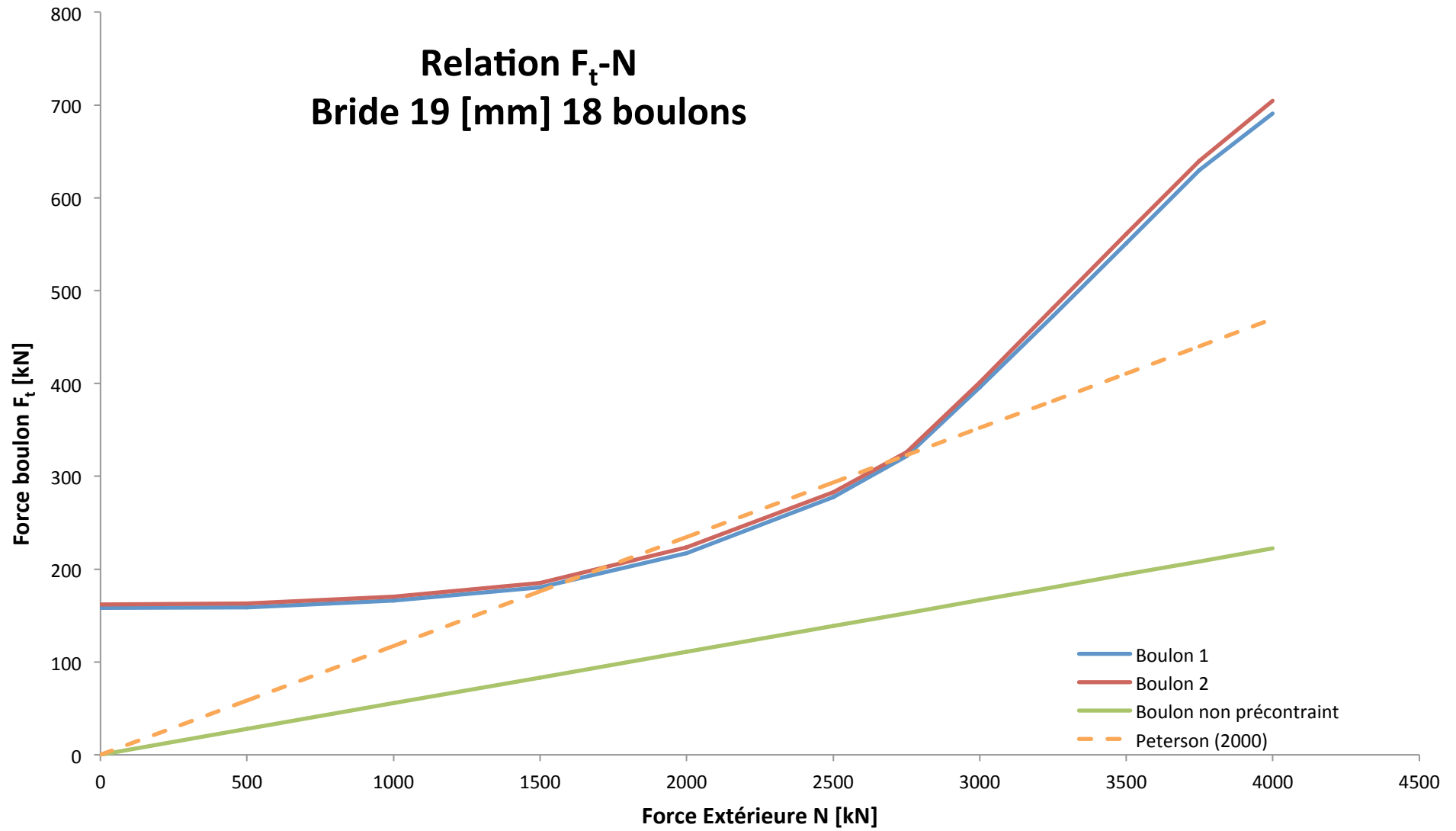
Nombre de boulons	n	=	18	[mm]
Diamètre colonne	b	=	914	[mm]
Distance boulons-colonne	a	=	44.5	[mm]
Distance entre boulons	e	=	175.1	[mm]
Epaisseur colonne	s	=	10	[mm]
Distance boulon-bord	b'	=	44.5	[mm]
Surface colonne	A	=	28400	[mm ²]

Temps calcul [s]	Effort Total [kN]	Contrainte centre Boulon 1 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 1 [Mpa]	Effort maximal Boulon 1 [kN]	Contrainte centre Boulon 2 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 2 [Mpa]	Effort Maximal Boulon 2 [kN]	Effort Non Prec Boulon [kN]	Effort zone boulon [kN]
1	0	518.76	447.87	158	460.44	458.25	162	0	0
2	500	518.78	450.28	159	460.5	462.01	163	28	59
3	1000	518.79	470.32	166	460.39	482.39	170	56	117
4	1500	518.75	510.81	180	460.04	524.87	185	83	176
5	2000	518.3	615.72	217	458.77	632.54	223	111	235
6	2500	517.39	787.18	278	456.82	801.76	283	139	293
7	2750	516.58	911.89	322	455.42	922.92	326	153	323
8	3000	514.98	1121.8	396	452.84	1136.1	401	167	352
9	3250	513.36	1339.6	473	450.17	1362.6	481	181	381
10	3500	511.69	1561.1	551	447.36	1588.6	561	194	411
11	3750	509.94	1784.9	630	444.38	1813	640	208	440
12	4000	508.54	1957	691	441.86	1995.5	704	222	469
Bride 19 mm - 18 Boulons									(N')

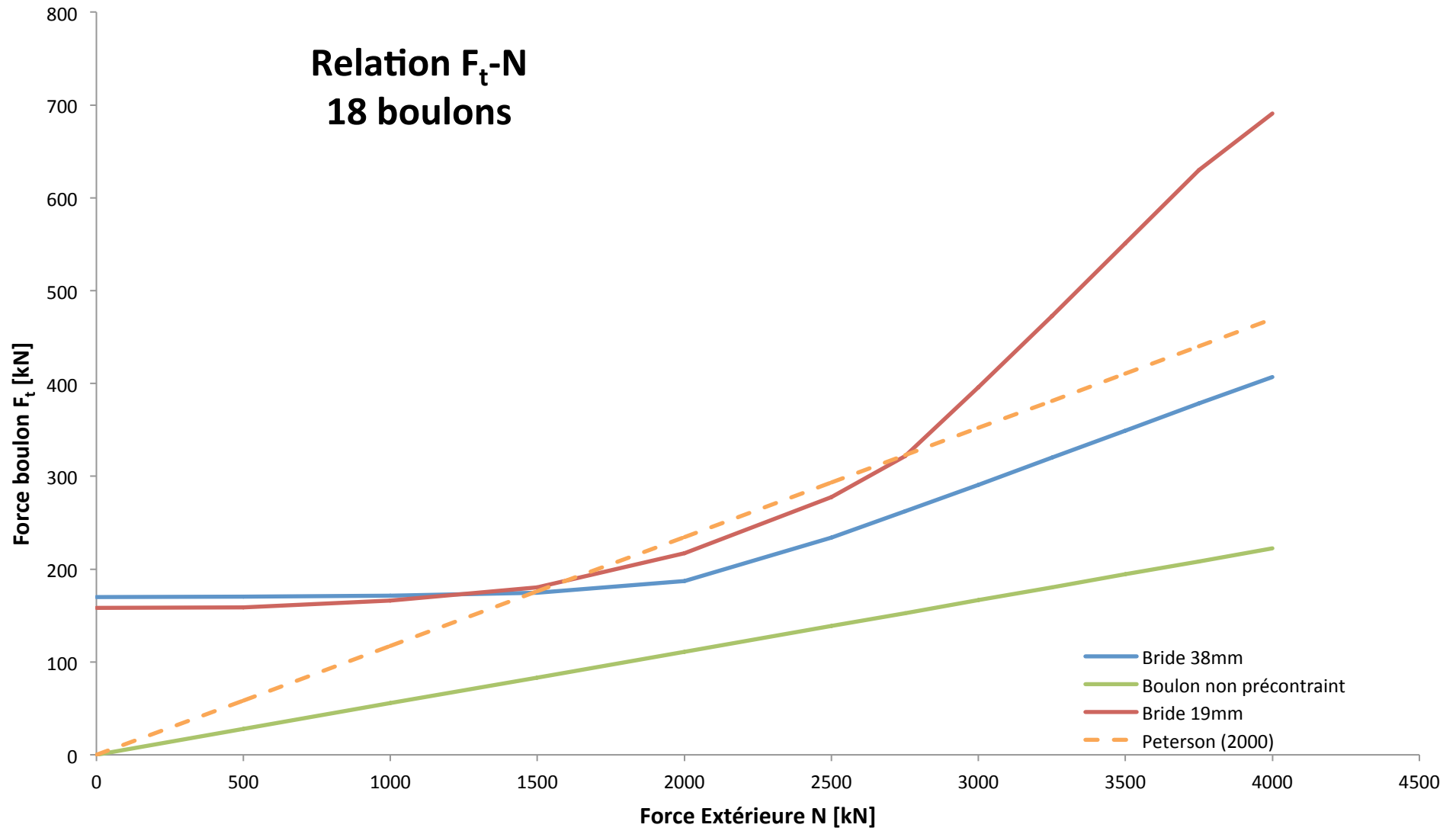
Relation F_t -N Bride 38[mm] 18 boulons



Relation F_t -N Bride 19 [mm] 18 boulons



Relation F_t -N 18 boulons

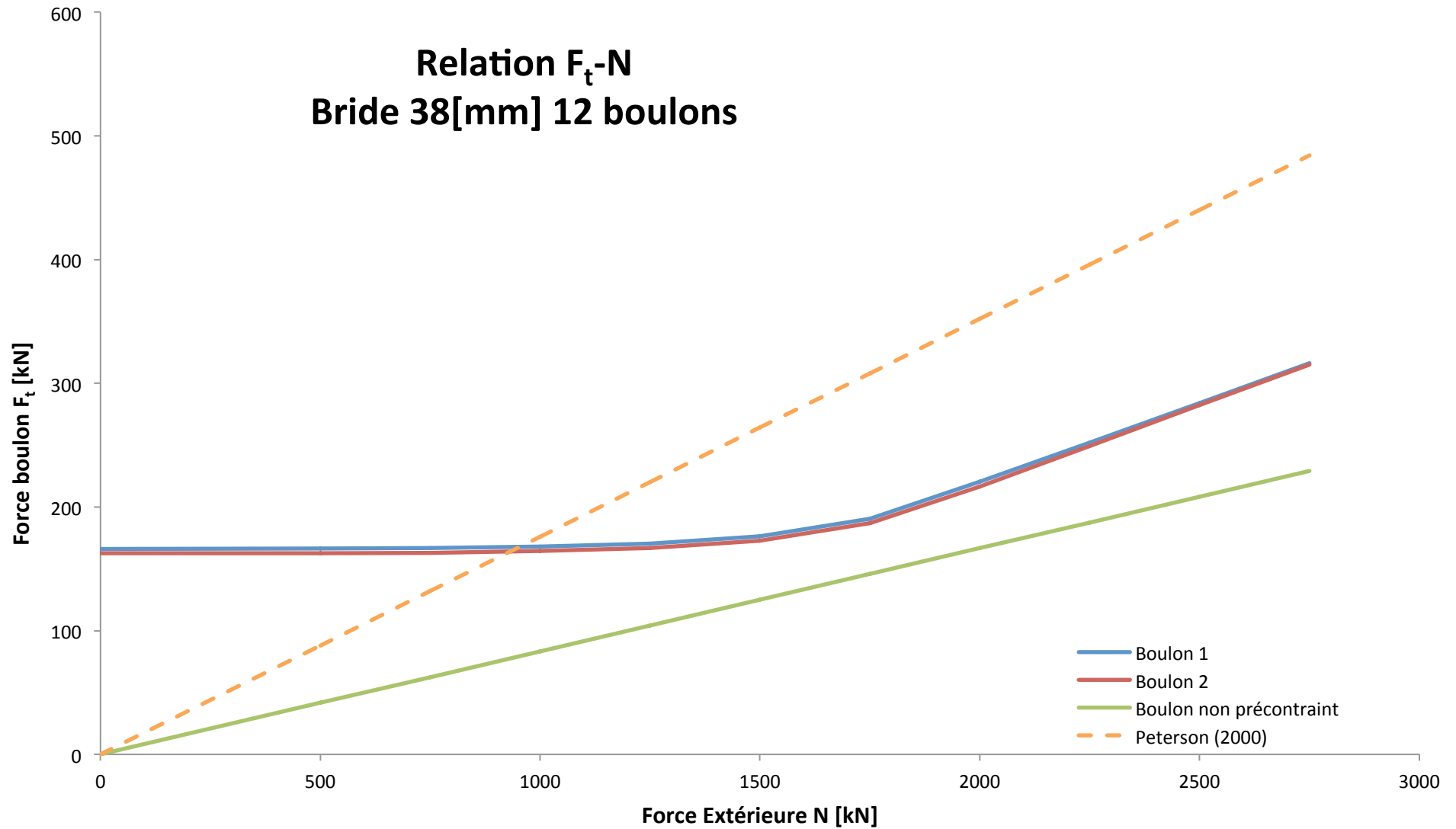


Temps calcul [s]	Effort Total [kN]	Contrainte centre Boulon 1 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 1 [Mpa]	Effort maximal Boulon 1 [kN]	Contrainte centre Boulon 2 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 2 [Mpa]	Effort Maximal Boulon 2 [kN]	Effort Non Prec Boulon [kN]	Effort zone boulon [kN]
0	0	482.94	470.06	166	485.13	460.67	163	0	0
1	500	482.94	471.06	166	485.13	460.67	163	42	88
2	750	482.98	472.17	167	485.12	461.81	163	63	132
3	1000	482.98	475.97	168	485.1	465.5	164	83	176
4	1250	482.98	482.75	170	485.07	472.79	167	104	220
5	1500	482.96	499.63	176	485.01	488.99	173	125	264
6	1750	482.85	539.78	191	484.88	529.11	187	146	308
7	2000	482.61	624.05	220	484.64	613.9	217	167	352
8	2250	482.43	714.01	252	484.34	706.3	249	188	396
9	2500	482.24	804.28	284	484.01	799.52	282	208	440
10	2750	482.01	895.51	316	483.72	892.86	315	229	484
Bride 38 mm - 12 Boulons									(N')

Nombre de boulons	n	=	12	[mm]
Diamètre colonne	b	=	914	[mm]
Distance boulons-colonne	a	=	44.5	[mm]
Distance entre boulons	e	=	262.6	[mm]
Epaisseur colonne	s	=	10	[mm]
Distance boulon-bord	b'	=	44.5	[mm]
Surface colonne	A	=	28400	[mm ²]

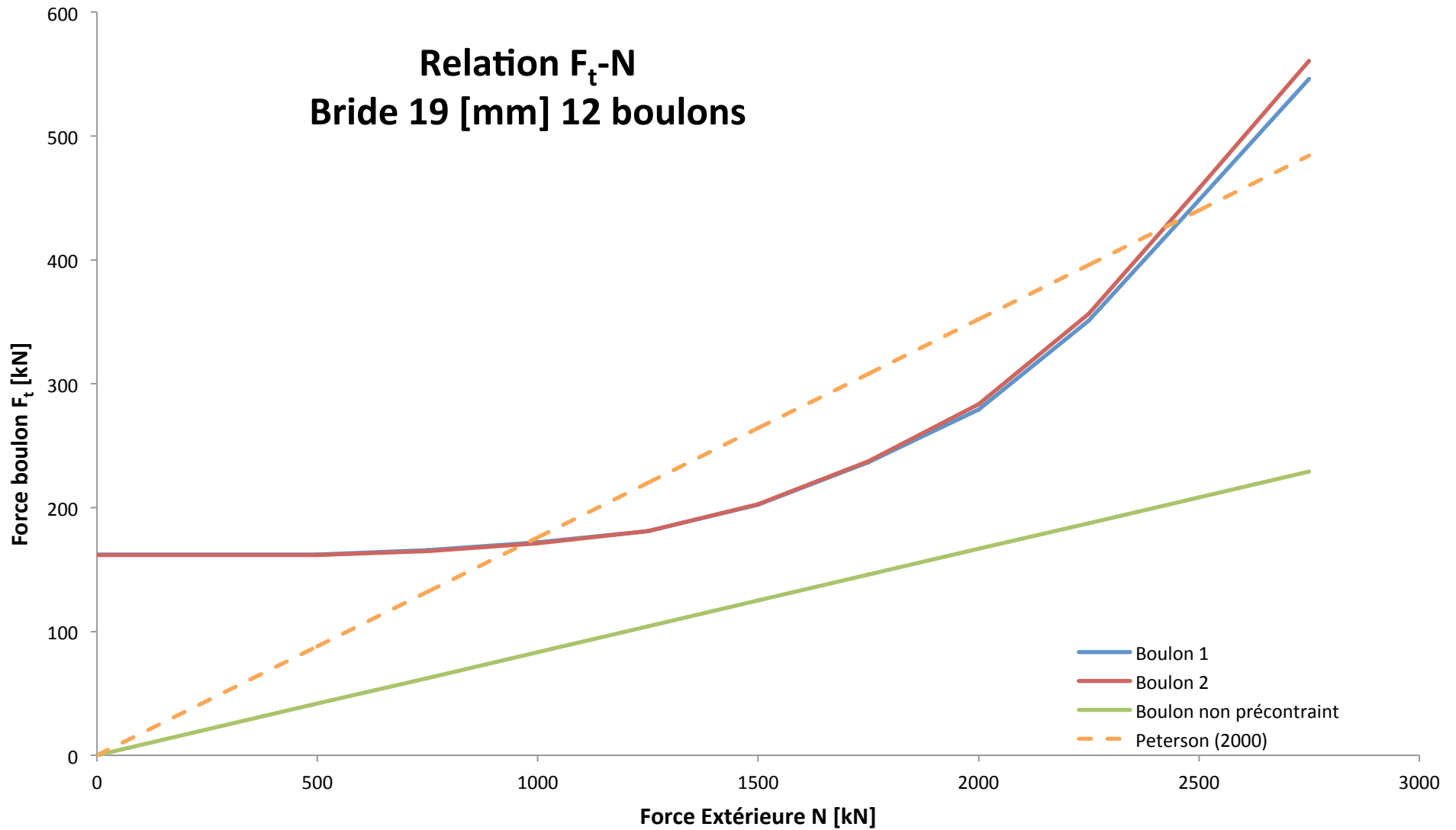
Temps calcul [s]	Effort Total [kN]	Contrainte centre Boulon 1 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 1 [Mpa]	Effort maximal Boulon 1 [kN]	Contrainte centre Boulon 2 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 2 [Mpa]	Effort Maximal Boulon 2 [kN]	Effort Non Prec Boulon [kN]	Effort zone boulon [kN]
0	0	106.34	458.86	162	505.23	457.8	162	0	0
1	500	531.65	458.86	162	505.23	457.8	162	42	88
2	750	531.84	469.17	166	505.15	466.58	165	63	132
3	1000	532.02	487.18	172	504.85	484.92	171	83	176
4	1250	532.22	513.31	181	504.35	512.35	181	104	220
5	1500	532.45	572.79	202	503.09	573.76	203	125	264
6	1750	532.66	670.1	237	500.96	672.79	237	146	308
7	2000	532.86	791.24	279	498.09	803.26	284	167	352
8	2250	532.88	994.71	351	493.39	1009.9	356	188	396
9	2500	532.86	1269.9	448	486.79	1296.5	458	208	440
10	2750	532.87	1546.9	546	480.06	1588.2	561	229	484
Bride 19 mm - 12 Boulons									(N')

Relation F_t -N Bride 38[mm] 12 boulons

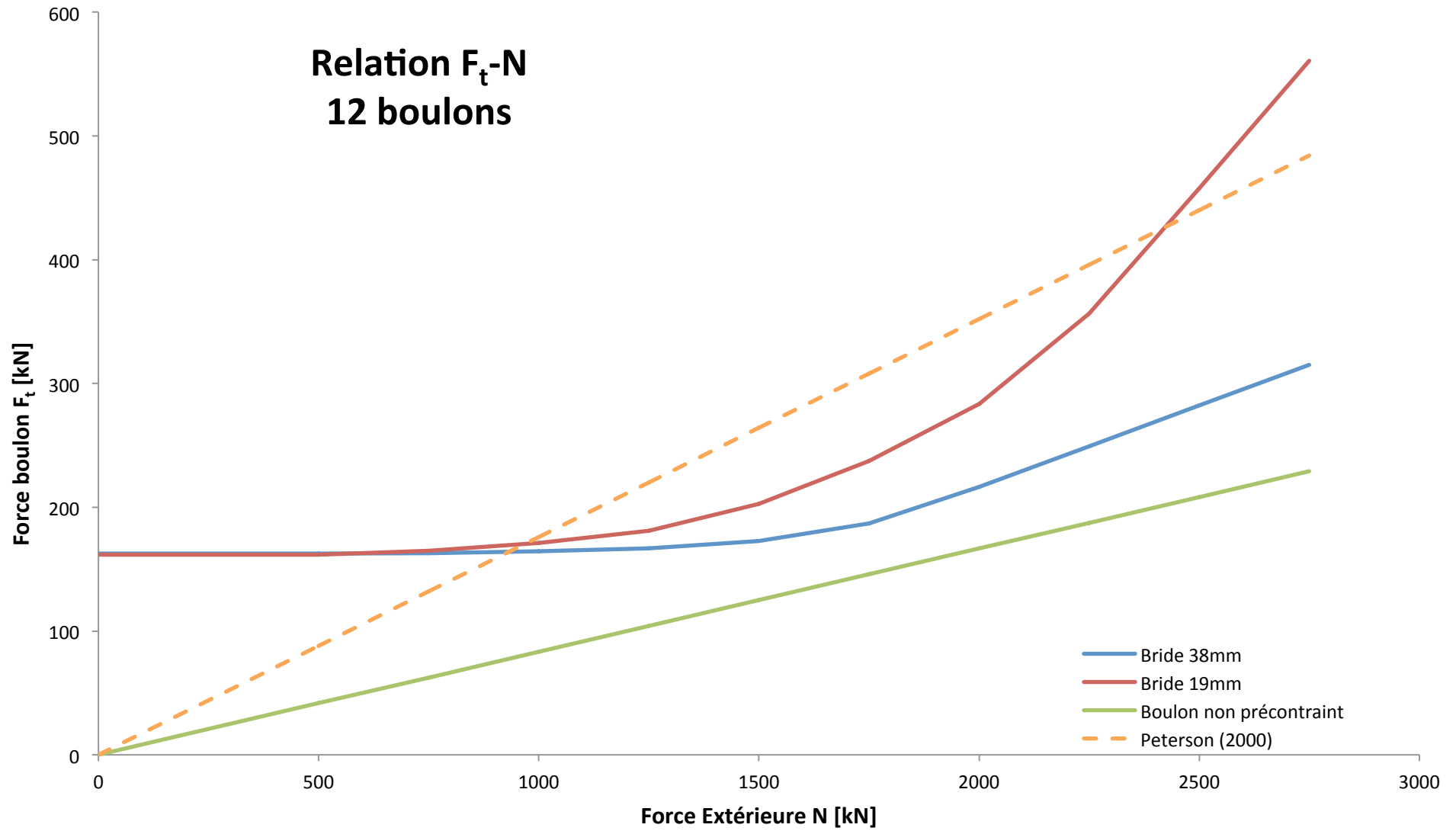


Relation F_t -N

Bride 19 [mm] 12 boulons



Relation F_t -N 12 boulons

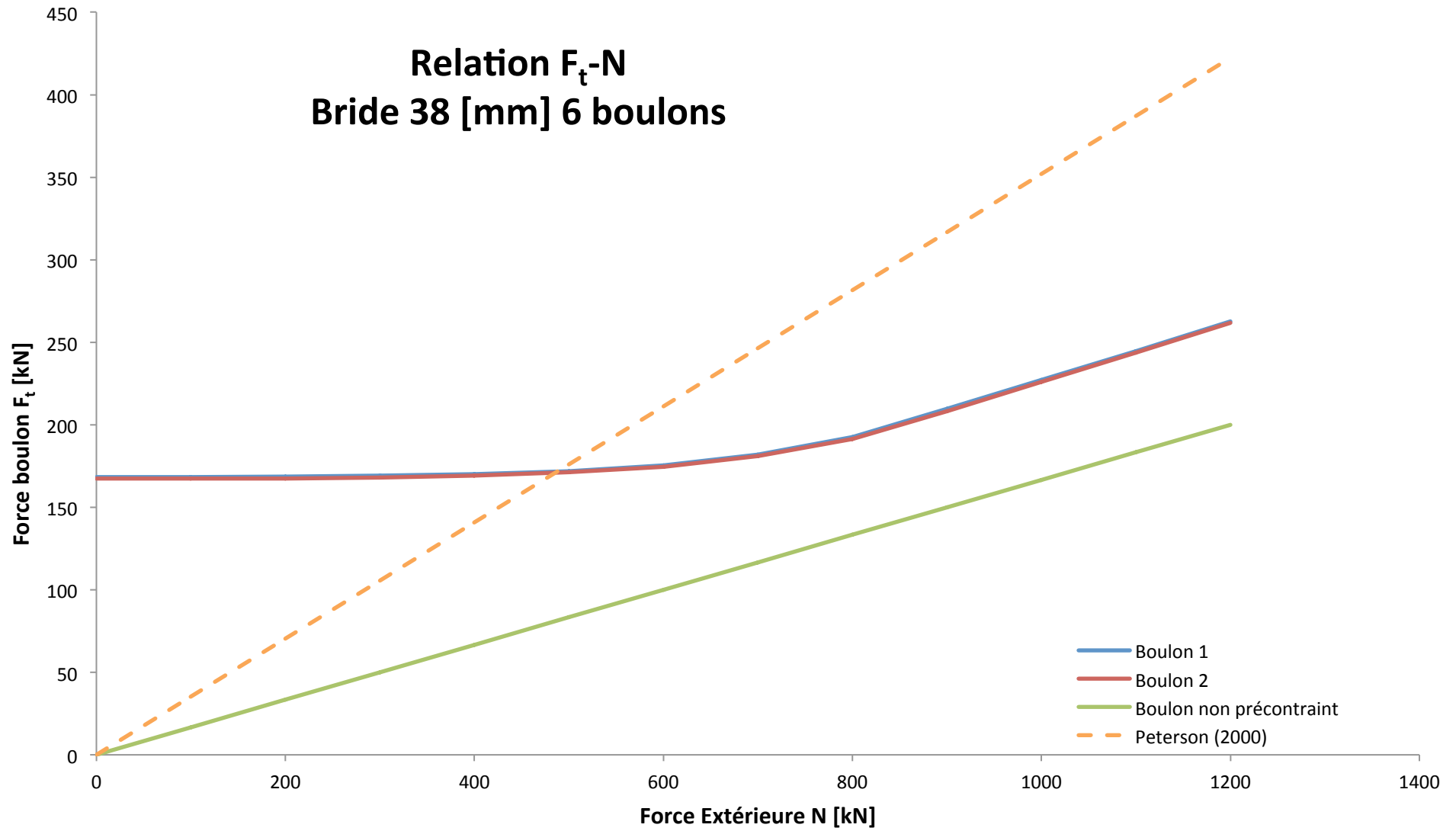


Temps calcul [s]	Effort Total [kN]	Contrainte centre Boulon 1 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 1 [Mpa]	Effort maximal Boulon 1 [kN]	Contrainte centre Boulon 2 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 2 [Mpa]	Effort Maximal Boulon 2 [kN]	Effort Non Prec Boulon [kN]	Effort zone boulon [kN]
1	0	485.19	476.67	168	486.43	473.87	167	0	0
2	100	485.19	476.74	168	486.43	473.94	167	17	35
3	200	485.18	477.25	168	486.43	474.45	167	33	70
4	300	485.17	478.91	169	486.42	476.2	168	50	106
5	400	485.15	482.04	170	486.4	479.71	169	67	141
6	500	485.1	487.18	172	486.37	485.04	171	83	176
7	600	485.01	496.69	175	486.33	494.54	175	100	211
8	700	484.83	515.66	182	486.24	512.53	181	117	246
9	800	484.54	545.69	193	486.06	542.11	191	133	282
10	900	484.05	593.91	210	485.79	590.1	208	150	317
11	1000	483.55	643.23	227	485.52	640.09	226	167	352
12	1100	483.03	693.27	245	485.24	690.71	244	183	387
13	1200	482.5	743.76	263	485.04	741.78	262	200	422
Bride 38 mm - 6 Boulons									(N')

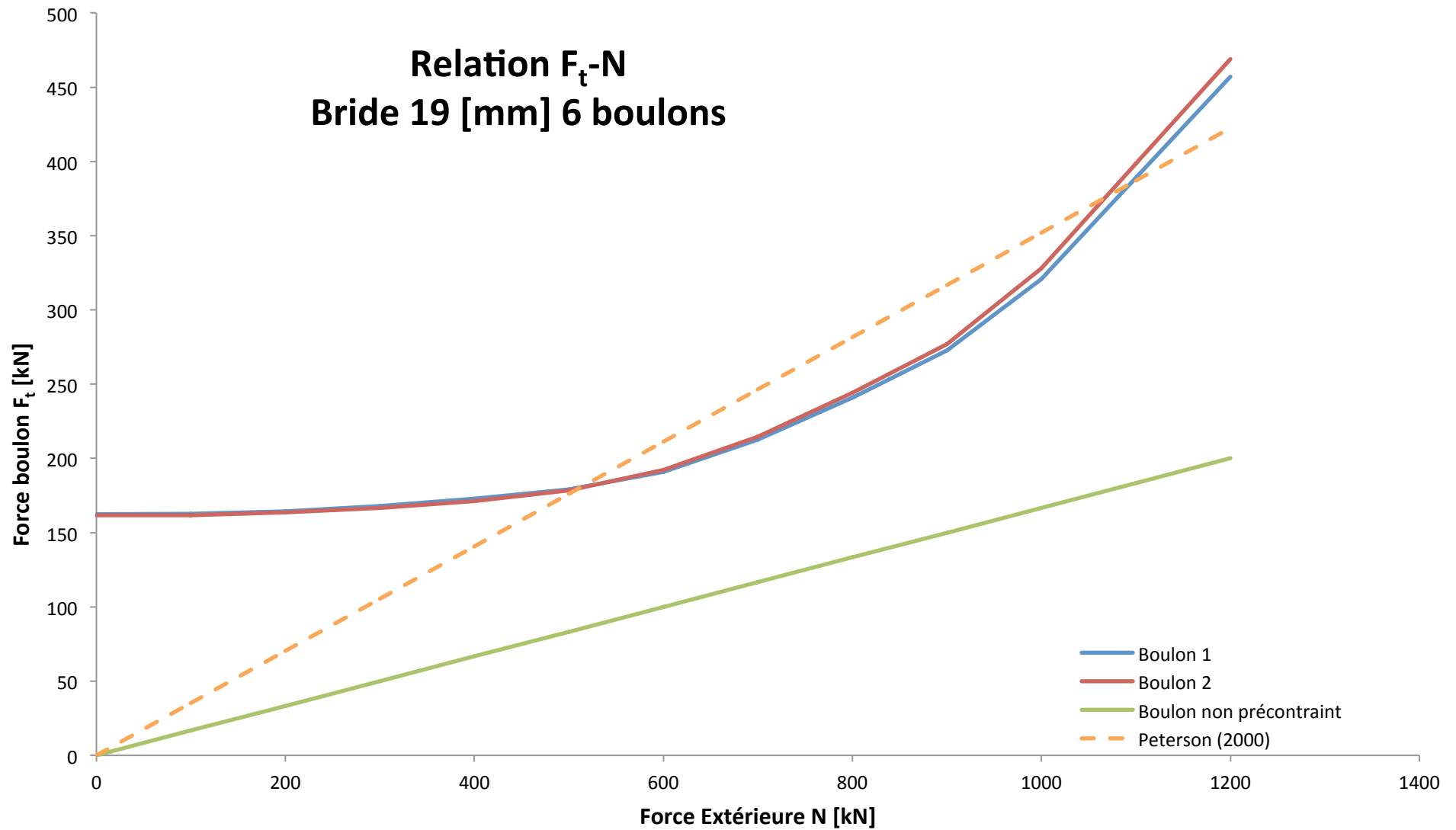
Nombre de boulons	n	=	6	[mm]
Diamètre colonne	b	=	914	[mm]
Distance boulons-colonne	a	=	44.5	[mm]
Distance entre boulons	e	=	525.2	[mm]
Epaisseur colonne	s	=	10	[mm]
Distance boulon-bord	b'	=	44.5	[mm]
Surface colonne	A	=	28400	[mm ²]

Temps calcul [s]	Effort Total [kN]	Contrainte centre Boulon 1 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 1 [Mpa]	Effort maximal Boulon 1 [kN]	Contrainte centre Boulon 2 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 2 [Mpa]	Effort Maximal Boulon 2 [kN]	Effort Non Prec Boulon [kN]	Effort zone boulon [kN]
1	0	531.16	460.13	162	429.45	457.99	162	0	0
2	100	531.23	460.49	163	429.69	458.29	162	17	35
3	200	531.35	465.25	164	430.21	463.23	164	33	70
4	300	531.52	475.63	168	430.86	471.76	167	50	106
5	400	531.71	489.64	173	431.63	485.27	171	67	141
6	500	531.93	507.69	179	432.47	505.23	178	83	176
7	600	532.18	541.31	191	433.29	544.46	192	100	211
8	700	532.42	602.15	213	434.01	608.06	215	117	246
9	800	532.64	682.7	241	434.63	691.36	244	133	282
10	900	532.86	772.33	273	435.14	784.98	277	150	317
11	1000	532.91	909.04	321	434.61	928.76	328	167	352
12	1100	532.92	1102.4	389	432.97	1128.8	398	183	387
13	1200	533	1295	457	431.82	1328.4	469	200	422
Bride 19 mm - 6 Boulons									(N')

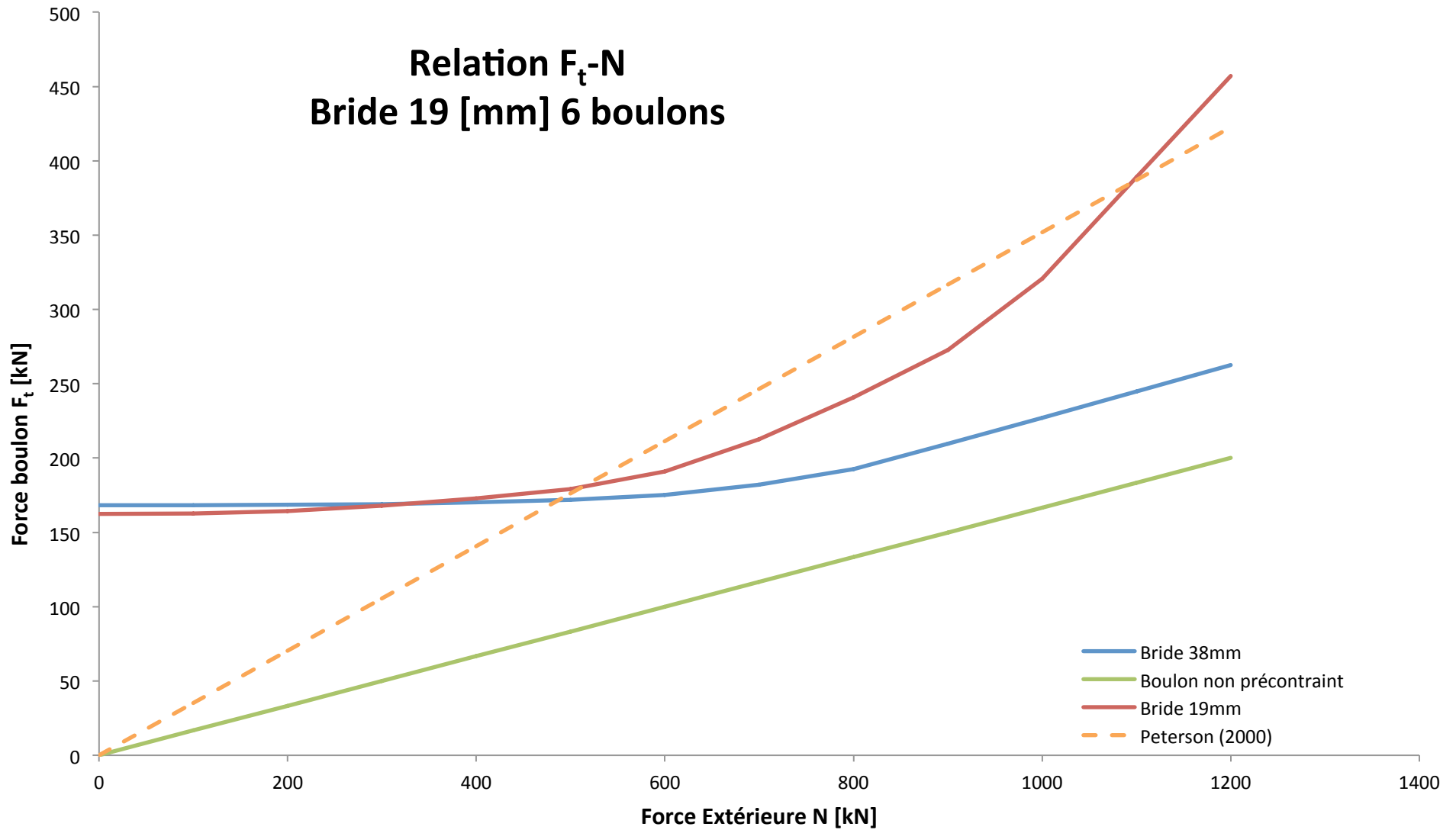
Relation F_t -N Bride 38 [mm] 6 boulons



Relation F_t -N Bride 19 [mm] 6 boulons



Relation F_t -N Bride 19 [mm] 6 boulons



4.7.4. ANALYSE DES RESULTATS

Pour cette analyse des résultats, plusieurs points sont à expliquer et/ou à développer, ils seront traités un par un ici.

- Positions des sondes de contrainte

Comme expliqué précédemment, et dans un premier temps, les sondes de contraintes ont été disposées au centre de gravité des boulons. Les résultats indiquent que la contrainte en ce point, tout au long de la mise en charge de l'assemblage ne varie quasiment pas à partir de la charge de précontrainte. En observant la déformée générale de l'assemblage, ce phénomène peut être aisément expliqué. En effet, avec la déformation des brides, le boulon est fléchi vers le centre de l'assemblage. Ainsi, le fait de disposer la sonde de contrainte en son centre de gravité ne peut mettre en évidence l'augmentation d'effort dans le boulon. Ce point correspond en réalité au « centre de rotation » du boulon, ou à son axe neutre, là où la flexion de celui-ci induite par la déformation des brides ne présente pas d'effets.

C'est pourquoi les sondes de contraintes ont été disposées au bord des boulons, en direction du centre de l'assemblage pour observer le phénomène étudié (effet levier).

- Allures générales des courbes obtenues

En comparant aux prédictions théoriques les graphiques obtenus, qui présentent la modification d'effort normal dans un boulon en fonction de l'évolution d'effort appliqué à l'assemblage, l'allure générale des courbes semble correcte. On observe bien les points caractéristiques d'une telle courbe à savoir pour les boulons précontraints une faible augmentation d'effort dans un premier temps puis un changement de pente brusque pour rejoindre la courbe des boulons non-précontraints au moment où les deux brides se décollent. La première partie de la courbe correspond à la décompression des brides qui reprennent la majorité de la charge et peu de cette charge est transmise au travers des boulons.

Il est à noter que dans ces résultats, l'effort maximal dans un boulon ($R=f_{uB} \cdot A_s / \gamma_{M2} = 282.4$ [kN]), est dépassé (le logiciel ne stoppant pas les calculs à ce niveau là). Il est tout de même intéressant de voir qu'à partir de cet effort dans le boulon on peut observer une deuxième cassure dans le graphique, ce qui indique bien un changement de comportement. La modélisation est donc correcte.

- Charge de précontrainte

Un élément relatif à la mise en précontrainte dans les boulons par le logiciel ANSYS a été relevé. En effet on peut s'apercevoir que la charge initiale dans le boulon ne correspond pas au 220 [kN] voulu (P_B). Celle-ci n'est que d'environ 170 [kN] soit seulement 70 à 80 [%] de la charge P_B .

L'utilisation de la fonction « précontrainte des boulons » dans ANSYS n'est pas évidente. En effet plusieurs méthodes peuvent être utilisées et les manuels d'utilisation ne donnent pas de démarche systématique permettant d'être sûr de la bonne mise en précontrainte de chaque boulon. Il n'est pas impossible que le logiciel n'applique réellement au boulon qu'un certain pourcentage de la charge indiquée par l'utilisateur et ce point serait à approfondir pour d'autre calcul sur ce type d'assemblage.

- Courbes de comportement des boulons non-précontraints

Sur les graphiques présentés, deux courbes supplémentaires ont été tracées (traits verts et trait-tillés oranges) correspondant au comportement des boulons sans précontrainte selon deux approches de calcul différentes (approches théoriques pour les boulons non-précontraints).

La courbe verte est une idéalisation où l'hypothèse de base admise est que la charge appliquée sur l'assemblage se répartit équitablement entre les boulons. Ainsi l'effort dans un boulon correspond simplement à la valeur de la charge totale appliquée sur l'assemblage divisée par le nombre de boulons sur les brides. On remarque tout de suite que cette idéalisation n'est pas applicable dans ce cas. En effet, l'effort dans le boulon est sous-estimé et les pentes des deux comportements ne sont pas parallèles.

La deuxième approche, illustrée par la courbe en trait-tillés orange, est une approche plus réaliste pour déterminer la variation d'effort au niveau du boulon. Cette variation d'effort $\Delta N'$ est déterminée en fonction de plusieurs caractéristiques relatives à la géométrie de l'assemblage. La valeur de $\Delta N'$ est donnée par la formule de Peterson⁹ (2000) :

$$\Delta N' = \frac{e \cdot s \cdot \Delta \sigma_{\text{shell}} \cdot \left(\frac{b-s}{2}\right) \cdot \left(1 + \frac{a + \frac{s}{2}}{b'}\right)}{\frac{b}{2} + a} \quad [\text{kN}]$$

Les différentes caractéristiques (e , s , b , a et b') sont données dans les tableaux de résultats avec leur significations.

Dans notre cas, ce n'est pas la variation d'effort qui sera calculée mais l'effort correspondant à la charge extérieure totale appliquée à l'assemblage. Ainsi $\Delta N'$ devient N' et $\Delta \sigma_{\text{shell}}$ vaut $N_{\text{ext}}/A_{\text{colonne}}$.

Des différences significatives de comportement sont remarquables en fonction du nombre de boulons dans l'assemblage et de l'épaisseur des brides. Pour un grand nombre de boulons (ici 24 et 18), les courbes de résultats sont proches de la courbe de Peterson. L'effet de la géométrie de l'assemblage est donc bien pris en compte par la formule associée aux boulons non-précontraints. Cependant, pour un nombre moins important de boulon, l'épaisseur des brides joue un rôle important.

Pour les brides de 38 [mm] d'épaisseur, la courbe de charge du boulon après le décollement des brides n'est plus parallèle à la courbe de Peterson mais parallèle à la courbe théorique simplifiée mais sans toutefois la croiser. Les brides de 19 [mm], moins rigide implique un effort plus important transmis directement dans le boulon.

Dans tous les cas, l'effet levier n'a pas été observé. Les courbes de comportement ne présentent pas d'augmentation brusque d'effort dans les boulons. La conclusion principale à tirer de ces calculs est que ces assemblages sont potentiellement toujours surdimensionnés dans les structures de grands-huit. Cependant avec les incertitudes toujours présentes dans la modélisation (principalement avec l'application de la précontrainte), un approfondissement de cette étude serait important pour confirmer ou infirmer cette conclusion générale.

⁹ "Fatigue Design of Steel and Composite Structures", ECCS Eurocode Design Manuals, A. Nussbaumer - L. Borgès - L. Davaine

Pour mieux se rendre compte du comportement de l'assemblage, les courbes d'effort obtenues ont été décalées pour obtenir un effort initial dans le boulon de 220 [kN] (soit P_B voulu). Cet ajustement peut être effectué sans trop d'erreur puisque la pente de la courbe étant fonction du rapport de rigidités, l'évolution devrait être similaire quelque soit la charge de précontrainte initiale. A partir de cet ajustement la validité du modèle a pu être réaffirmée. Les concordances avec les courbes théoriques des boulons non-précontraints sont très bonnes. Ces courbes sont présentées dans les pages suivantes.

4.8. PROPOSITIONS D'AMELIORATION DE L'ASSEMBLAGES

Il est évident qu'au vu du nombre d'assemblages présents pour une même structure de grand-huit, il est plus économique en terme de temps de travail de fixer quelque soit les sollicitations, une géométrie d'assemblage en fonction du diamètre des colonnes.

Cependant, en effectuant l'étude particulière de l'effet de levier, ces assemblages semblent être à priori toujours surdimensionnés. En diminuant trop le nombre de boulons, il a été observé que l'effort pouvant être appliqué sur l'assemblage en était réduit mais l'effet levier n'a pas été observé.

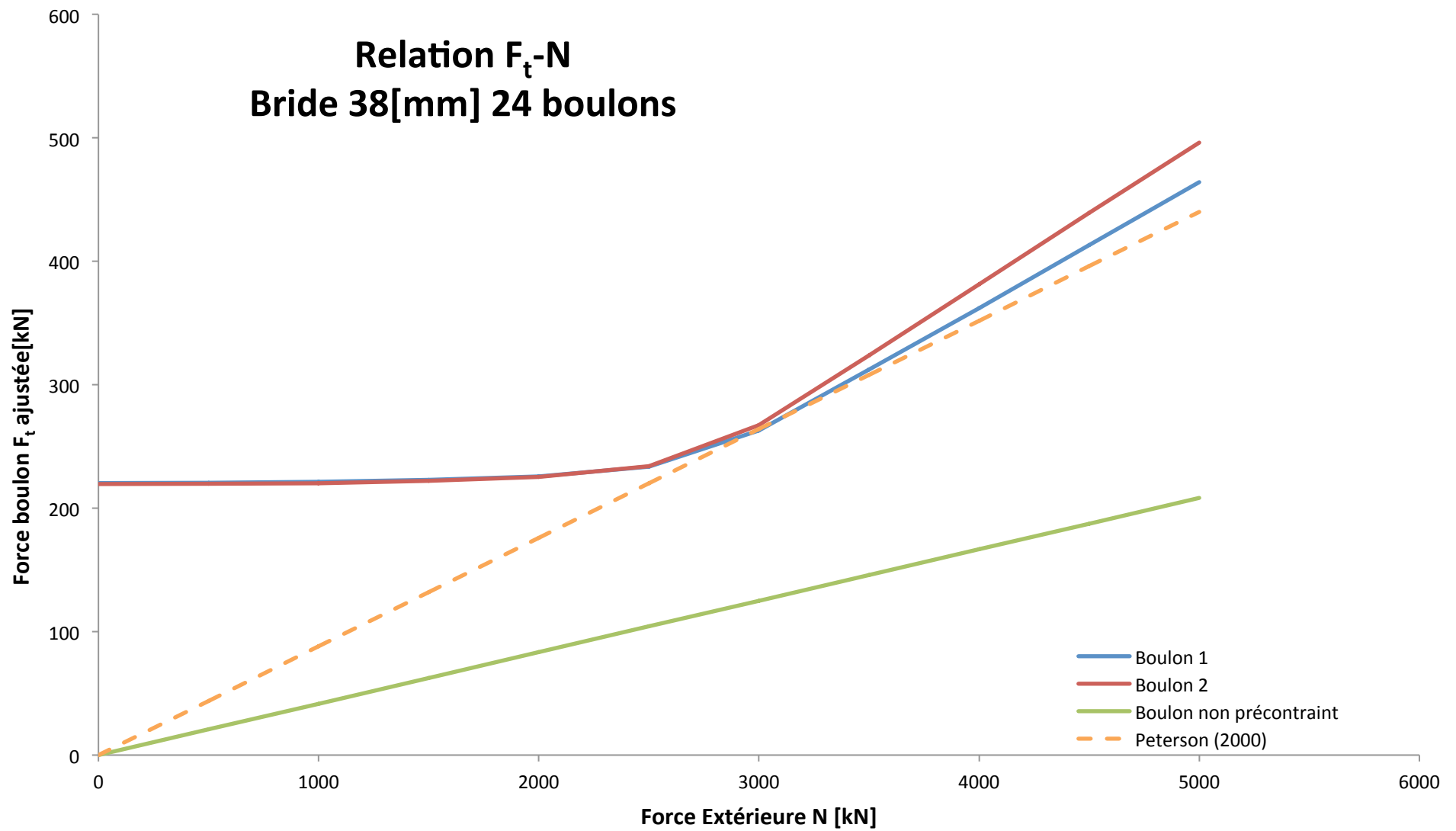
En continuité des calculs effectués dans ce chapitre du projet, via les modélisations numériques ANSYS, un optimum permettant de diminuer l'épaisseur des brides et éventuellement le nombre de boulons devrait être possible. Les incertitudes quant à la modélisation sont encore à éclaircir mais le comportement global de l'assemblage sous effort de traction pure était cohérent

Temps calcul [s]	Effort Total [kN]	Contrainte centre Boulon 1 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 1 [Mpa]	Effort maximal Boulon 1 [kN]	Contrainte centre Boulon 2 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 2 [Mpa]	Effort Maximal Boulon 2 [kN]	Effort Non Prec Boulon [kN]	Effort zone boulon [kN]
1	0	476.41	392	220	486.58	480.44	220	0	0
2	500	476.42	392.43	221	486.58	480.85	220	21	44
3	1000	476.43	394.44	221	486.59	482.65	220	42	88
4	1500	476.43	399.13	223	486.58	487.8	222	63	132
5	2000	476.43	407.5	226	486.56	497.15	225	83	176
6	2500	476.39	430.06	234	486.49	521.9	234	104	220
7	3000	476.16	512.35	263	486.14	615.34	267	125	264
8	3500	475.66	652.34	312	485.55	775.6	324	146	308
9	4000	475.13	793.88	362	484.94	938.72	381	167	352
10	4500	474.62	938.14	413	484.33	1102.7	439	188	396
11	5000	474.06	1082.3	464	483.69	1264.4	496	208	440
Bride 38 mm - 24 Boulons									(N')

Nombre de boulons	n	=	24	[mm]
Diamètre colonne	b	=	914	[mm]
Distance boulons-colonne	a	=	44.5	[mm]
Distance entre boulons	e	=	131.3	[mm]
Epaisseur colonne	s	=	10	[mm]
Distance boulon-bord	b'	=	44.5	[mm]
Surface colonne	A	=	28400	[mm ²]

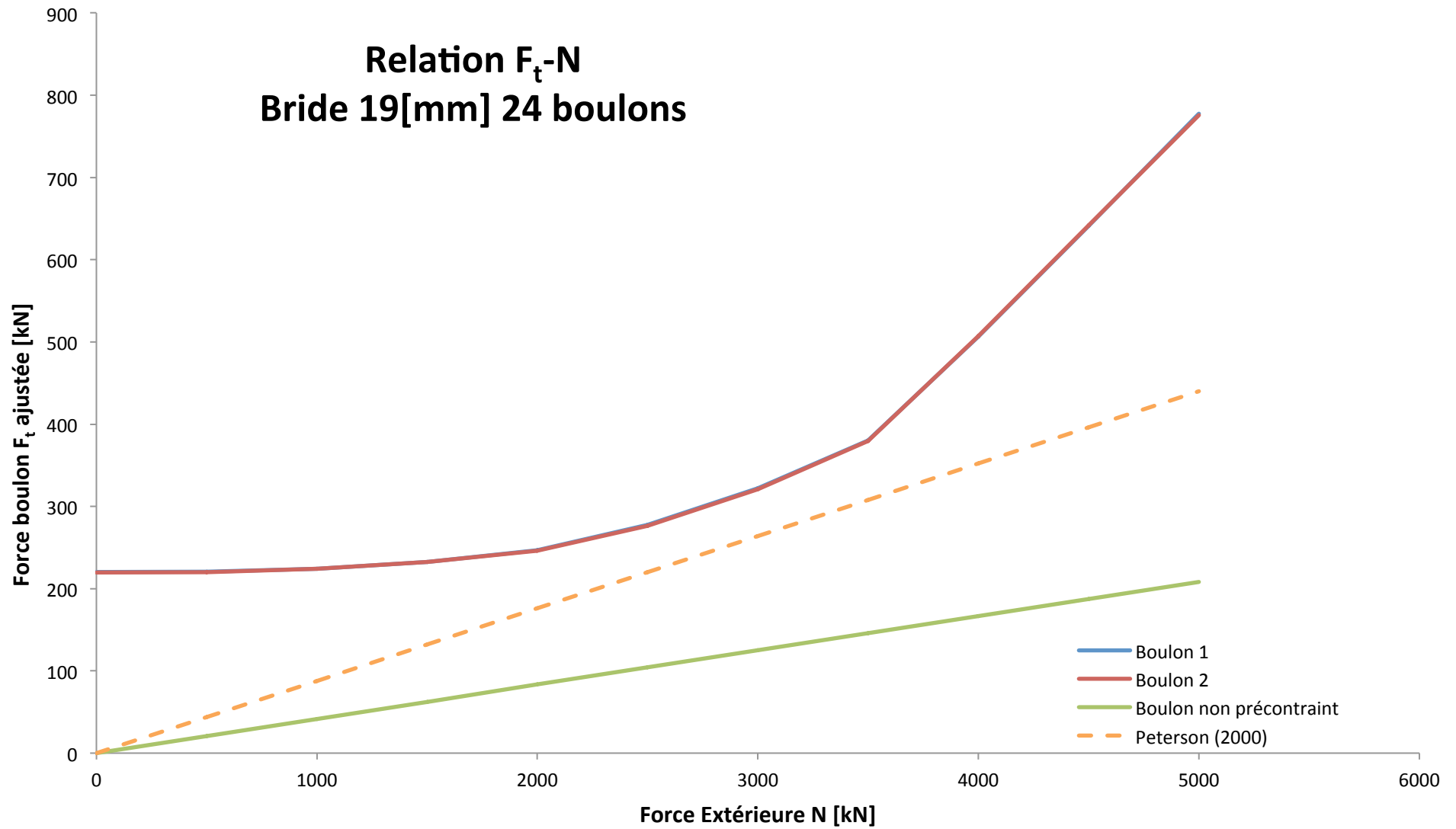
Temps calcul [s]	Effort Total [kN]	Contrainte centre Boulon 1 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 1 [Mpa]	Effort maximal Boulon 1 [kN]	Contrainte centre Boulon 2 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 2 [Mpa]	Effort Maximal Boulon 2 [kN]	Effort Non Prec Boulon [kN]	Effort zone boulon [kN]
1	0	525.33	468.06	220	502.02	457.94	220	0	0
2	500	525.35	468.83	220	502.04	458.95	220	21	44
3	1000	525.42	479.98	224	502	470.32	224	42	88
4	1500	525.5	503.55	233	501.9	493.91	232	63	132
5	2000	525.61	543.69	247	501.72	533.64	246	83	176
6	2500	525.66	630.88	278	501.28	618.73	276	104	220
7	3000	525.68	755.64	322	500.62	744.02	321	125	264
8	3500	525.64	920.32	380	499.74	911.24	380	146	308
9	4000	525.51	1279	506	497.6	1272.9	507	167	352
10	4500	525.29	1660.2	641	495.39	1652.7	641	188	396
11	5000	525.13	2046.1	777	493.19	2033.3	776	208	440
Bride 19 mm - 24 Boulons									(N')

Relation F_t -N Bride 38[mm] 24 boulons

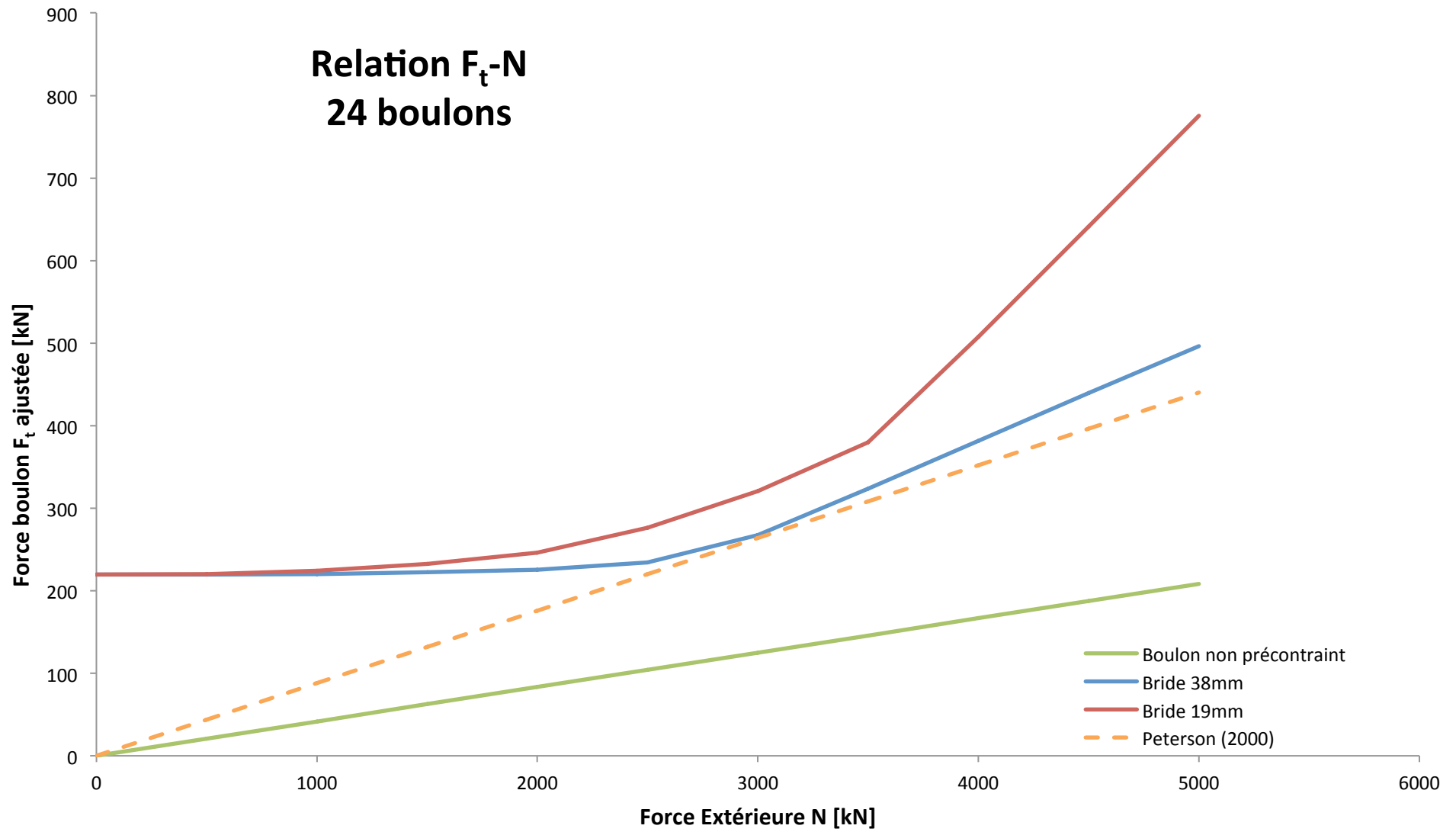


Relation F_t -N

Bride 19[mm] 24 boulons



Relation F_t -N 24 boulons

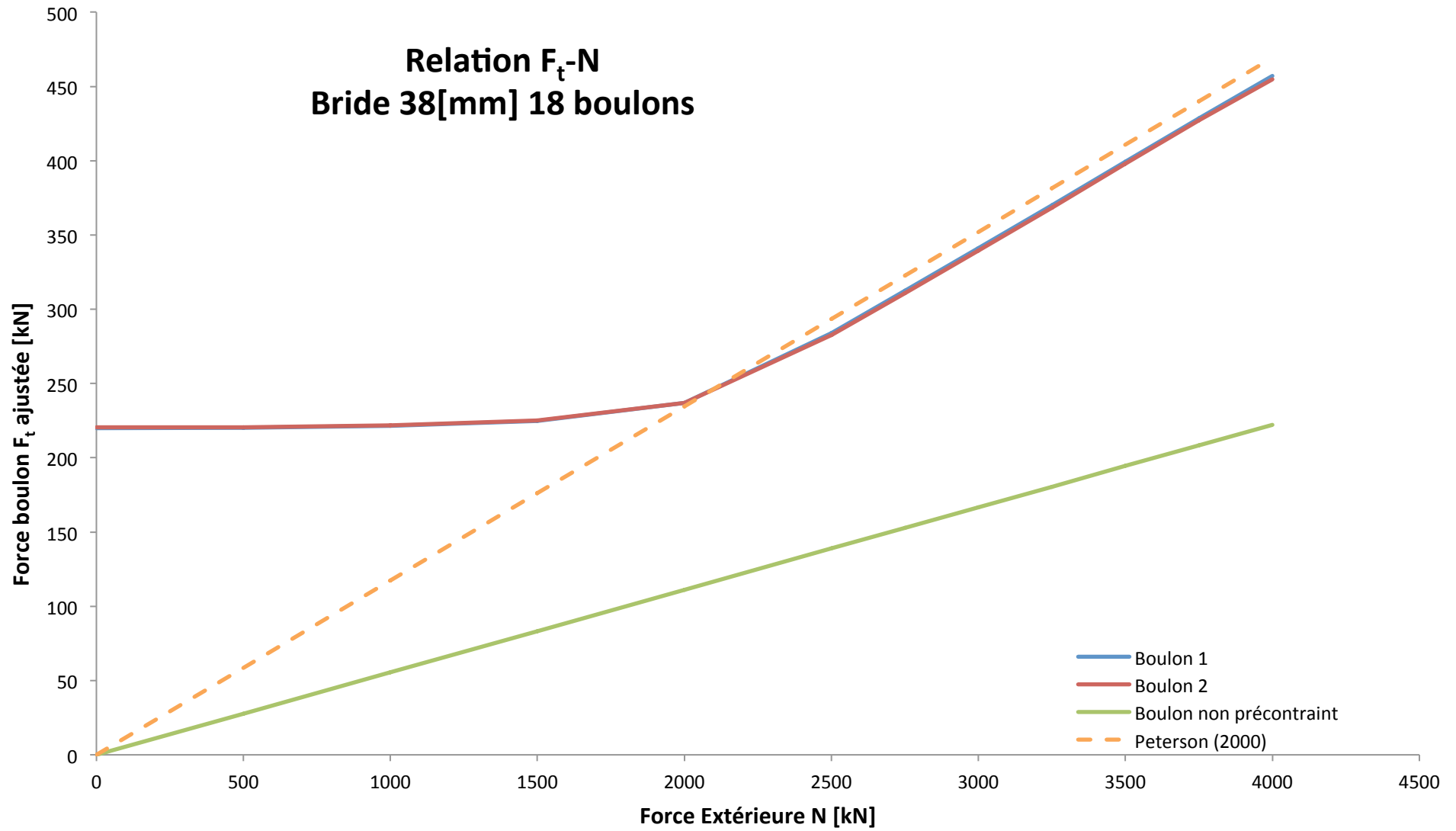


Temps calcul [s]	Effort Total [kN]	Contrainte centre Boulon 1 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 1 [Mpa]	Effort maximal Boulon 1 [kN]	Contrainte centre Boulon 2 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 2 [Mpa]	Effort Maximal Boulon 2 [kN]	Effort Non Prec Boulon [kN]	Effort zone boulon [kN]
1	0	479.77	481.45	220	481.62	474.22	220	0	0
2	500	479.79	482.03	220	481.62	474.79	221	28	59
3	1000	479.83	485.64	221	481.56	478.22	222	56	117
4	1500	479.96	495.16	225	481.41	487.64	225	83	176
5	2000	480.37	529.65	237	480.87	521.11	237	111	235
6	2500	481.94	663.02	284	478.74	650.83	283	139	293
7	2750	482.85	743.34	312	477.43	730.81	311	153	323
8	3000	483.75	824.48	341	476.12	811.97	340	167	352
9	3250	484.65	906.5	370	474.78	893.9	369	181	381
10	3500	485.56	989.37	399	473.44	977.09	398	194	411
11	3750	486.51	1072.4	429	472.09	1060.4	427	208	440
12	4000	487.09	1153.5	457	470.62	1138.2	455	222	469
Bride 38 mm - 18 Boulons									(N')

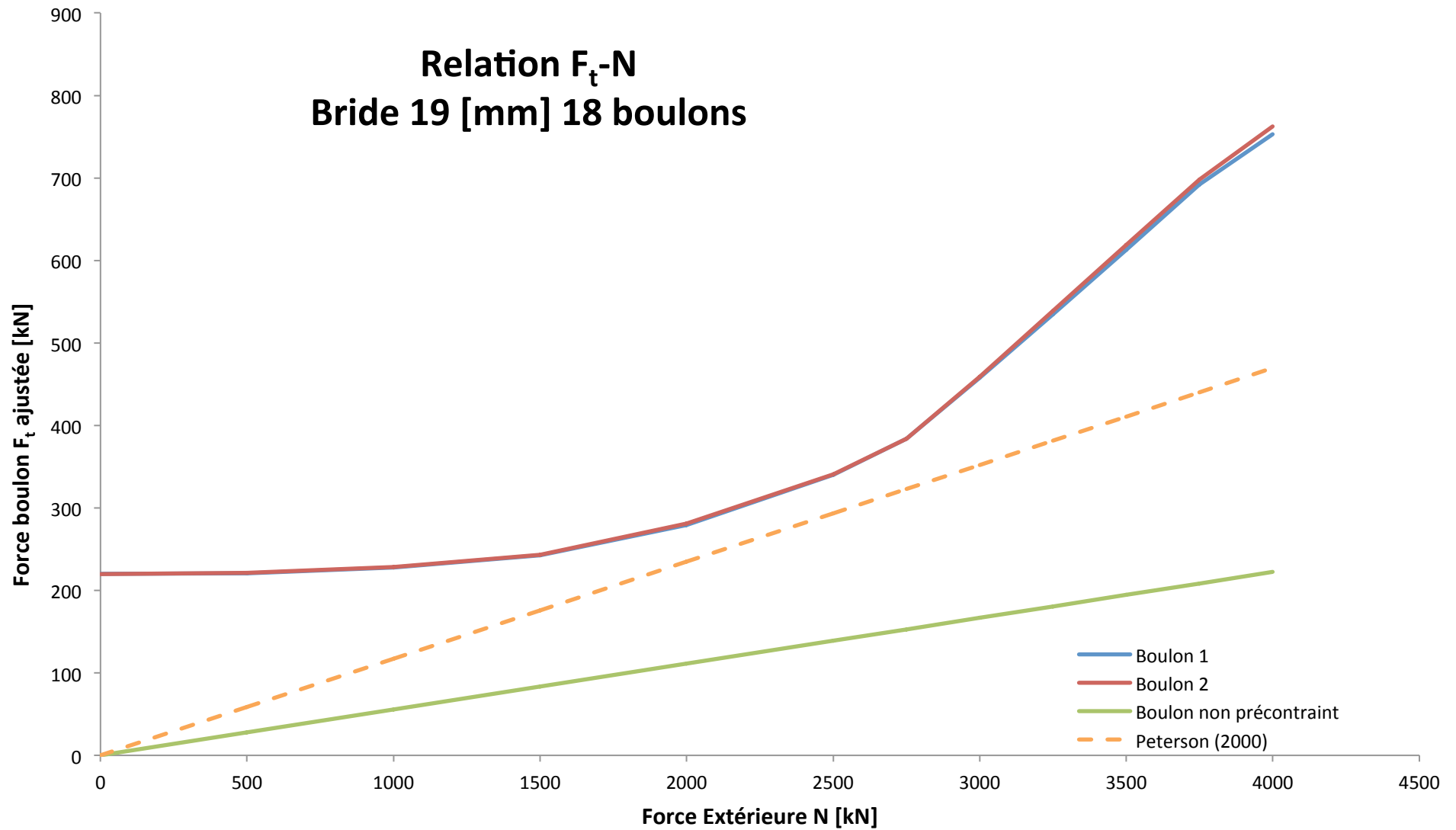
Nombre de boulons	n	=	18	[mm]
Diamètre colonne	b	=	914	[mm]
Distance boulons-colonne	a	=	44.5	[mm]
Distance entre boulons	e	=	175.1	[mm]
Epaisseur colonne	s	=	10	[mm]
Distance boulon-bord	b'	=	44.5	[mm]
Surface colonne	A	=	28400	[mm ²]

Temps calcul [s]	Effort Total [kN]	Contrainte centre Boulon 1 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 1 [Mpa]	Effort maximal Boulon 1 [kN]	Contrainte centre Boulon 2 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 2 [Mpa]	Effort Maximal Boulon 2 [kN]	Effort Non Prec Boulon [kN]	Effort zone boulon [kN]
1	0	518.76	447.87	220	460.44	458.25	220	0	0
2	500	518.78	450.28	221	460.5	462.01	221	28	59
3	1000	518.79	470.32	228	460.39	482.39	228	56	117
4	1500	518.75	510.81	242	460.04	524.87	243	83	176
5	2000	518.3	615.72	279	458.77	632.54	281	111	235
6	2500	517.39	787.18	340	456.82	801.76	341	139	293
7	2750	516.58	911.89	384	455.42	922.92	384	153	323
8	3000	514.98	1121.8	458	452.84	1136.1	459	167	352
9	3250	513.36	1339.6	535	450.17	1362.6	539	181	381
10	3500	511.69	1561.1	613	447.36	1588.6	619	194	411
11	3750	509.94	1784.9	692	444.38	1813	698	208	440
12	4000	508.54	1957	753	441.86	1995.5	762	222	469
Bride 19 mm - 18 Boulons									(N')

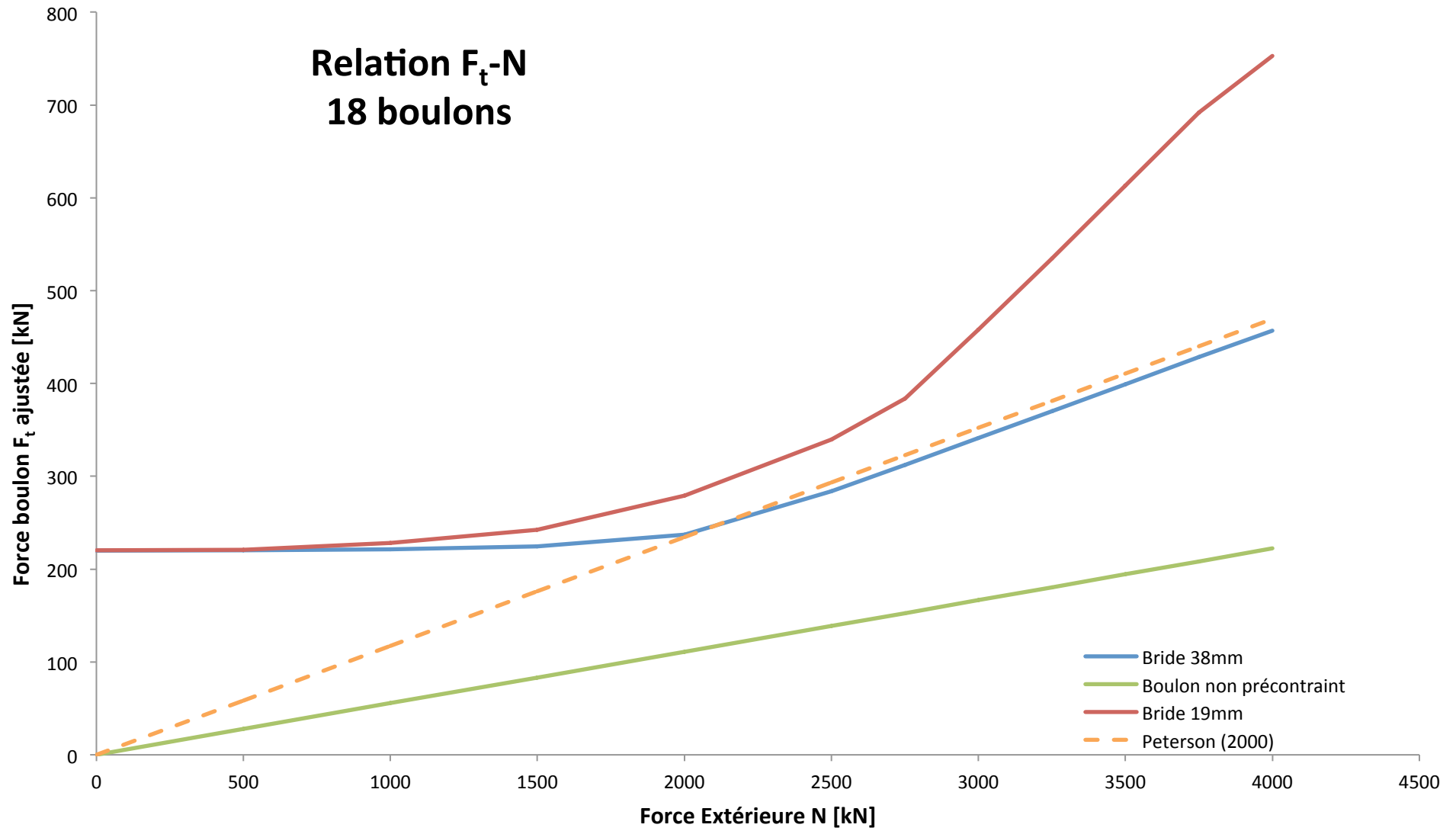
Relation F_t -N Bride 38[mm] 18 boulons



Relation F_t -N Bride 19 [mm] 18 boulons



Relation F_t -N 18 boulons



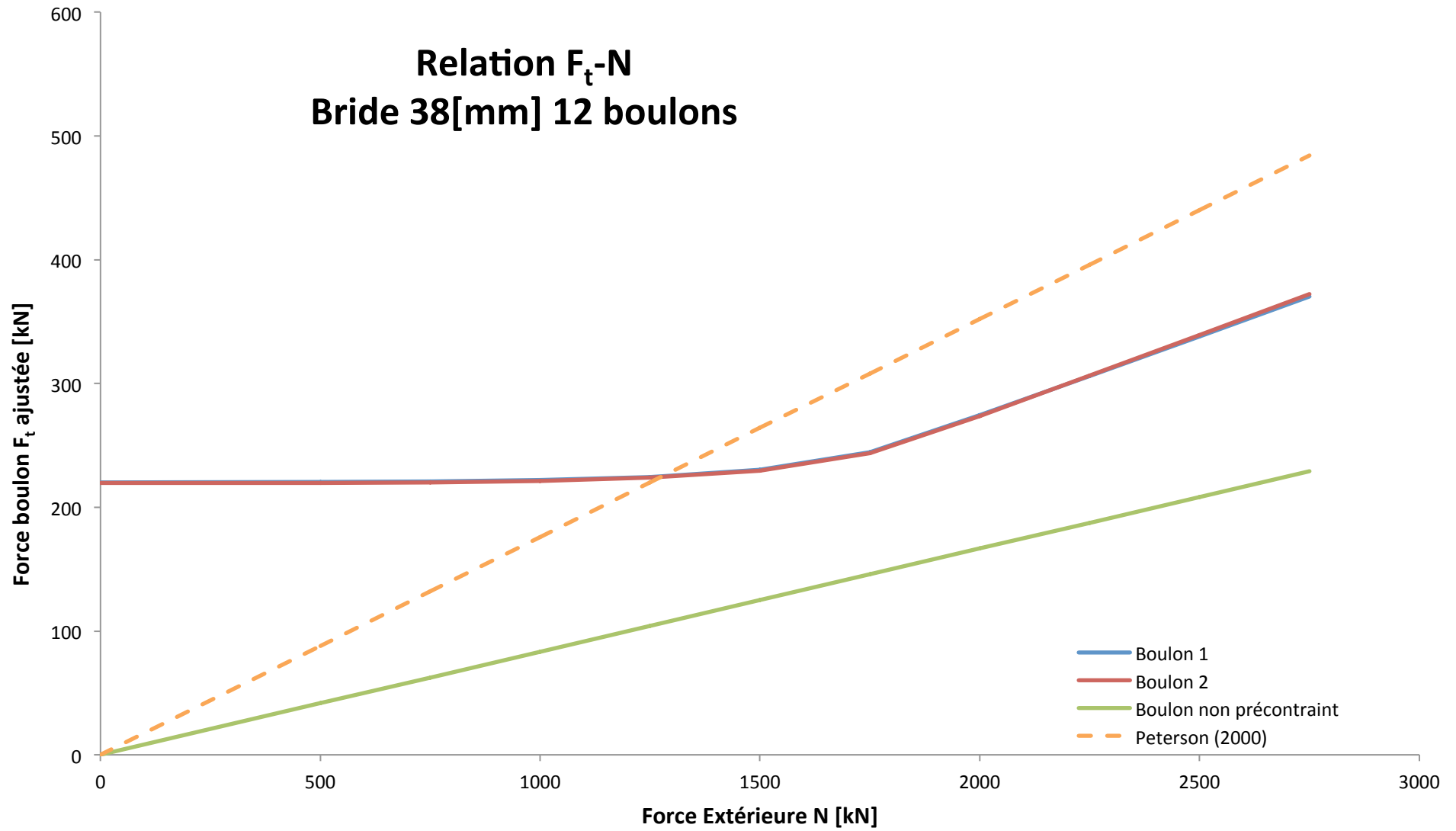
Temps calcul [s]	Effort Total [kN]	Contrainte centre Boulon 1 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 1 [Mpa]	Effort maximal Boulon 1 [kN]	Contrainte centre Boulon 2 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 2 [Mpa]	Effort Maximal Boulon 2 [kN]	Effort Non Prec Boulon [kN]	Effort zone boulon [kN]
0	0	482.94	470.06	220	485.13	460.67	220	0	0
1	500	482.94	471.06	220	485.13	460.67	220	42	88
2	750	482.98	472.17	221	485.12	461.81	220	63	132
3	1000	482.98	475.97	222	485.1	465.5	221	83	176
4	1250	482.98	482.75	224	485.07	472.79	224	104	220
5	1500	482.96	499.63	230	485.01	488.99	230	125	264
6	1750	482.85	539.78	245	484.88	529.11	244	146	308
7	2000	482.61	624.05	274	484.64	613.9	274	167	352
8	2250	482.43	714.01	306	484.34	706.3	306	188	396
9	2500	482.24	804.28	338	484.01	799.52	339	208	440
10	2750	482.01	895.51	370	483.72	892.86	372	229	484
Bride 38 mm - 12 Boulons									(N')

Nombre de boulons	n	=	12	[mm]
Diamètre colonne	b	=	914	[mm]
Distance boulons-colonne	a	=	44.5	[mm]
Distance entre boulons	e	=	262.6	[mm]
Epaisseur colonne	s	=	10	[mm]
Distance boulon-bord	b'	=	44.5	[mm]
Surface colonne	A	=	28400	[mm ²]

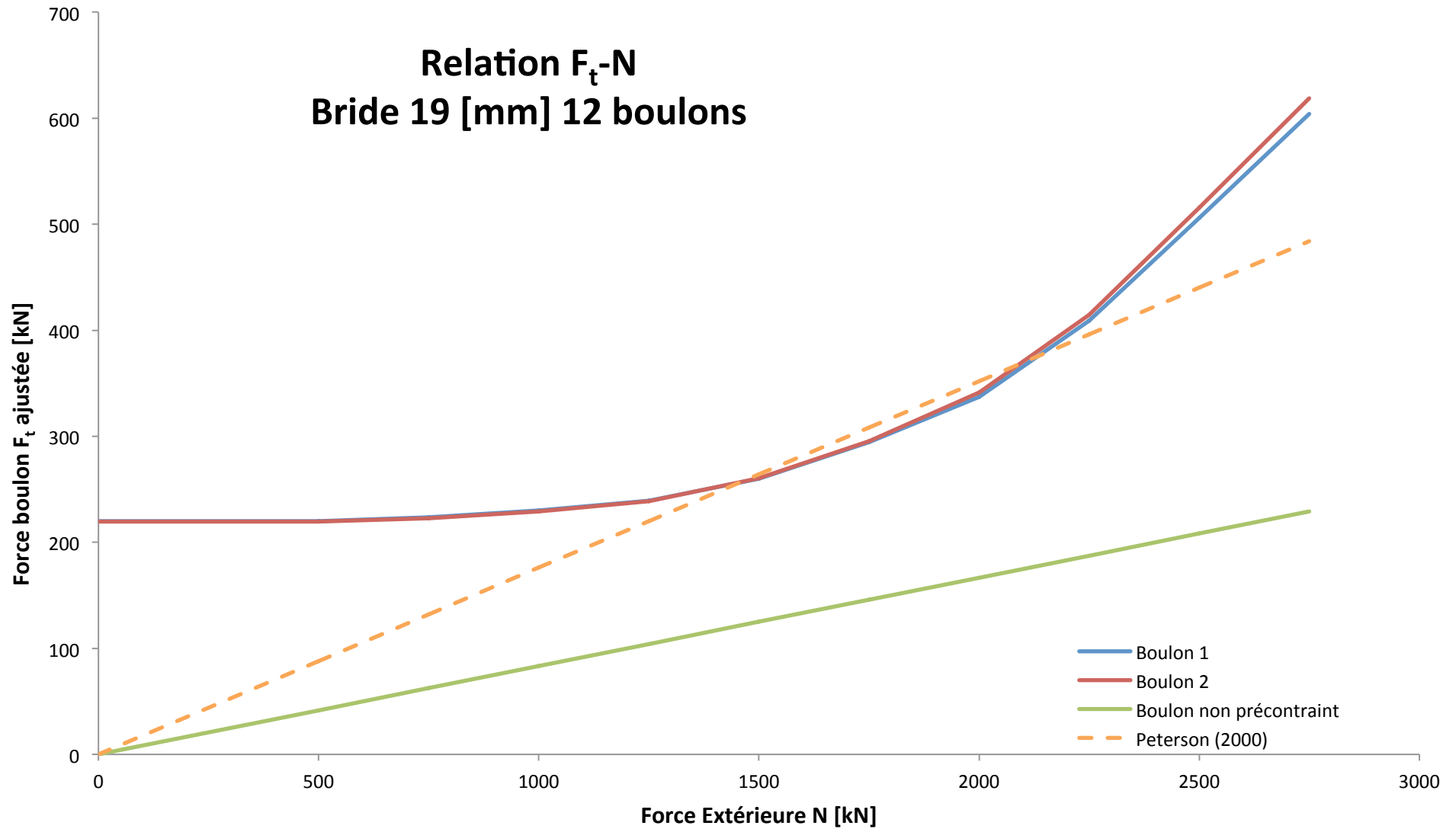
Temps calcul [s]	Effort Total [kN]	Contrainte centre Boulon 1 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 1 [Mpa]	Effort maximal Boulon 1 [kN]	Contrainte centre Boulon 2 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 2 [Mpa]	Effort Maximal Boulon 2 [kN]	Effort Non Prec Boulon [kN]	Effort zone boulon [kN]
0	0	106.34	458.86	220	505.23	457.8	220	0	0
1	500	531.65	458.86	220	505.23	457.8	220	42	88
2	750	531.84	469.17	224	505.15	466.58	223	63	132
3	1000	532.02	487.18	230	504.85	484.92	229	83	176
4	1250	532.22	513.31	239	504.35	512.35	239	104	220
5	1500	532.45	572.79	260	503.09	573.76	261	125	264
6	1750	532.66	670.1	295	500.96	672.79	295	146	308
7	2000	532.86	791.24	337	498.09	803.26	342	167	352
8	2250	532.88	994.71	409	493.39	1009.9	414	188	396
9	2500	532.86	1269.9	506	486.79	1296.5	516	208	440
10	2750	532.87	1546.9	604	480.06	1588.2	619	229	484
Bride 19 mm - 12 Boulons									(N')

Relation F_t -N

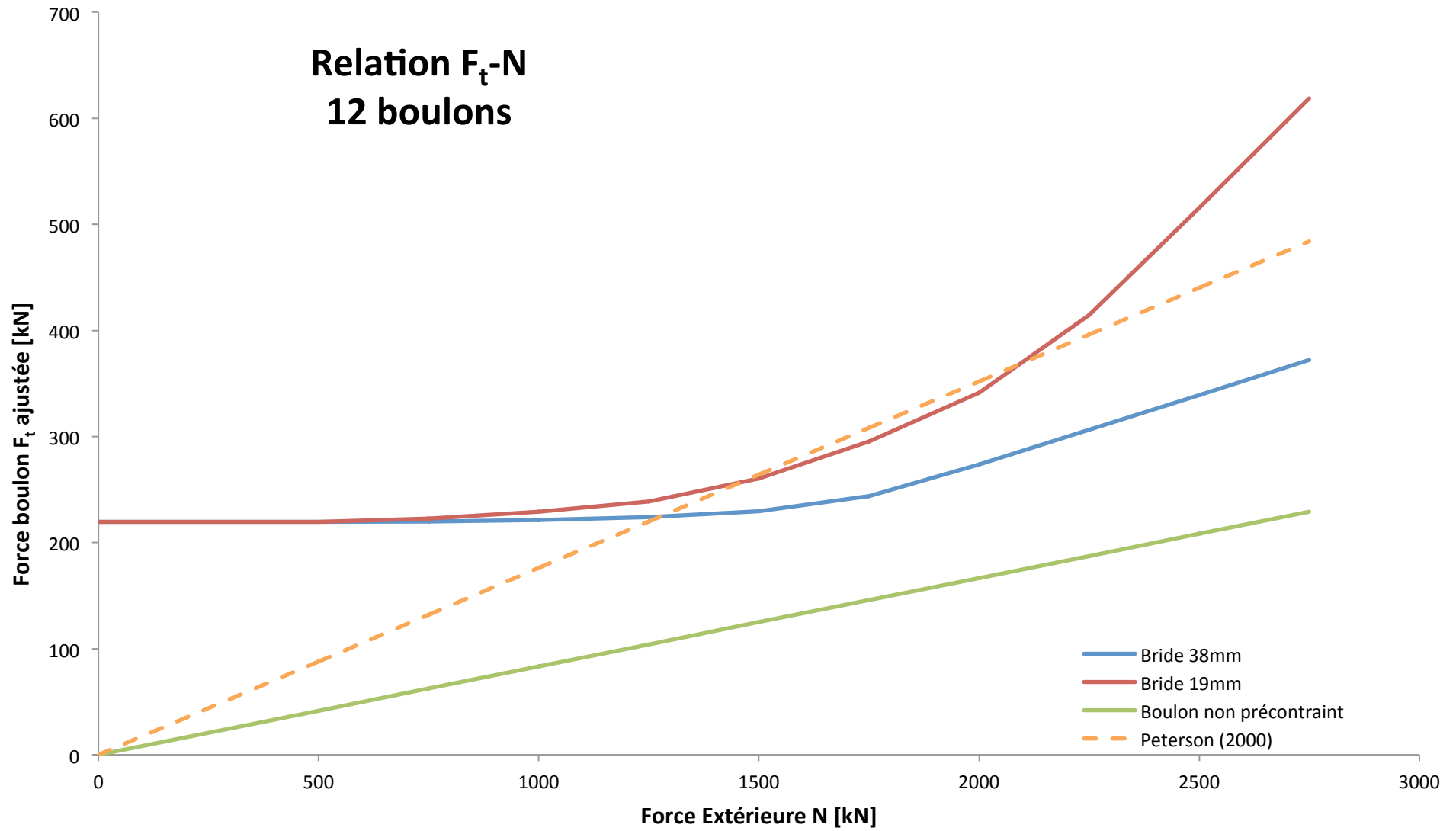
Bride 38[mm] 12 boulons



Relation F_t -N Bride 19 [mm] 12 boulons



Relation F_t -N 12 boulons

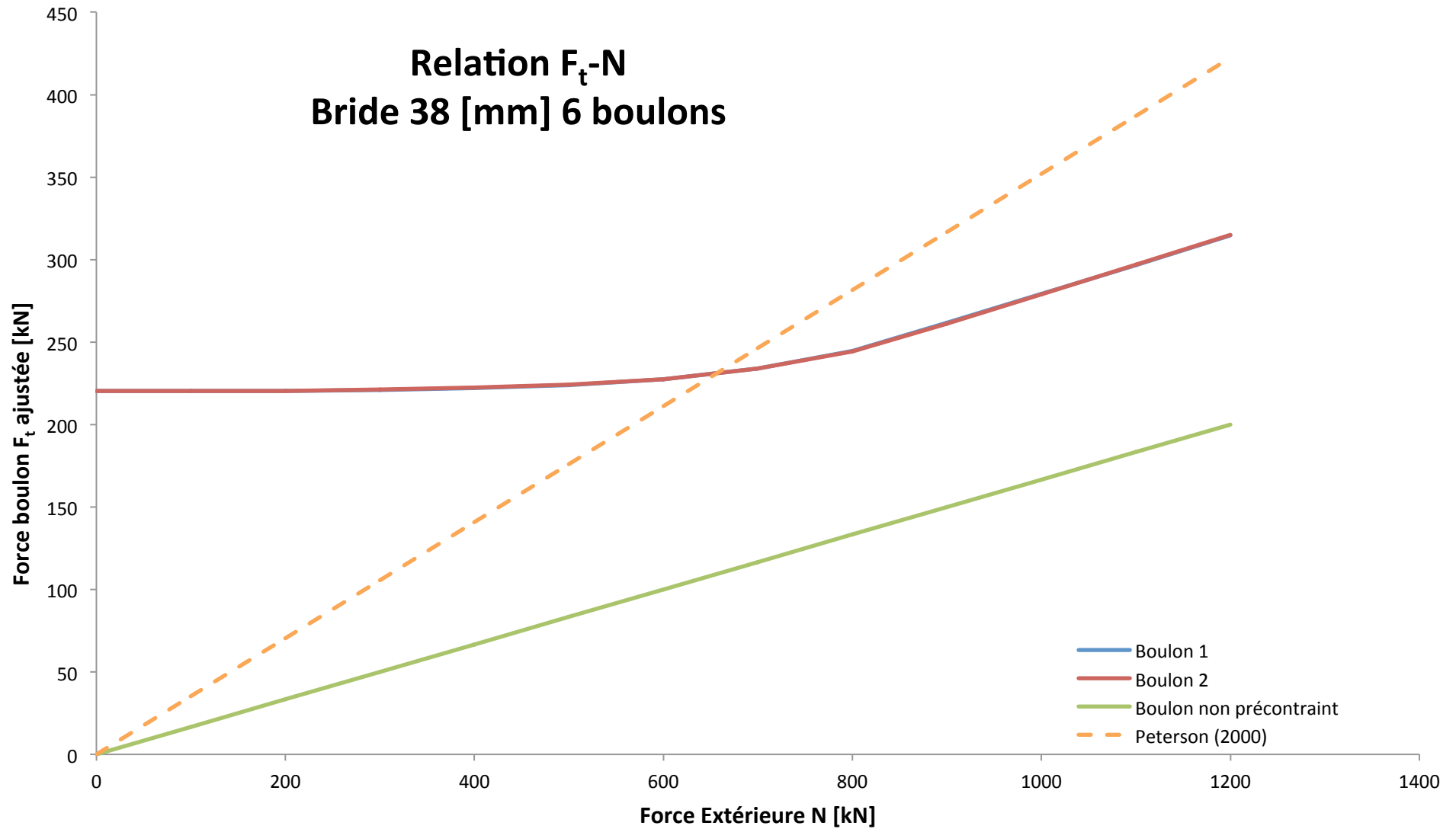


Temps calcul [s]	Effort Total [kN]	Contrainte centre Boulon 1 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 1 [Mpa]	Effort maximal Boulon 1 [kN]	Contrainte centre Boulon 2 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 2 [Mpa]	Effort Maximal Boulon 2 [kN]	Effort Non Prec Boulon [kN]	Effort zone boulon [kN]
1	0	485.19	476.67	220	486.43	473.87	220	0	0
2	100	485.19	476.74	220	486.43	473.94	220	17	35
3	200	485.18	477.25	220	486.43	474.45	220	33	70
4	300	485.17	478.91	221	486.42	476.2	221	50	106
5	400	485.15	482.04	222	486.4	479.71	222	67	141
6	500	485.1	487.18	224	486.37	485.04	224	83	176
7	600	485.01	496.69	227	486.33	494.54	228	100	211
8	700	484.83	515.66	234	486.24	512.53	234	117	246
9	800	484.54	545.69	245	486.06	542.11	244	133	282
10	900	484.05	593.91	262	485.79	590.1	261	150	317
11	1000	483.55	643.23	279	485.52	640.09	279	167	352
12	1100	483.03	693.27	297	485.24	690.71	297	183	387
13	1200	482.5	743.76	315	485.04	741.78	315	200	422
Bride 38 mm - 6 Boulons									(N')

Nombre de boulons	n	=	6	[mm]
Diamètre colonne	b	=	914	[mm]
Distance boulons-colonne	a	=	44.5	[mm]
Distance entre boulons	e	=	525.2	[mm]
Epaisseur colonne	s	=	10	[mm]
Distance boulon-bord	b'	=	44.5	[mm]
Surface colonne	A	=	28400	[mm ²]

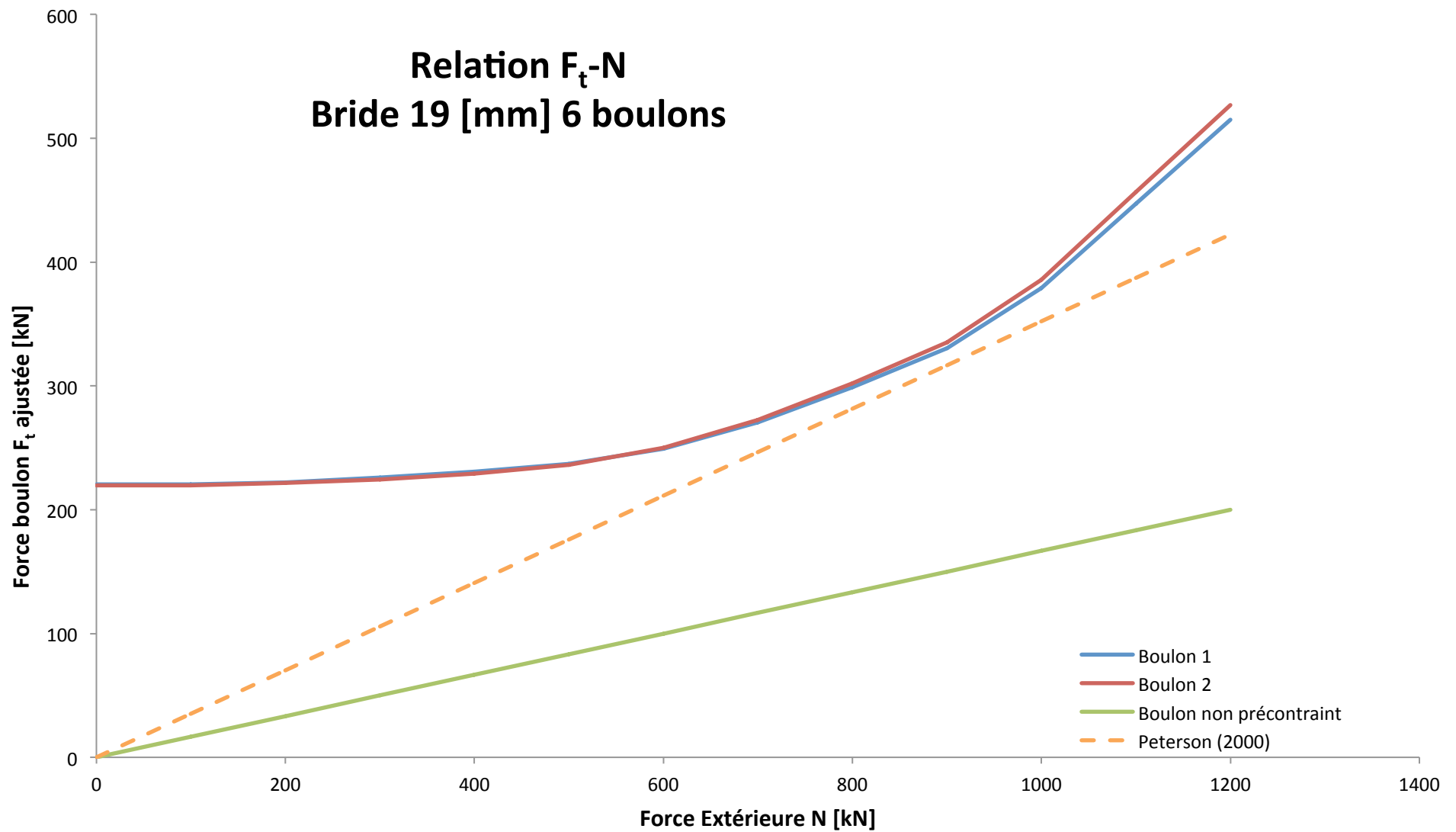
Temps calcul [s]	Effort Total [kN]	Contrainte centre Boulon 1 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 1 [Mpa]	Effort maximal Boulon 1 [kN]	Contrainte centre Boulon 2 [Mpa]	Contrainte maximale Boulon 2 [Mpa]	Effort Maximal Boulon 2 [kN]	Effort Non Prec Boulon [kN]	Effort zone boulon [kN]
1	0	531.16	460.13	220	429.45	457.99	220	0	0
2	100	531.23	460.49	221	429.69	458.29	220	17	35
3	200	531.35	465.25	222	430.21	463.23	222	33	70
4	300	531.52	475.63	226	430.86	471.76	225	50	106
5	400	531.71	489.64	231	431.63	485.27	229	67	141
6	500	531.93	507.69	237	432.47	505.23	236	83	176
7	600	532.18	541.31	249	433.29	544.46	250	100	211
8	700	532.42	602.15	271	434.01	608.06	273	117	246
9	800	532.64	682.7	299	434.63	691.36	302	133	282
10	900	532.86	772.33	331	435.14	784.98	335	150	317
11	1000	532.91	909.04	379	434.61	928.76	386	167	352
12	1100	532.92	1102.4	447	432.97	1128.8	456	183	387
13	1200	533	1295	515	431.82	1328.4	527	200	422
Bride 19 mm - 6 Boulons									(N')

Relation F_t -N Bride 38 [mm] 6 boulons

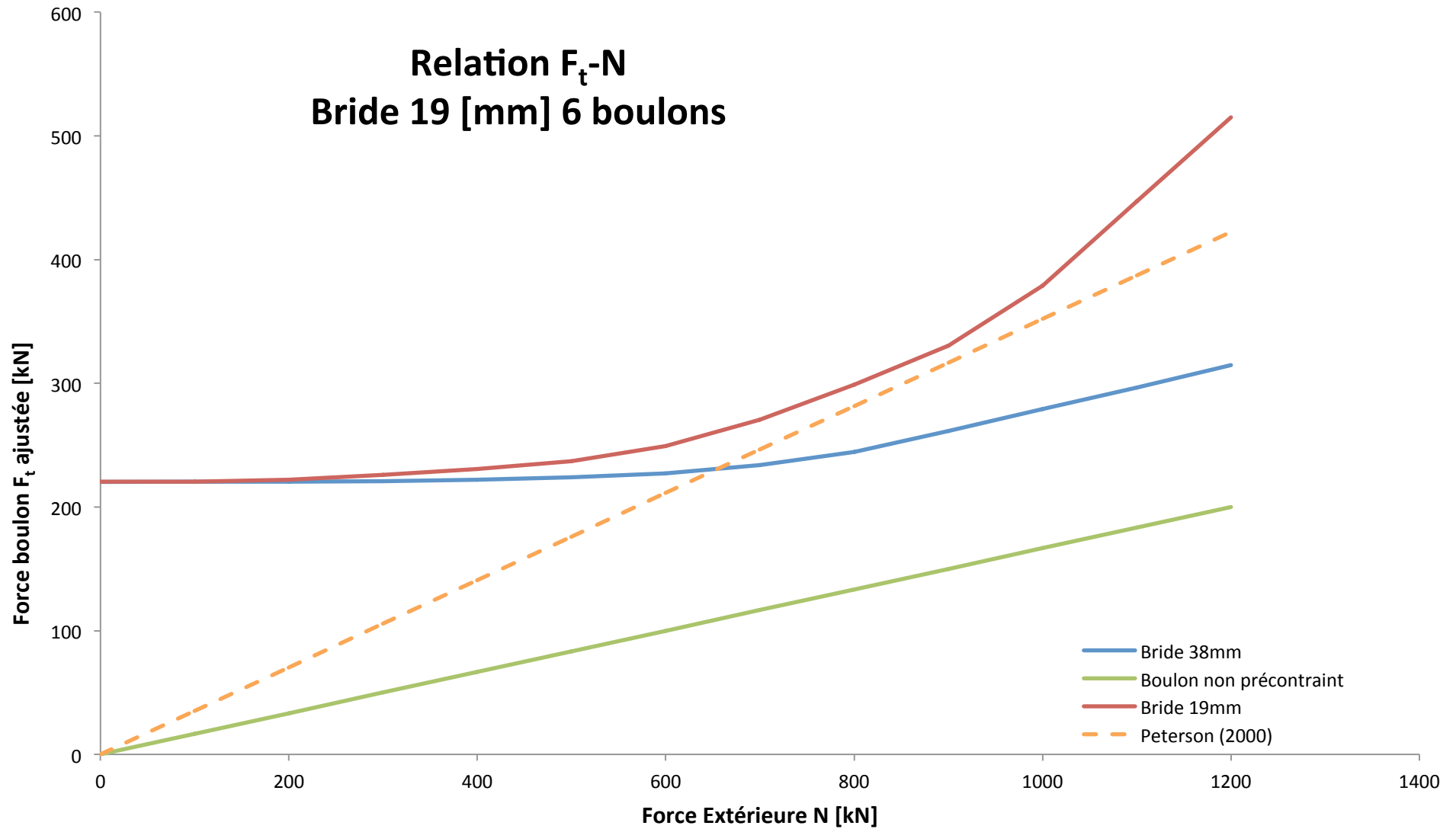


Relation F_t -N

Bride 19 [mm] 6 boulons



Relation F_t -N Bride 19 [mm] 6 boulons



5. CONCLUSION

Au travers de ce semestre, la majorité des aspects d'un projet de grand-huit ont pu être abordés. De la conception au dimensionnement, les étapes de design d'une telle structure permettent de couvrir la plupart des domaines du génie civil associés aux constructions métalliques. Du point de vue des calculs, l'application des formules connues jusqu'à présent et tirées des normes ne diffère que peu des constructions plus habituelles telles que les bâtiments mais la grande difficulté réside dans la compréhension du fonctionnement d'une telle structure. Ceci pour permettre également d'éviter au maximum le nombre d'itération de calcul qui peut augmenter de manière importante si les choix de base ne sont pas cohérents. Il a pu être constaté que l'expérience de l'ingénieur dans ce domaine est un atout majeur, et le manque de repères (ordres de grandeurs des résultats notamment) a été un point difficile à aborder. De plus, les normes de construction en rapport avec les grands-huit ne sont pas toujours claires et très souvent obligatoire de jongler entre les différentes normes existantes. Ceci implique parfois des limitations assez sévères, par exemple pour les déformations en contradictions avec le principe de ces structures « à sensations ». D'une manière générale les résultats ont été tout de même toujours cohérents et approuvés par l'ingénieur du bureau d'étude Bolliger & Mabillard SA qui assistait. Les sections des éléments, élément principal du dimensionnement, sont en accord avec les dimensions retrouvées dans des projet existants (généralement vers les tailles maximales).

Dans ce projet, avec sa grande hauteur, ces mêmes repères habituels ne sont pas toujours applicables. En effet, les tailles de caissons ou de colonnes, leur nombre et espacement qui s'utilisent généralement dans la plupart des réalisations sont à adapter pour des vitesses de train plus importantes et des élancements très grands. Une fois les variantes générées et la modélisation SCIA effectuée avec la mise en place de tout les cas de charges, un changement radical de disposition de support impliquait un nombre de traitement de données important (voir une nouvelle modélisation complète). Certains points pourraient être évidemment améliorés au niveau du support de piste, notamment au niveau des points bas où les colonnes très courtes et donc très rigides étaient très fortement sollicitées, mais les bases principales ont été assimilées. Les résultats obtenus tout au long du projet sont restés cohérent et dans les bons ordres de grandeur.

L'utilisation de logiciels de calcul est un outil très puissant, pouvant permettre un gain de temps considérable mais leur maîtrise doit être parfaite pour éviter les zones d'ombres. Les incohérences dans les résultats sont souvent identifiables et facilement corrigées mais parfois en ne connaissant pas exactement les hypothèses et les méthodes de calculs d'un logiciel, des erreurs peuvent être commises sans s'en rendre compte.

Au niveau des études particulières et pour la structure étudiée, il n'a pas été mis en évidence de colonnes hautes extrêmement sollicitées. Ceci n'a donc pas permis de mettre en lumière de réels problèmes de fatigue ou d'effet levier. La raison provient sans doute du fait que n'ayant pas de contraintes au niveau des possibilités d'appuis au sol, la structure a pu être plus ou moins bien soutenus, à intervalles réguliers (travées uniformes) ce qui n'entraîne pas de zone réellement critique.

Toutefois, sur base des modélisations effectuées, mais à partir d'efforts de sollicitations provenant par exemple d'un projet existant où un tronçon de la piste était très critique, la même étude peut être approfondie afin de trouver un optimum au niveau des brides de colonnes en l'occurrence. Il devrait être possible de diminuer le nombre de boulon ou dans tous les cas l'épaisseur des brides.