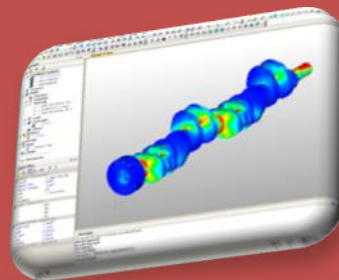
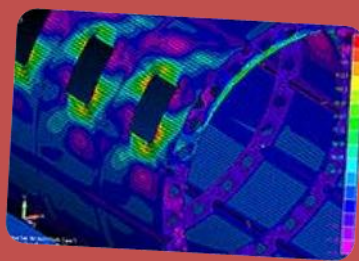


TP Initiation aux éléments finis avec Femap v9.3 et NX Nastrans

PHUNG Anh Tuan

METAIS Alexis

2008



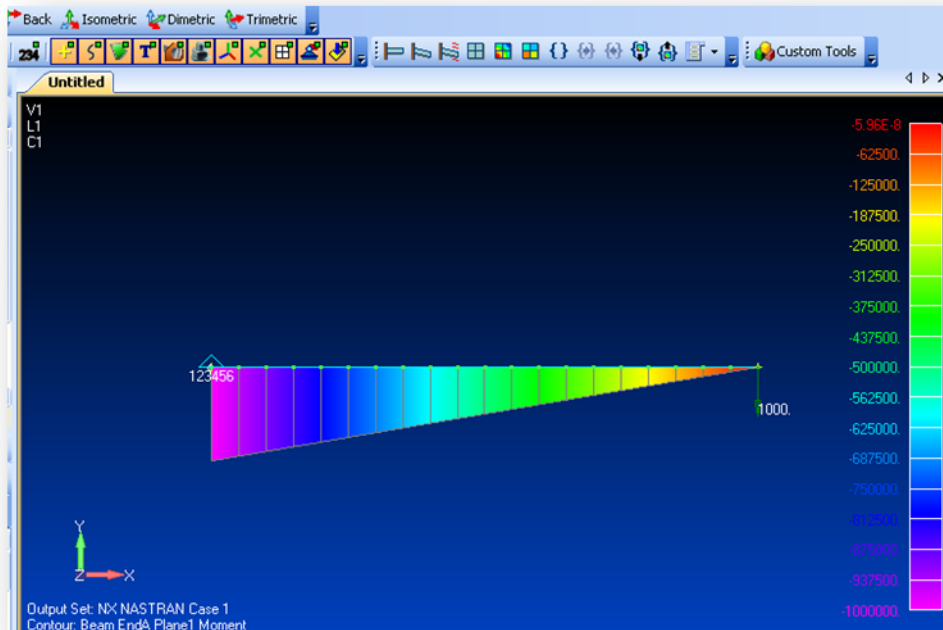
Contents

| | |
|--|----|
| Première partie : Mise en œuvre de quelques exemples simples | 3 |
| 1.1 Etude d'une poutre encastree-libre soumise à un effort ponctuel..... | 3 |
| 1.1.1 Modélisation du problème avec des éléments « poutre » | 3 |
| 1.1.2 Modélisation du problème avec des éléments plaque | 4 |
| 1.2 Modélisation d'un essai de traction sur une éprouvette cylindrique | 6 |
| Deuxième partie : Application à des exemples simples | 7 |
| 2.1. Modèle Poutre..... | 7 |
| 2.1.1 Etude d'un système hyperstatique..... | 7 |
| 2.1.2. Etude d'un arbre à section variable : | 9 |
| 2.2 Modèle axisymétrique : | 10 |
| 2.2.1. Etude d'un arbre épaulé avec congé de raccordement : | 10 |
| Troisième partie : Conception d'une équerre | 12 |
| Conclusion | 14 |

Première partie : Mise en œuvre de quelques exemples simples

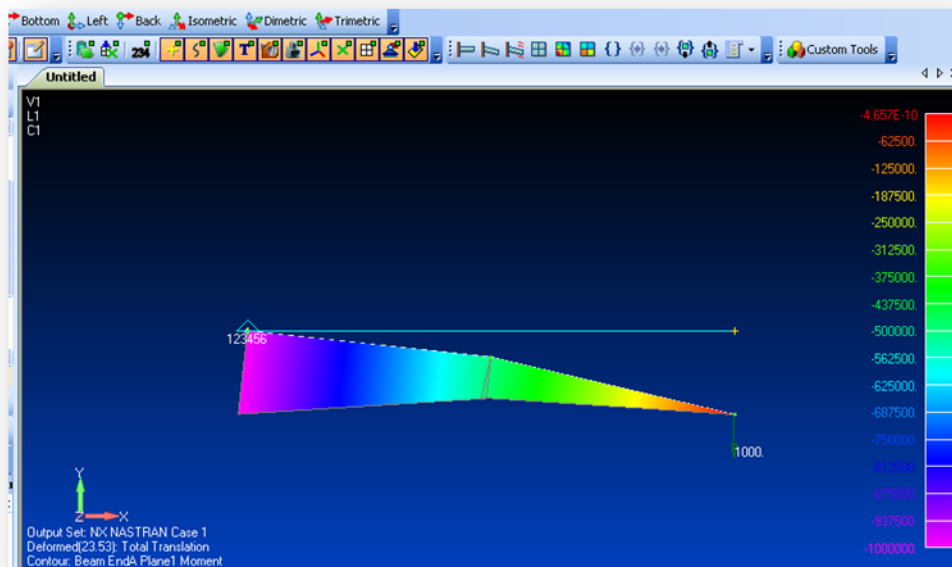
1.1 Etude d'une poutre encastrée-libre soumise à un effort ponctuel

1.1.1 Modélisation du problème avec des éléments « poutre »



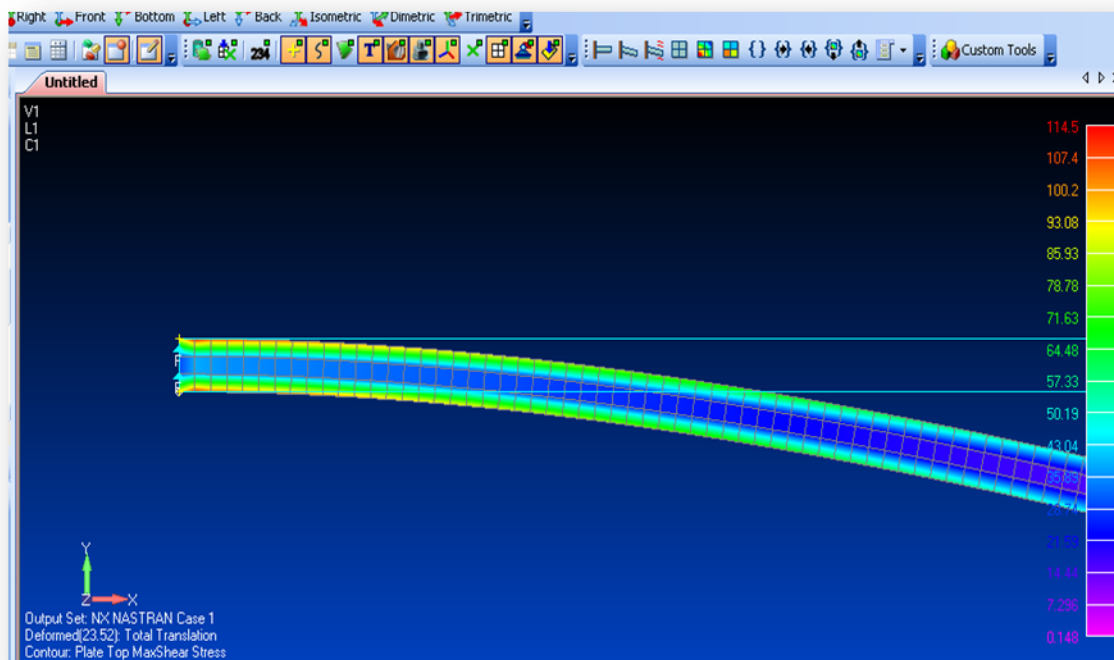
On visualise ainsi le moment fléchissant. Il varie linéairement de 0 à 1000000 N.m confirmant les calculs faits suivant la théorie des poutres.

On réalise le même modèle, mais cette fois on limite le maillage à deux éléments.



Le moment fléchissant est exactement le même, avec un maximum toujours à l'extrémité encastree avec une valeur de 1000000 de N.m. Le logiciel calcul moins d'efforts car les efforts sont des valeurs calculées aux nœuds, et à partir des valeurs du moment à chaque nœud, il reconstitue variation linéaire du moment suivant la poutre.

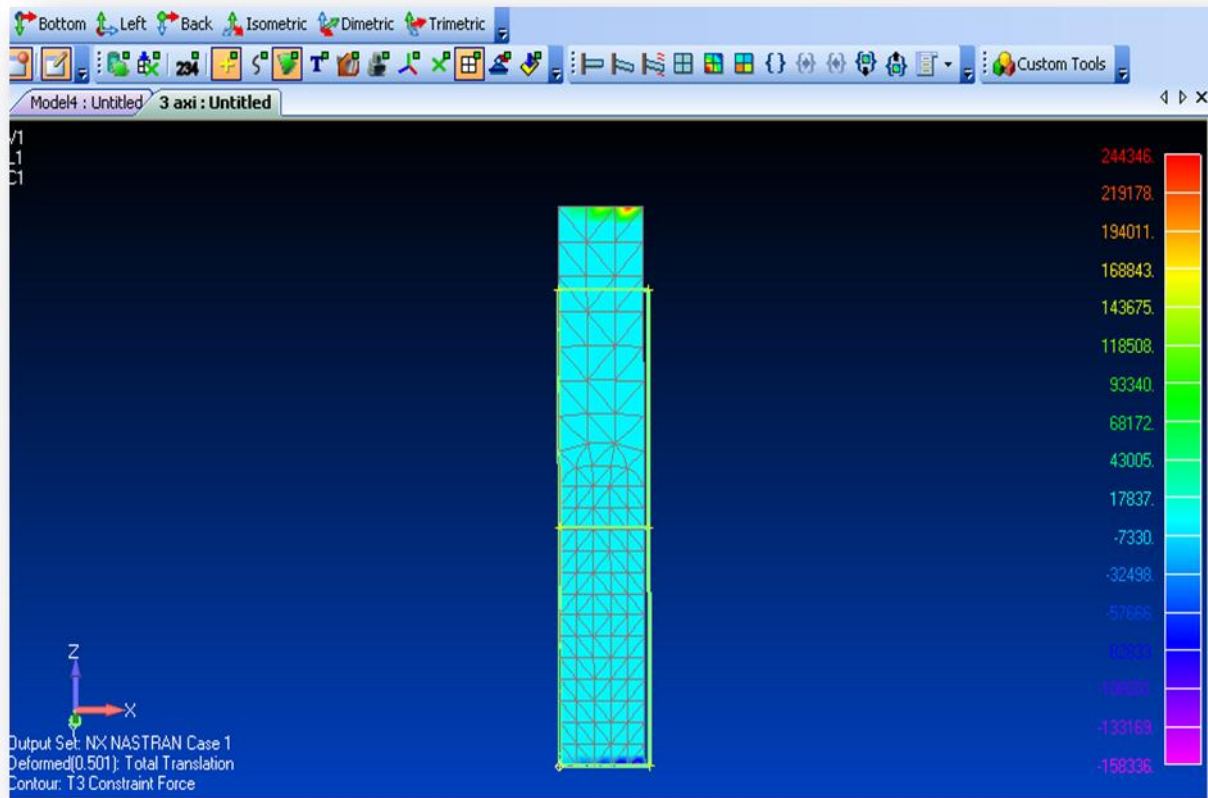
1.1.2 Modélisation du problème avec des éléments plaque



On visualise la flèche et la répartition des contraintes dans la poutre. On remarque que les contraintes les plus élevées sont situées sur les bords de la plaque. Ces résultats confirment ce que nous avons vu en td, ainsi le modèle plaque permet de mieux montrer la déformation et la répartition des contraintes dans une poutre que le modèle poutre.

La différence entre la modélisation et la théorie des poutres se situe au niveau de la section droite : sur la section droite d'une poutre, la contrainte est constante alors que sur le modèle des éléments finis la contrainte peut varier à l'intérieur d'une même section.

1.2 Modélisation d'un essai de traction sur une éprouvette cylindrique



On visualise les contraintes suivant Z (pour les éléments axisymétriques il aurait fallu visualiser les contraintes axiales).

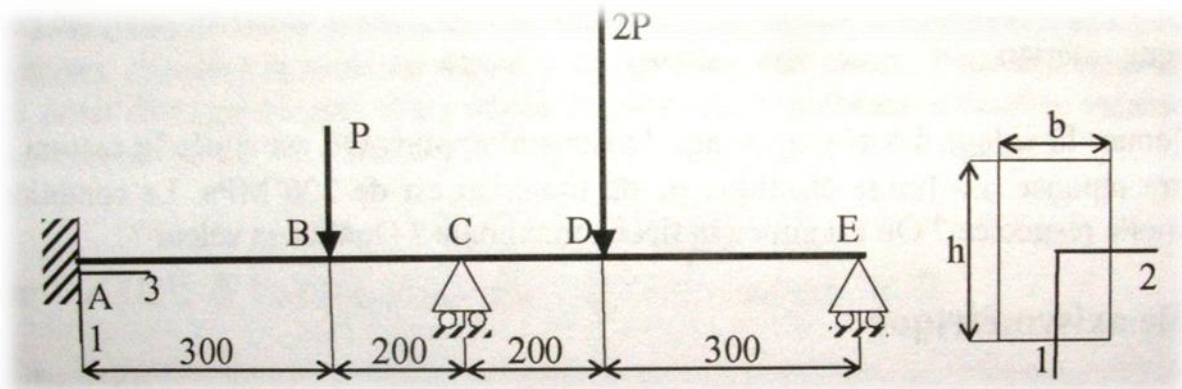
Les contraintes en haut et en bas devrait être les mêmes, or ce n'est pas ce qu'on observe, on explique la différence par la finesse des maillages, et par la déformation transversale qui ne sont pas identiques aux deux extrémités.

Par ailleurs, les contraintes ne sont pas constantes sur toute la largeur de la plaque au deux extrémités, car le solveur utilise l'axe Z comme axe de symétrie pour les calculs. Les contraintes au niveau des extrémités sont donc plus élevées lorsqu'on s'éloigne de l'axe Z.

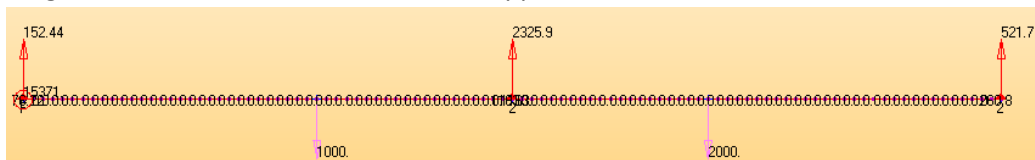
Deuxième partie : Application à des exemples simples

2.1. Modèle Poutre

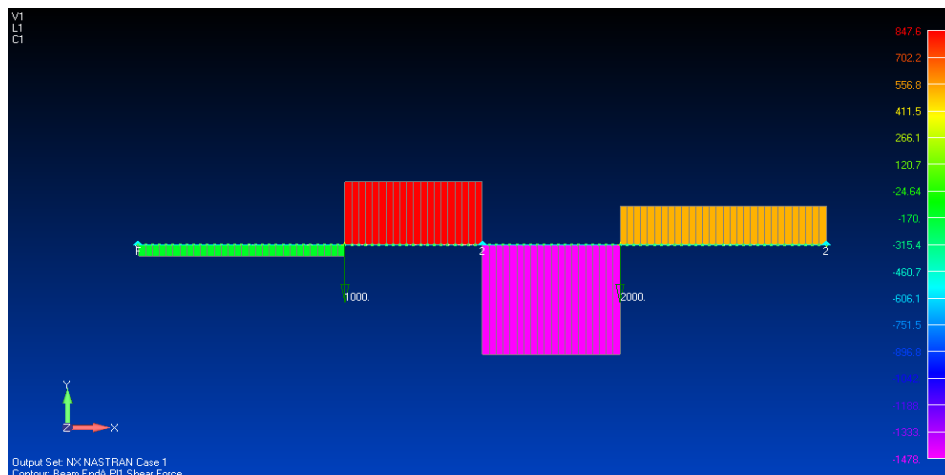
2.1.1 Etude d'un système hyperstatique

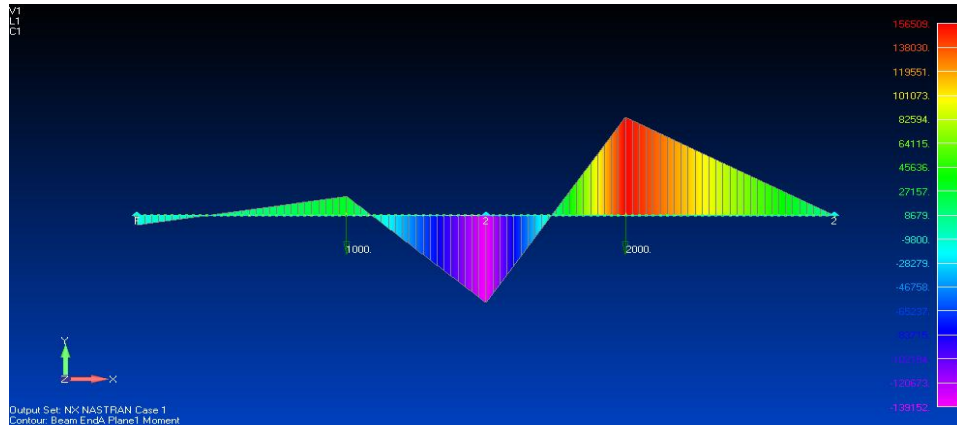


- Liaisons en C et E bloque la translation selon les axes 1 et 2 donc il ne reste que 4 degrés de liberté : T3, R1, R2, R3. La poutre est fixé totalement en A – toutes les translations et les rotations sont bloquées. Le système est hyperstatique de degré $6-4 = 2$.
- Pour modéliser le système, on a choisi une taille moyenne des éléments de 10 mm (on obtient 100 éléments au total). Deux charges sont mises en B et en D dans la direction $-X$. Les translations selon l'axe Y et Z aux points C et E sont bloquées. Le point A est fixé totalement.
- Diagramme des réactions aux liaisons et appuis :



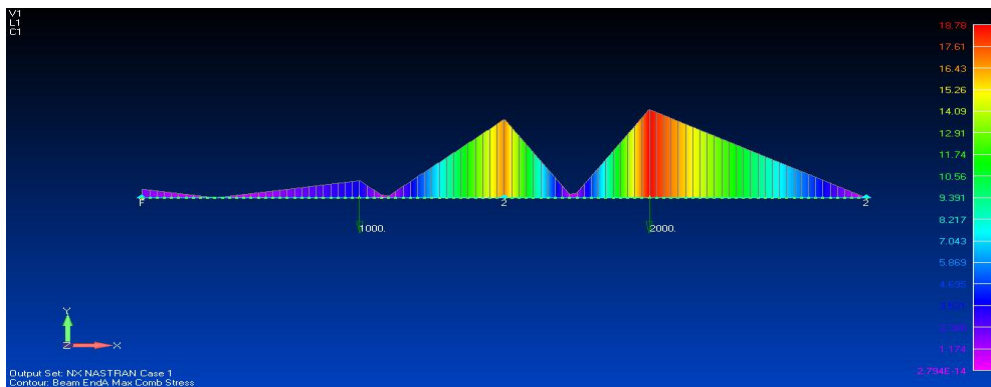
Diagrammes du torseur de section : forces et contraintes de section





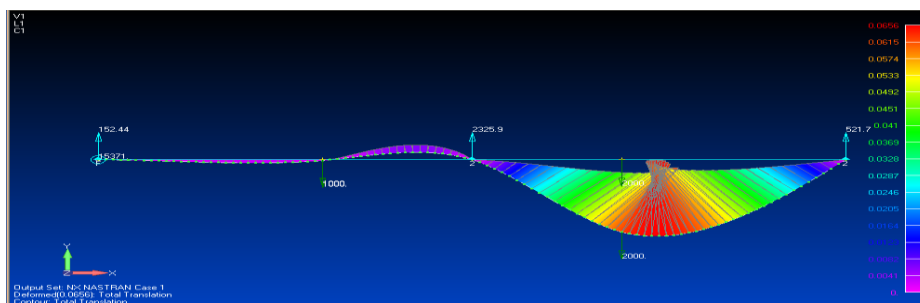
On constate que le point C appartient à la section critique car en ce point la force et le moment sont maximales.

Pour vérifier cette observation, on va faire afficher la contrainte maximale de section :

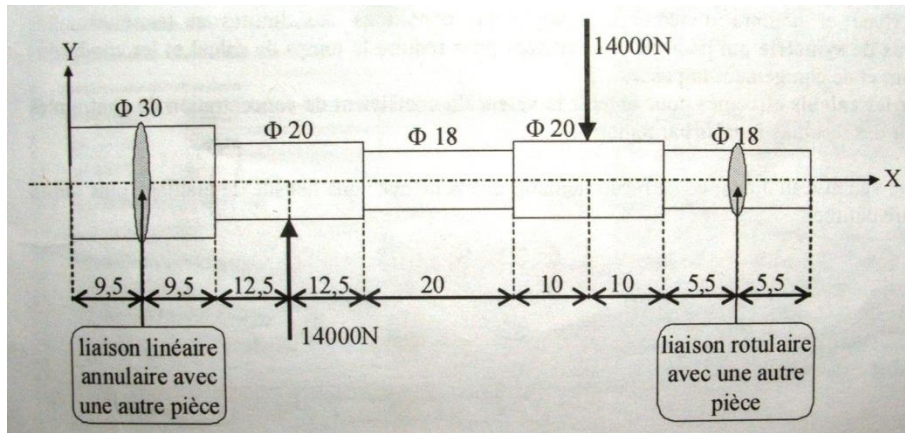


La contrainte maximale est de 18,78 MPa < Limite élastique 200 MPa : la condition de non plasticité est respectée.

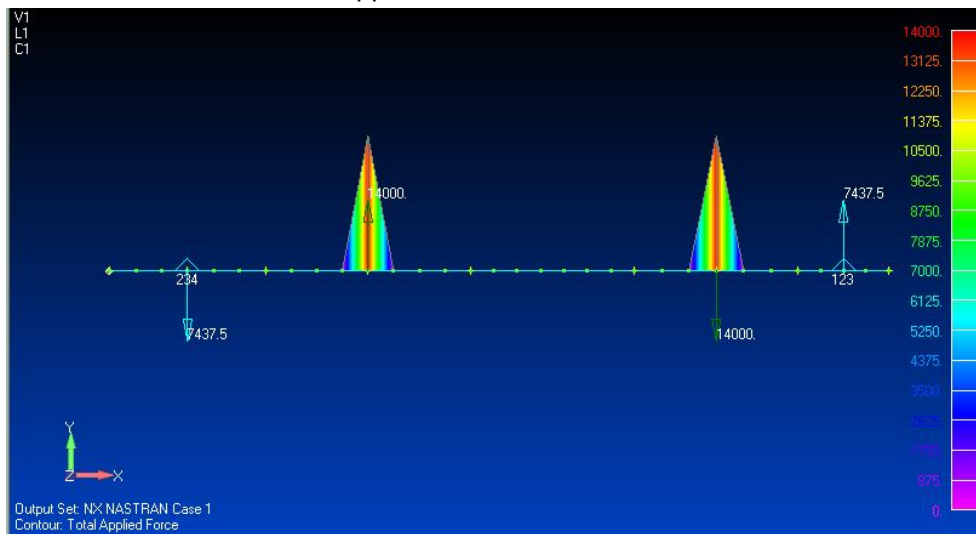
La flèche maximale est située à côté du point C, sa valeur est de 0.0656mm



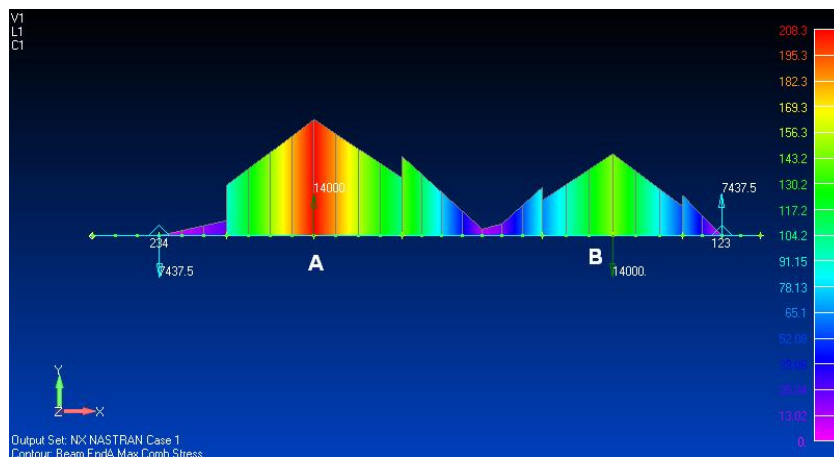
2.1.2. Etude d'un arbre à section variable :



- a) La taille moyenne choisie est de 3mm.
 La forme des éléments est donc un cylindre dont la section est la section de la poutre.
 Les charges sont selon l'axe Y. La liaison linéaire est bloquée en translations suivant Y, Z et en rotation autour de X.
- b) Les réactions aux liaisons et appuis :



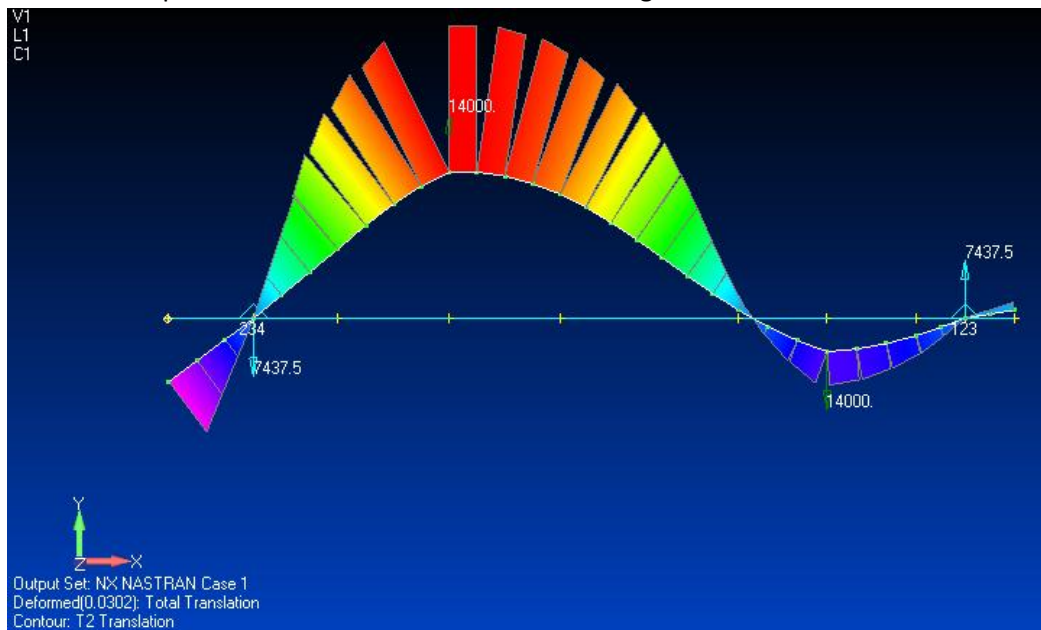
Contrainte maximale :



Le logiciel donne 2 points où la contrainte est maximale : A et B – les points d’application des forces. Le contrainte max se situe au point A. En effet en utilisant la méthode de calcul vue en cours, on remarque que le point A, à gauche est situé en aval, tandis que le point B est en amont. La résultante est donc la même en ces deux points, mais le moment au point A est plus grand (distance plus grand de la liaison) donc la contrainte est plus grande : $208,3 \text{ MPa} > 200 \text{ MPa}$ (limite élastique), donc la pièce va se déformer plastiquement.

Le résultat est cohérent avec la théorie des poutres. Ce n’est pas toujours le cas, car ici la dimension de la section n’est pas négligeable par rapport à la longueur de la pièce. Le modèle ne permet pas de montre les concentrations de contraintes sur la section droite qui peut apparaître dans les coins où il y a une rupture de la section.

On trouve la position de la flèche maximale sur le diagramme



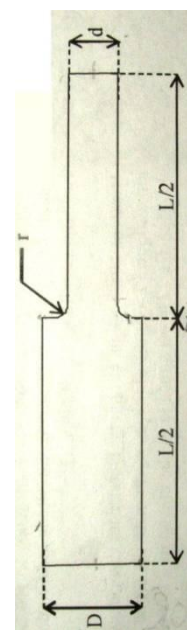
2.2 Modèle axisymétrique :

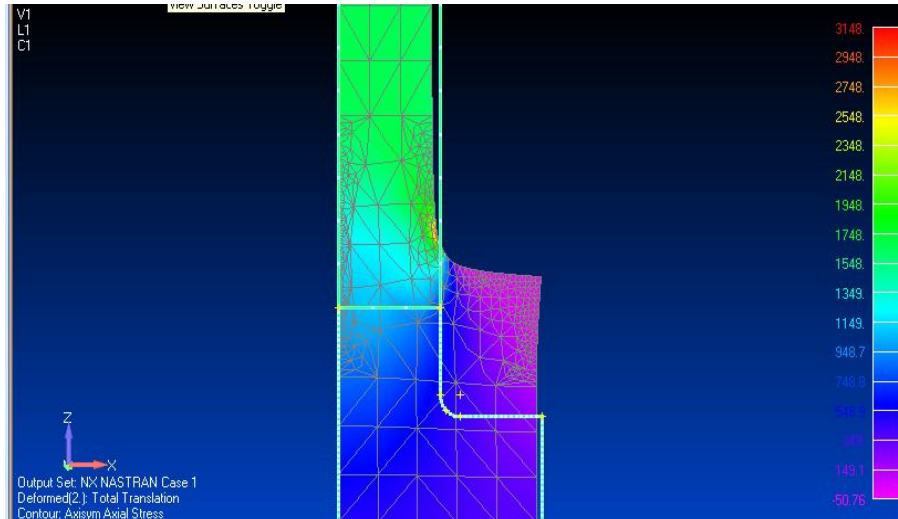
2.2.1. Etude d’un arbre épaulé avec congé de raccordement :

La concentration de contrainte se situe au niveau du changement de la section : c’est pourquoi on modélise un maillage plus fin à cet endroit : la taille des éléments est de 0.5mm et la taille de l’autre partie est de 4mm. La pièce est fixée en bas, et en haut on applique un déplacement de 2 mm.

On trouve contrainte maximale :

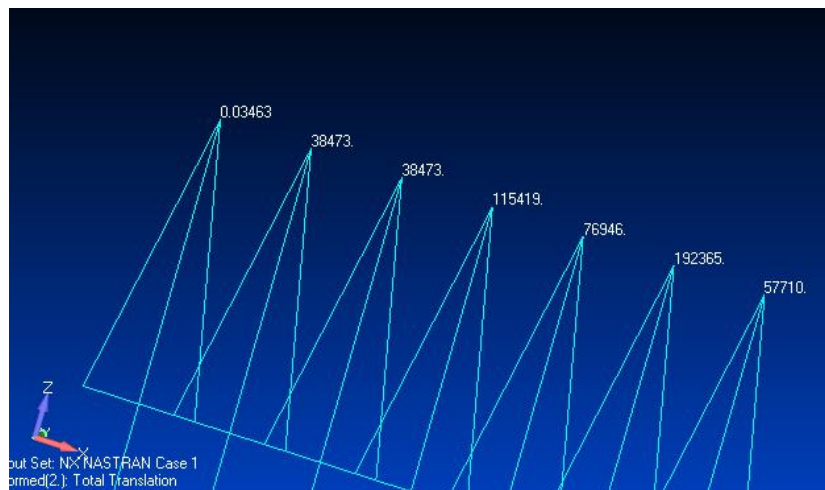
3148 MPa.





On a la contrainte vraie théorique :

$$\sigma_{vrai} = \frac{F}{S_{vrai}} = \frac{F}{S_0(1 - \nu\varepsilon)^2} \text{ avec } \varepsilon = \frac{2mm}{40mm} = \frac{1}{20}$$



$$F = \sum F_i = 519386N$$

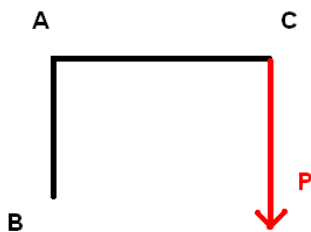
$$\Rightarrow \sigma_{vrai} = 1705 MPa$$

$$\Rightarrow K_t = \frac{3148}{1750} = 1.80$$

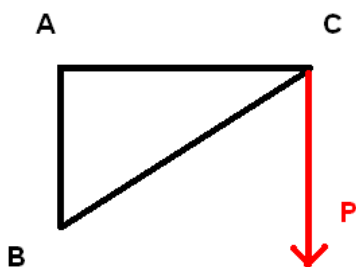
Troisième partie : Conception d'une équerre

Une équerre est un outil simple qu'on rencontre souvent dans la vie quotidienne. Il y a plusieurs buts pour modéliser une équerre : beauté, utilité, encombrement... Mais dans cette partie, on ne travaille que sur le point de vue « Résistance des matériaux ». Le but est de chercher une forme où il n'y a pas de risque de rupture – c'est-à-dire dire une géométrie permettant de limiter les concentrations de contrainte, en particulier les concentrations en un point.

On peut commencer avec l'étude d'une équerre très simple :

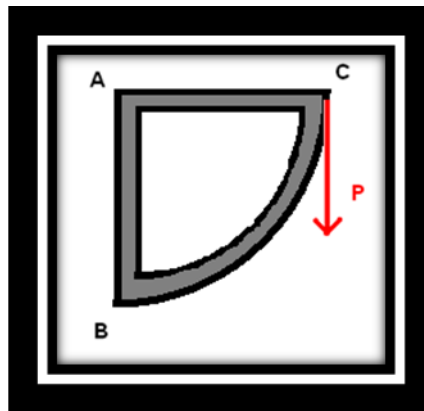


Le point A sera le point critique car il doit supporter toute la force et le moment créé par cette force. C'est pourquoi on veut le modifier :

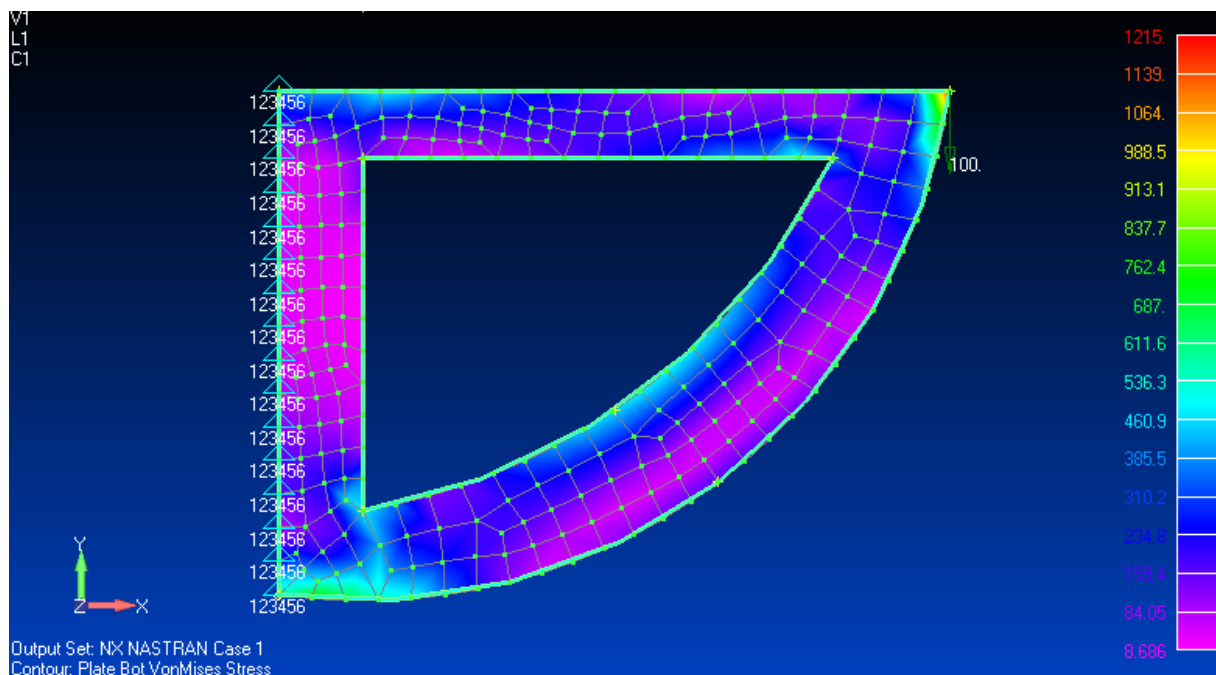


Avec une simple modification en ajoutant une barre qui relie B et C pour supporter une partie de la force P, mais comme la direction de BC n'est pas la même que la force, la contrainte sur cette barre resterait encore très grande. En outre, on risque une concentration au changement de section en B et en C.

Et voici notre choix :



Cette modèle n'est pas simple à étudier avec les théories de Résistances des Matériaux, mais il est facilement modélisable avec la méthode des éléments finis qui peut nous aider pour les calculs. Le diagramme suivant va montrer la répartition de contrainte donnée par Femap :



On peut constater qu'il y a de fortes contraintes au niveau du point d'application, alors que les contraintes sont bien réparties dans le reste de l'équerre.

Conclusion

Ce TP nous a permis de découvrir un outil indispensable dans la modélisation de solide pour la résistance des matériaux. Il nous donne une visualisation claire sur les objets et évite les calculs longs et pénibles ou pas toujours réalisables. Mais celui-ci n'est qu'un outil, il ne peut pas remplacer le rôle d'ingénieur : c'est à nous de définir le modèle, la taille d'éléments, sa répartition et vérifier le sens après chaque calcul et chaque image donné par logiciel. Un même objet peut être modélisé de façon différente suivant le résultat que l'on recherche (déformation, contrainte, ou moment). La méthode éléments finis assistée par ordinateur est très forte dans le calcul des résultats, mais c'est l'ingénieur qui modélise le problème, qui choisit la solution et qui donne pour les calculs le sens.