



Mécanique des Solides - Avancé (MDSA)
Travaux Pratiques - Abaqus
Calcul de structures par éléments finis
Compte-rendu

Sommaire

Avant-propos.....	2
I - Analyse modale d'une poutre.....	2
1. Modèle d'étude.....	2
2. Analyse modale de la poutre.....	3
3. Comparaison avec le modèle théorique d'obtention des fréquences propres....	5
Coefficient.....	7
II - Analyse vibratoire d'un diapason.....	8
1. Présentation du modèle de diapason utilisé.....	8
2. Diapason encastré de longueur $L = 75 \text{ mm}$	9
3. Diapason en conditions libres de longueur $L = 75 \text{ mm}$	13
3. Détermination de L_{440}	17
4. Vérification du résultat.....	23
Conclusion.....	24

Avant-propos

On se propose au cours de ce TP de prendre en main le logiciel Abaqus en vue de procéder à une étude des réponses en sollicitations vibratoires de deux modèles numériques de poutre, dans un premier temps, et de diapason par la suite, plus complexe. On pourra également tester les résultats par comparaison avec des études analytiques annexes.

I - Analyse modale d'une poutre

1. Modèle d'étude

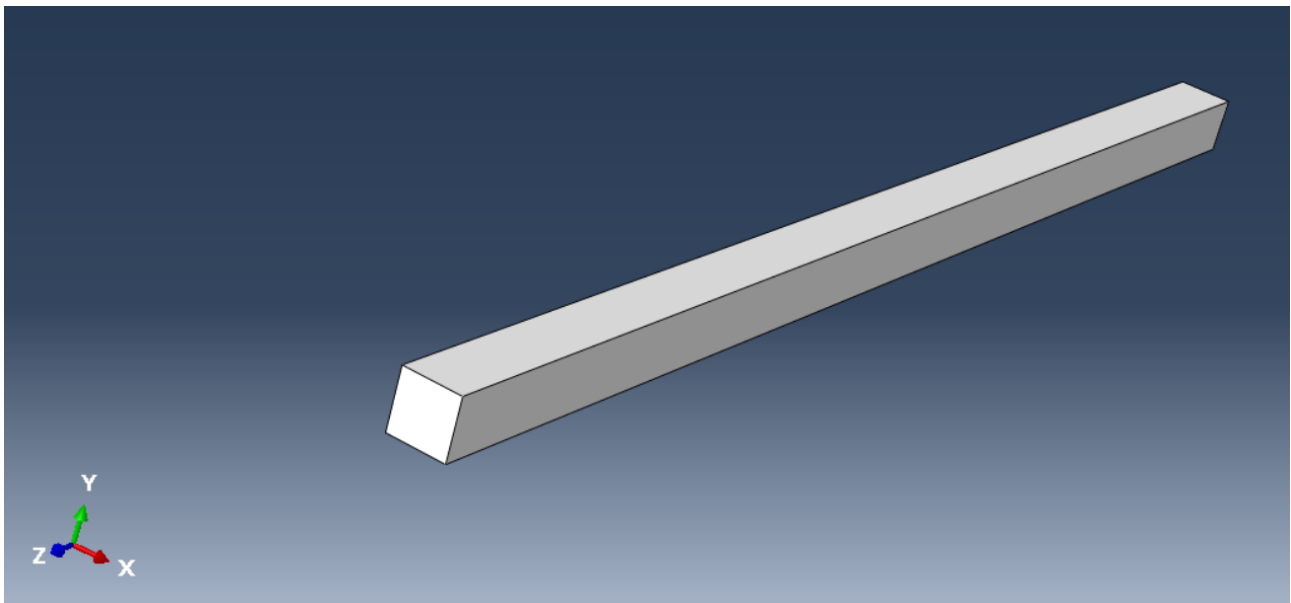


Figure 1: modélisation du modèle de poutre sous Abaqus

Afin de respecter les consignes de l'énoncé, on choisit de modéliser une poutre :

- de section carrée de 40 "unités Abaqus" de côté, de sorte que $b=h$
- de longueur de $L=2000$, afin de vérifier la condition $L>40h$
- faite en acier classique, à savoir de module d'Young $E=210\,000$ MPa, de masse volumique $\rho = 7800$ kg/m³ et de coefficient de Poisson $\nu = 0.3$
- en maillage hexaédrique et dont les conditions aux limites sont celles d'une poutre encastree-encastree avec 40 éléments dans le sens de la longueur et 2 dans celui de l'épaisseur

Les paramètres devant être laissés par défaut comme indiqué sur le tutoriel présent sur Savoir le sont bel et bien.

Une analyse rapide du maillage par les outils fournis par le logiciel nous renseigne que le bon nombre du bon type d'éléments de maillage est bien présent :

```
Total number of nodes: 1221  
Total number of elements: 160  
160 quadratic hexahedral elements of type C3D20
```

Figure 2: résultats de l'analyse rapide du maillage par le logiciel

Le fait d'opter pour un tel maillage, hexaédrique et dont le calcul en déplacement se fera sur la base d'une approche quadratique, permet de travailler correctement à l'aide d'un unique élément dans l'épaisseur de la poutre selon un modèle quadratique, étant donné que celle-ci fléchit : les contraintes dans son épaisseur sont alors linéaires et les déplacements d'ordre 2, ceci par application de la loi de Hooke. Une approche linéaire se serait avérée trop coûteuse en terme de temps de calcul, du fait qu'elle aurait nécessité un nombre très grand d'éléments pour la discrétisation. Avant lancement du calcul pour analyse modale, la poutre a ainsi l'allure suivante :

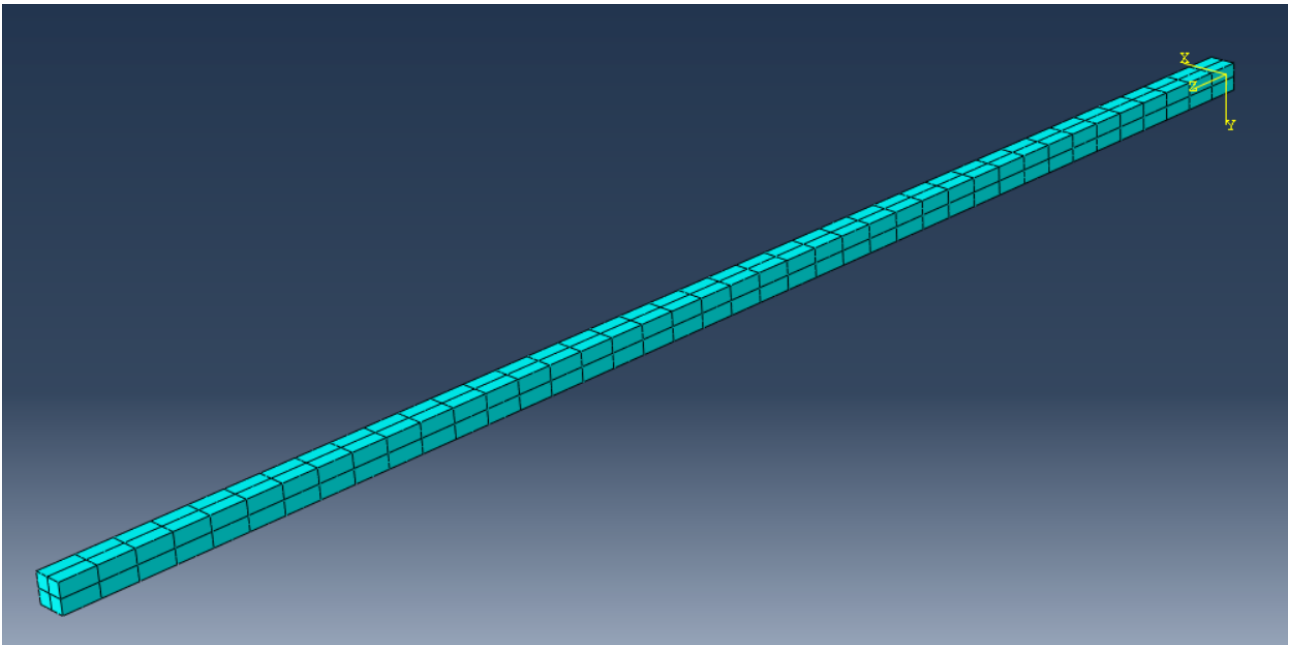
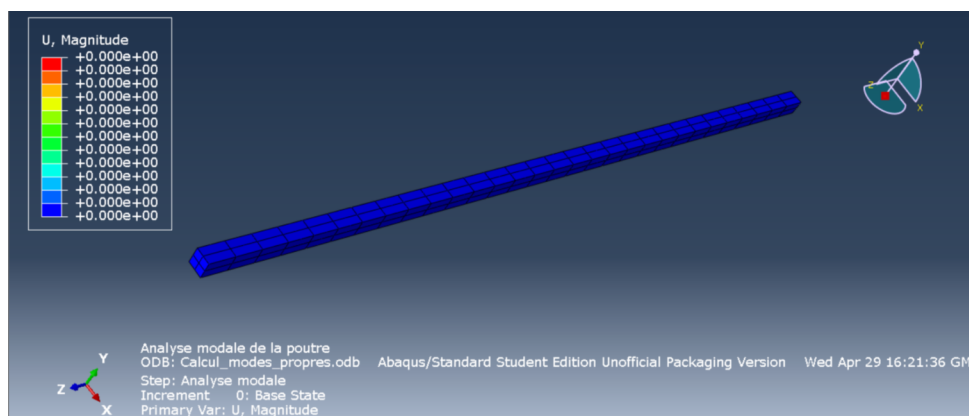
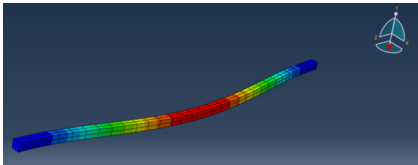
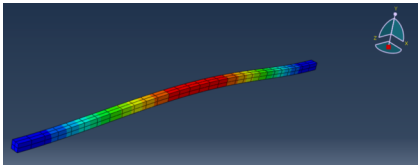
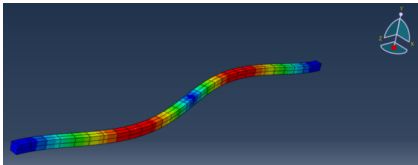
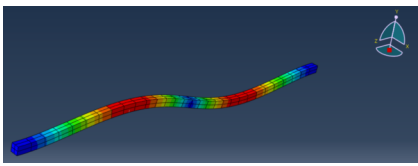
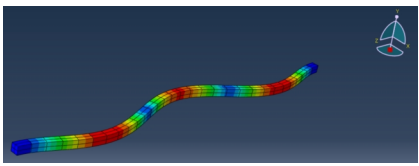
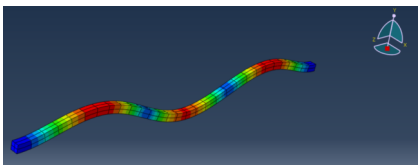
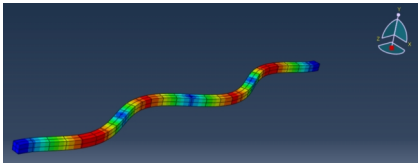
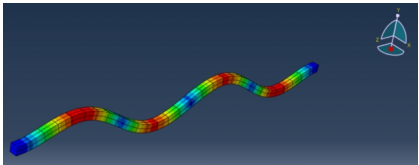
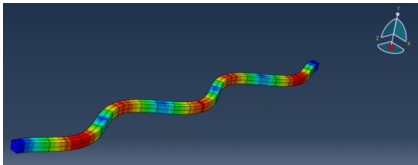
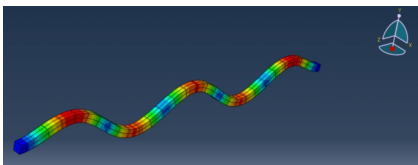
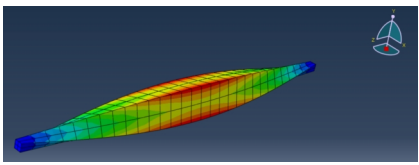
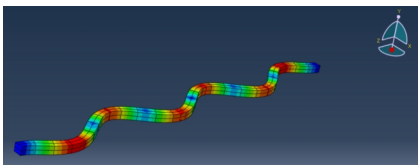


Figure 3: allure de la poutre maillée avant lancement du calcul

2. Analyse modale de la poutre



 Mode 1 - f=53.5245 Hz Flexion selon y	 Mode 2 - f=53.5245 Hz Flexion selon x	 Mode 3 - f=147.088 Hz Flexion selon y
 Mode 4 - f=147.088 Hz Flexion selon x	 Mode 5 - f=287.173 Hz Flexion selon y	 Mode 6 - f=287.173 Hz Flexion selon x
 Mode 7 - f=472.288 Hz Flexion selon y	 Mode 8 - f=472.288 Hz Flexion selon x	 Mode 9 - f=701.246 Hz Flexion selon y
 Mode 10 - f=701.246 Hz Flexion selon x	 Mode 11 - f=746.363 Hz Torsion selon z	 Mode 12 - f=972.645 Hz Flexion selon y

L'analyse modale de la poutre pour la détermination fréquentielle de ces 12 premiers modes mène aux résultats renseignés ci-dessus. On a laissé en évidence le repère associé à la poutre afin d'être en mesure de déterminer le type de déplacement de la structure vis-à-vis de chaque axe.

Un facteur de déformation d'échelle (" deformation scale factor ") uniforme de 80 a été appliqué de façon générale afin de mieux percevoir l'amplitude des déformations sans que celles-ci ne paraissent trop aberrantes.

Il est intéressant d'observer que les modes propres vont par paire à partir du premier mode ((1,2), (3,4), (5,6)...), deux modes propres d'une même paire étant caractérisés par la même fréquence propre et la même allure de déformée, selon y ou x, et ce alternativement (rotation de 90°). Ceci peut s'expliquer du fait que notre poutre ait une section carrée, par égalité des moments quadratiques selon l'un ou l'autre axe : que ce soit pour l'axe x ou l'axe y, celui-ci, que l'on note I , est tel que $I = \frac{bh^3}{12} = \frac{hb^3}{12} = \frac{h^4}{12}$, par égalité de b et h.

Pour deux individus d'une même paire de modes propres, on constate la présence d'autant de flèches égales et opposées que le numéro d'apparition de cette même paire, selon l'axe de flexion de la poutre, à autant d'abscisses différentes : les deux modes de la première paire ne comportent qu'une unique flèche (modes 1 et 2), les deux modes de la seconde paire en comportent chacun 2 (modes 3 et 4), et ainsi de suite.

Ce fait est bien illustré par le graphe suivant, dans lequel un palier fréquentiel horizontal est associé chaque fois à deux modes propres de la poutre successifs. On constate également une augmentation des fréquences propres avec l'augmentation de l'ordre d'apparition de chaque mode :

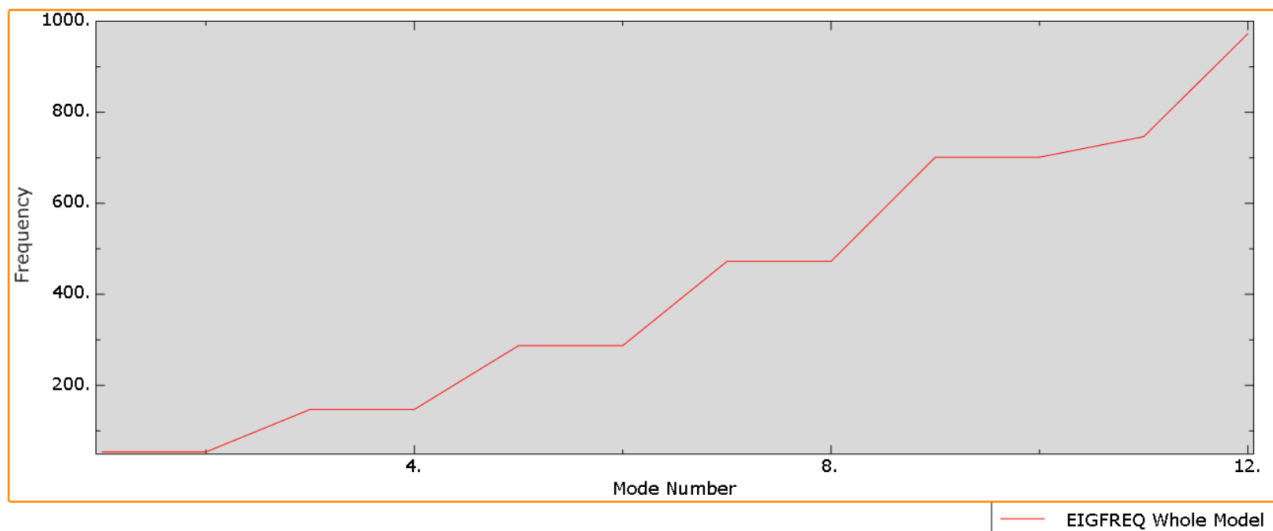


Figure 4: fréquence (en Hertz) en fonction du numéro du mode propre

Une exception est cependant à noter quant au onzième mode, pour lequel la poutre est sollicitée en torsion pure, la formule que l'on présentera par la suite pour calculer la fréquence du mode propre théorique de la poutre dans ce cas ne s'appliquant dès lors plus.

3. Comparaison avec le modèle théorique d'obtention des fréquences propres

L'objectif est maintenant de calculer les fréquences théoriques associées par cinématique d'Euler-Bernoulli à chacun des modes en vue de les comparer avec celles obtenues par le biais d'Abaqus, pour la présente modélisation de poutre encastree-encastree et le présent choix de maillage (160 éléments hexaédriques, 921 noeuds, et une interpolation quadratique des champs de déplacement pour rappel). La formule théorique de la fréquence associée au i ème mode propre est la suivante :

$$f_i = \frac{\beta_i^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho S}}$$

Figure 5: fréquence théorique associée au i ème mode propre

Pour le calcul des coefficients β_i , on utilise le tableau fourni en énoncé pour le cas qui nous concerne, c'est-à-dire celui d'une poutre encastree - encastree. On regroupe les résultats des modèles théorique et expérimental (Abaqus) dans un unique tableau, renseignant également la valeur des coefficients β_i et le pourcentage d'erreur relative observé entre chaque valeur de fréquence d'un même mode propre :

Mode propre	Fréquence propre Abaqus (Hz)	Fréquence propre cinématique d'Euler-Bernoulli (Hz)	Coefficient β_i	Erreur relative associée (%)
1 et 2	53,52	52,93	4,73	1,11
3 et 4	147,09	145,8	7,85	0,88
5 et 6	287,17	286,28	11,00	0,31
7 et 8	472,29	473,05	14,14	0,16
9 et 10	701,25	706,47	17,28	0,74
12	972,64	986,54	20,42	1,41

On obtient des résultats relativement satisfaisants. L'erreur entre théorique et expérimental est dû au calcul du coefficient β_i , réalisé de façon approchée, mais le maillage contribue de façon plus importante à l'écart entre les résultats.

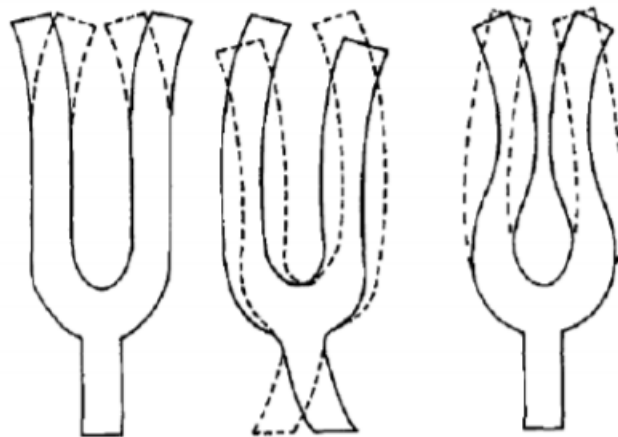
Quant à savoir le nombre le nombre d'éléments à utiliser par longueur d'onde afin de calculer correctement un mode donné, c'est-à-dire avec une erreur de moins de 1%, on peut par exemple observer qu'au douzième mode, 3 longueurs d'onde sont présentes. La poutre étant constitué sur sa longueur de 40 éléments de maillage comme on le rappelle plus haut, on en déduit la présence d'approximativement 13 éléments par longueur d'onde, pour ce mode, ce qui ne s'avère pas suffisant : faire en sorte de paramétrer le maillage afin qu'au moins 20 éléments soient présents par longueur d'onde résoudrait certainement ce problème de précision, pour une influence absolument négligeable sur le temps de calcul qui plus est, et serait donc à privilégier.

II - Analyse vibratoire d'un diapason

1. Présentation du modèle de diapason utilisé

L'objectif de la présente partie consiste maintenant en l'étude de plusieurs aspects liés à la vibration. On propose dans cette partie d'étudier plusieurs aspects des vibrations de plusieurs modèles numériques de diapasons de différentes longueurs. Le diapason permet aux musiciens d'accorder correctement leurs instruments, mais est aussi utilisé dans le milieu médical pour la réalisation de tests auditifs, grâce au son caractéristique qu'il est capable de produire lorsque soumis à un certain type de contrainte extérieure.

Rapidement, on peut signaler de façon générale qu'un diapason possède deux modes distincts de vibration produisant un son (ce n'est pas le cas pour les autres) : le mode associé à sa fréquence fondamentale, produisant une onde acoustique quasi-sinusoïdale, pour laquelle il est principalement utilisé, et un second mode, appelé mode " clang ", à l'origine d'un son plus aigu que celui du fondamental, dont les oscillations sont généralement assez rapidement amorties. De façon schématique, les modes de vibration cités précédemment peuvent être représentés comme suit :



*Figure 6: Modes du diapason produisant un son :
fondamental à gauche, clang à droite*

On procède au téléchargement sur Savoir des différents modèles de diapason disponibles. La longueur d'intérêt varie d'un diapason à l'autre. Le modèle géométrique du diapason utilisé est donc le suivant, où figure la longueur dont on parle, notée L , dont vont dépendre les fréquences propres de chaque diapason :

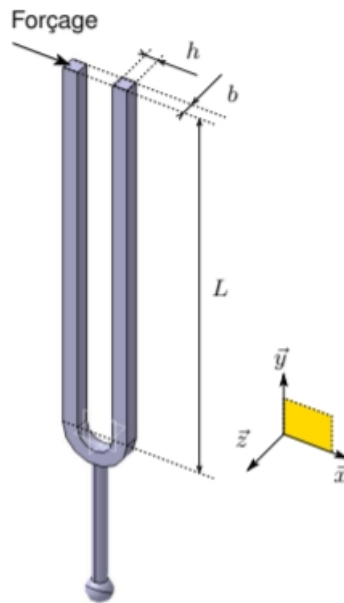


Figure 7: modèle géométrique
de diapason utilisé

2. Diapason encastré de longueur $L = 75 \text{ mm}$

L'objectif est ici dans un premier temps d'effectuer l'analyse modale d'un prototype de diapason dont la longueur est de 75 mm. On ouvre donc le modèle correspondant dans Abaqus, en faisant en sorte de lui assigner une section dont les caractéristiques mécaniques et d'élasticité sont celles de l'acier, comme initialement dans le cas de la poutre.

On définit une condition limite d'encastrement paramétré à l'endroit de la petite boule à la base du diapason comme demandé, en vue de modéliser l'action des doigts humains sur celui-ci dans la réalité :

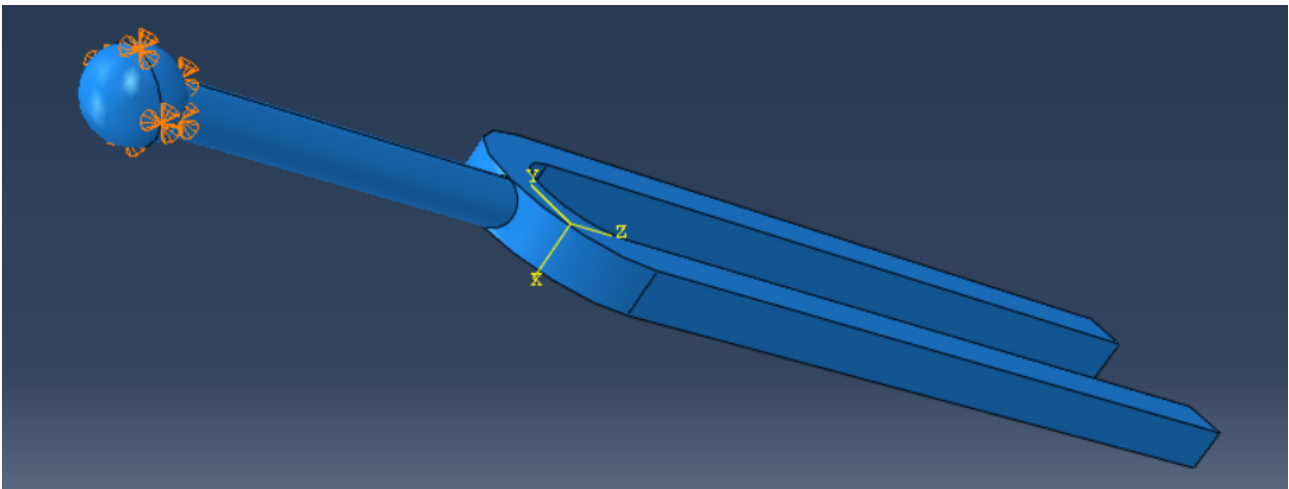


Figure 8: condition limite d'encastrement de la boule du diapason

En termes de maillage en revanche, le logiciel indique qu'il est impossible de procéder correctement à une discrétisation de la structure à l'aide d'éléments hexaédriques comme ce fut le cas pour la poutre auparavant : on opte donc pour un maillage à l'aide de tétraèdres CD310, à savoir des tétraèdres quadratiques à 10 noeuds, pour lesquels on laisse les paramètres par défaut tels quels. Etant donné que ceux-ci permettent une précision moindre que les hexaèdres, on fait en sorte qu'ils soient présents en grand nombre en définissant une taille caractéristique de l'ensemble de 1,5, qui le permettra au moment de mailler l'instance, avec 4588 éléments tétraédriques présents comme visible ci-dessous, en bas à gauche :

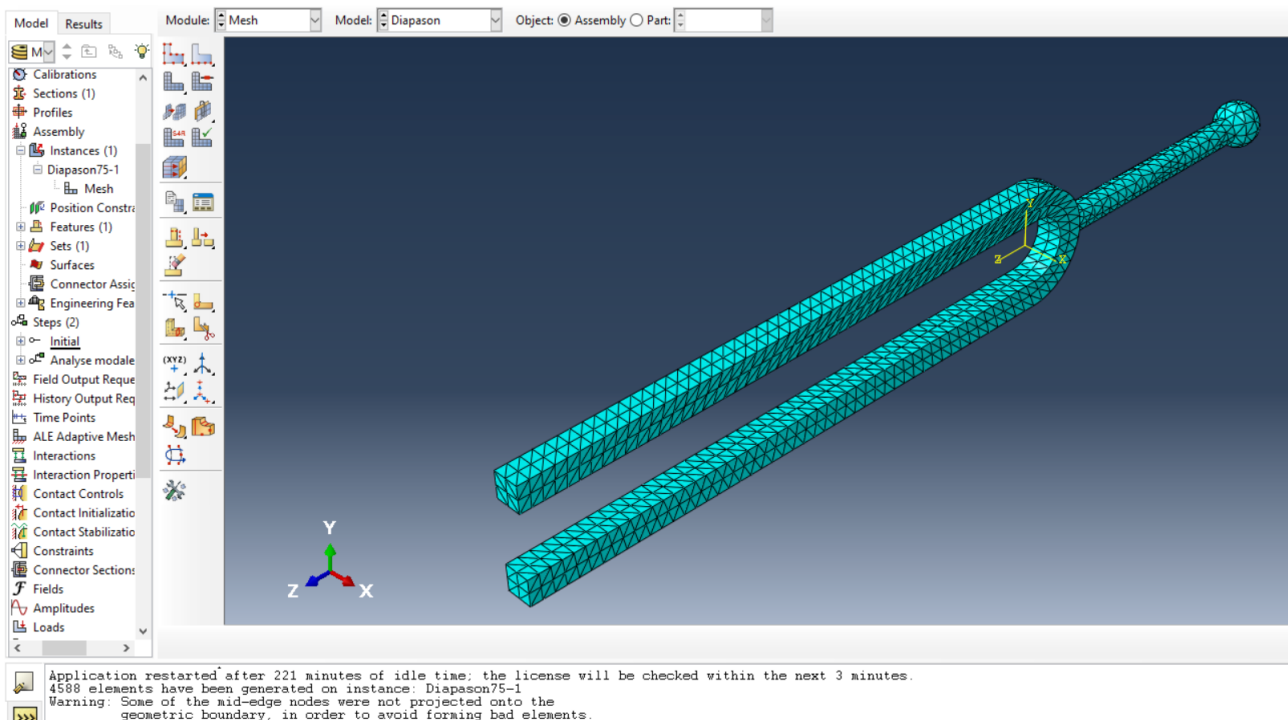
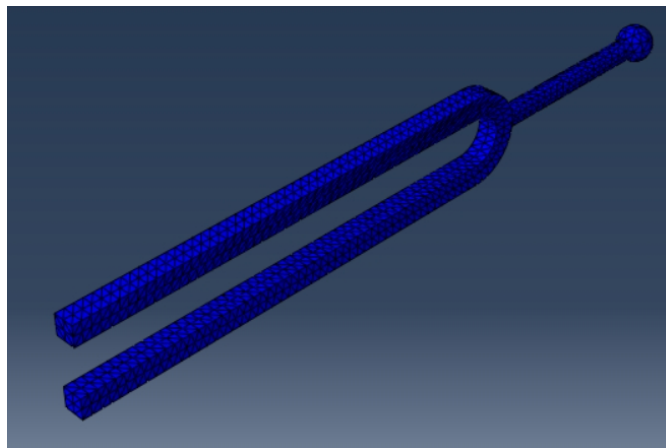
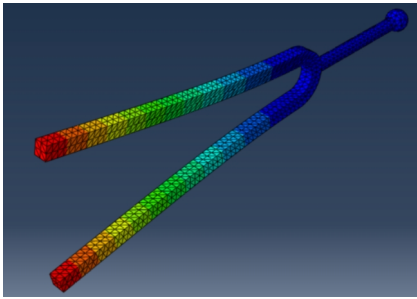
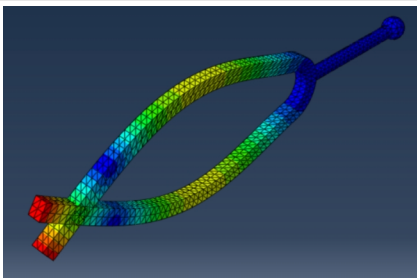
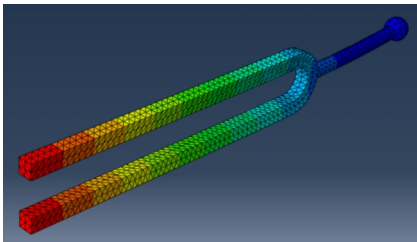
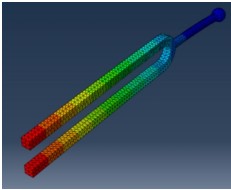
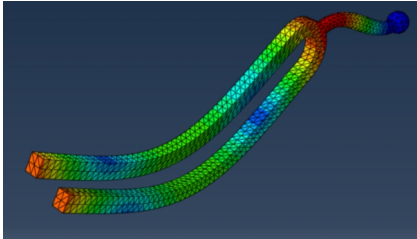
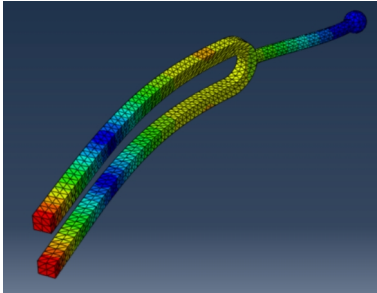
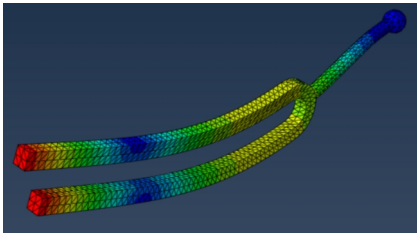
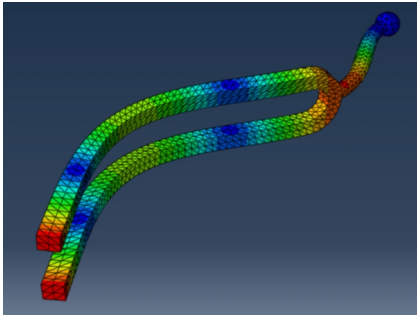
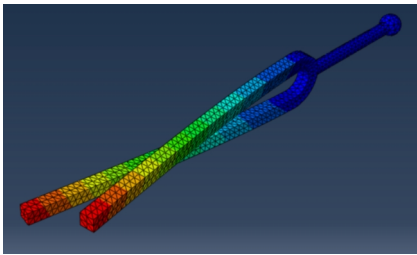
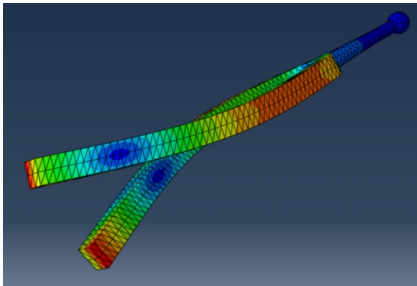


Figure 9: diapason maillé et nombre d'éléments tétraédriques présents

Enfin, on procède à l'analyse modale des 10 premiers modes de la structure. Les résultats graphiques de celle-ci sont renseignés ci-après, avec dans un premier temps le mode non sollicité du diapason :



Mode propre	Déformée	Fréquence propre
Fondamental		
4		415,63 Hz
Clang		
8		2609,2 Hz
Dans le plan (x,y) avec tiges en phase		
1		130,9 Hz
2		130,97 Hz
9		3293,5 Hz

Hors du plan (x,y) avec tiges en phase		
5		1195,0 Hz
6		1196,5 Hz
10		3435,7 Hz
Hors du plan (x,y) avec tiges hors phase		
3		387,06 Hz
7		1713,9 Hz

Ces données se retrouvent également dans l'interface du moniteur de calcul :

MODE NO	EIGENVALUE	E I G E N V A L U E		O U T P U T	
		FREQUENCY (RAD/TIME)	FREQUENCY (CYCLES/TIME)	GENERALIZED MASS	COMPOSITE MODAL DAMPING
1	6.76433E+05	822.46	130.90	6.05985E-06	0.0000
2	6.77159E+05	822.90	130.97	5.99942E-06	0.0000
3	5.91433E+06	2431.9	387.06	4.18375E-06	0.0000
4	6.81988E+06	2611.5	415.63	4.00527E-06	0.0000
5	5.63761E+07	7508.4	1195.0	5.87133E-06	0.0000
6	5.65144E+07	7517.6	1196.5	5.77462E-06	0.0000
7	1.15961E+08	10769.	1713.9	4.98652E-06	0.0000
8	2.68775E+08	16394.	2609.2	4.03987E-06	0.0000
9	4.28222E+08	20694.	3293.5	5.31970E-06	0.0000
10	4.65996E+08	21587.	3435.7	5.29405E-06	0.0000

Figure 10: modes et fréquences fournis par le moniteur de calcul

On peut donc noter que la déformée correspondant au mode fondamental illustré en 1. par la photo des différents modes du diapason (mode 4) est caractérisée par une fréquence de 415,63 Hz, ce qui se rapproche de la fréquence de 440 Hz associée au La de référence pour les musiciens. Pour produire celui-ci correctement, un diapason donné doit donc présenter une longueur L se rapprochant des 75 mm.

Le mode clang (mode 8) présente quant à lui une fréquence beaucoup plus élevée, de 2609,2 Hz : ceci est en accord avec la réalité dans la mesure où le son associé est en effet entendu comme étant bien plus aigu.

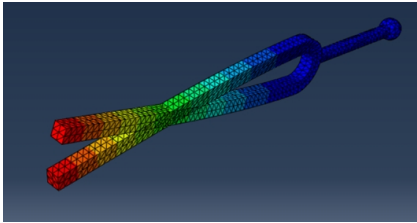
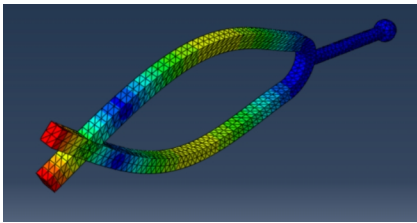
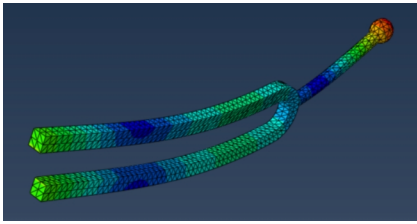
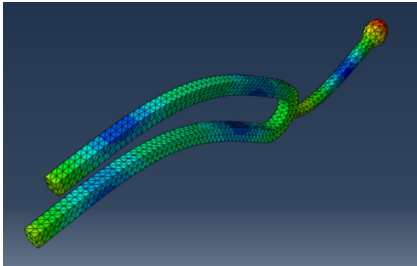
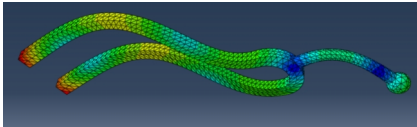
3. Diapason en conditions libres de longueur $L = 75$ mm

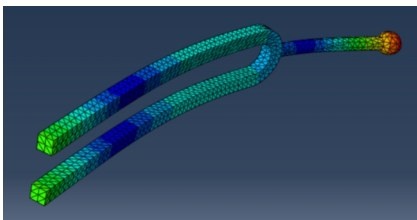
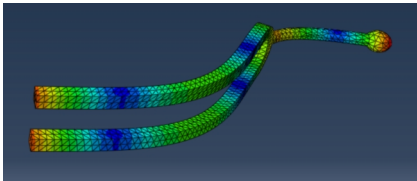
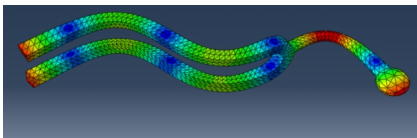
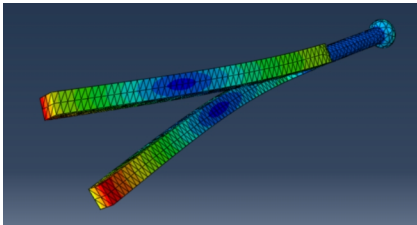
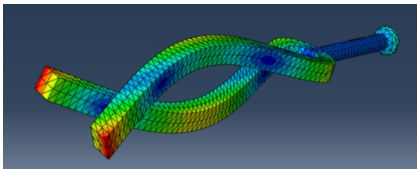
Dans la réalité, la présence des doigts influe peu sur le diapason, si l'on raisonne en termes de raideur : c'est pourquoi réaliser une analyse modale du diapason en conditions libres peut s'avérer pertinent, et c'est ce à quoi l'on va s'atteler désormais.

Pour ce faire on paramètre une taille caractéristique de diapason de 1,5 à nouveau, en vue d'avoir une précision de calcul intéressante par la présence d'un grand nombre d'éléments de maillage tétraédriques (CD310 une fois de plus), le reste des paramètres étant identique à ceux utilisés pour l'analyse du diapason de longueur 75 mm encastré-libre.

Les résultats obtenus de l'analyse modale pour le diapason en conditions libres font donc figurer 6 modes rigides, correspondant aux 3 translations et 3 rotations de la structure non-contraintes. Ces 6 premiers modes (1 à 6 dans Abaqus, en ne comptant pas le mode 0 du diapason inerte) sont associés à des valeurs propres soit négatives quasiment nulles et des fréquences nulles (pour les 4 premiers d'entre eux), soit positives, à nouveau quasiment nulles (les 2 derniers d'entre eux), et des fréquences non nulles également mais encore très faibles (en 10^{-3} Hz), données que l'on récupère dans le moniteur de calcul. Cela s'explique par le fait que, étant non contraint, le diapason est capable de bouger sans vibrer.

Les modes suivants (7 à 17 dans Abaqus, 1 à 10 dans la réalité), pour lesquels le diapason entre en vibration, sont présentés ci-après :

Mode propre	Déformée	Fréquence propre
Fondamental		
1		415,64 Hz
Clang		
5		2620,2 Hz
Dans le plan (x,y) avec tiges en phase		
3		1250,5 Hz
6		2924,1 Hz
9		4948,1 Hz

Hors du plan (x,y) avec tiges en phase		
4		1260,9 Hz
7		3101,4 Hz
10		6585,2 Hz
Hors du plan (x,y) avec tiges hors phase		
2		632,04 Hz
8		3389,2 Hz

Plusieurs choses à dire ici : tout d'abord, que les modes du fondamental et du clang se retrouvent à des fréquences similaires que dans le cas du diapason encastré par la boule. On notera ensuite que les doigts tenant le diapason ont certes peu d'influence en termes de raideur, mais impactent l'amortissement, dans le sens où sont atténués les sons provoquant des vibrations au niveau du manche du diapason. Les deux modes que l'on entend dans la réalité sont ceux du fondamental et du clang : ce sont également ceux n'impliquant pas de vibration au niveau du manche comme l'a montré la modélisation (noirceur totale du manche pour ces modes), a contrario des autres modes, les autres étant donc amortis.

On va donc maintenant comparer le modèle de diapason encastré à la théorie, comme on a pu le faire avec la poutre encastrée-encastrée précédemment, étant donné que c'est ce modèle (diapason encastré-libre) qui retranscrit le mieux la réalité car il ne laisse subsister que les modes véritablement audibles concrètement.

On compare donc le modèle de diapason encastré-libre avec le modèle analytique d'une poutre encastrée-libre en acier de longueur $L=75\text{mm}$ et une section carrée de côté $3,5\text{ mm}$, identiquement au diapason considéré. Les conditions aux limites imposent pour le calcul des coefficients β_i des différents modes les valeurs suivantes :

Condition aux limites	$i = 1$	$i = 2$	$i = 3$	$i > 3$
Libre-libre	0	4.730	7.853	$(2i - 1)\pi/2$ (approx.)
Libre-guidée	0	2.365	5.498	$(4i - 5)\pi/2$ (approx.)
Libre-articulée	0	3.927	7.069	$(4i - 3)\pi/4$ (approx.)
Guidée - guidée	0	3.142	6.283	$(i - 1)\pi$ (exact)
Guidée - articulée	1.561	5.712	7.854	$(2i - 1)\pi/2$ (exact)
Encastrée-libre	1.875	4.694	7.855	$(2i - 1)\pi/2$ (approx.)
Articulée-articulée	3.142	6.283	9.425	$i\pi$ (exact)
Encastrée-articulée	3.927	7.069	10.210	$(4i + 1)\pi/4$ (approx.)
Encastrée-guidée	2.365	5.498	8.639	$(4i - 1)\pi/4$ (approx.)
Encastrée-encastrée	4.730	7.853	10.996	$(2i + 1)\pi/2$ (approx.)

La formule de calcul des fréquences propres théorique reste la même que celle utilisée en première partie pour l'analyse de la poutre. On note respectivement f_0 et f_c les fréquences des modes du fondamental et du clang du diapason. Résultats théoriques et expérimentaux sont regroupés ci-dessous, l'erreur étant donnée relativement à la fréquence théorique :

	β_i	Fréquence Abaqus	Fréquence théo.	Erreur relative
f_0	1,875	415,64 Hz	521,43	20,29 %
f_c	4,694	2620,2 Hz	3267,9	19,82 %

Les fréquences expérimentales déterminées s'éloignent donc tout de même assez fortement des fréquences théoriques avec des écarts de l'ordre de 20 % dans chacun des 2 cas. Ceci s'explique tout simplement par le fait qu'un " simple " modèle de poutre encastré-libre ne permet pas de prendre en considération la complexité des formes du diapason. Il faudrait pour cela faire le choix d'un autre modèle de comparaison, plus affiné. Du reste, d'après la formule théorique liant fréquence propre et longueur de poutre, les fréquences propres diminuent quadratiquement quand la longueur de poutre augmentent.

On va maintenant s'intéresser à la longueur de tige nécessaire à ce qu'un diapason produise un L_a , à 440 Hertz donc, lorsque sollicité mécaniquement.

3. Détermination de L440

On réalise pour cela l'analyse modale des fichiers .stp de diapasons de longueurs $L=60$ mm , $L=90$ mm, $L=105$ mm, et $L=120$ mm, dans cet ordre pour les photos qui suivent, tous encastres au niveau de leur boule de base, avec exactement les mêmes paramètres de propriétés mécaniques/élastiques, de maillage, et de techniques de calcul que précédemment. On obtient les résultats suivants, le mode 4 étant chaque fois celui du fondamental :

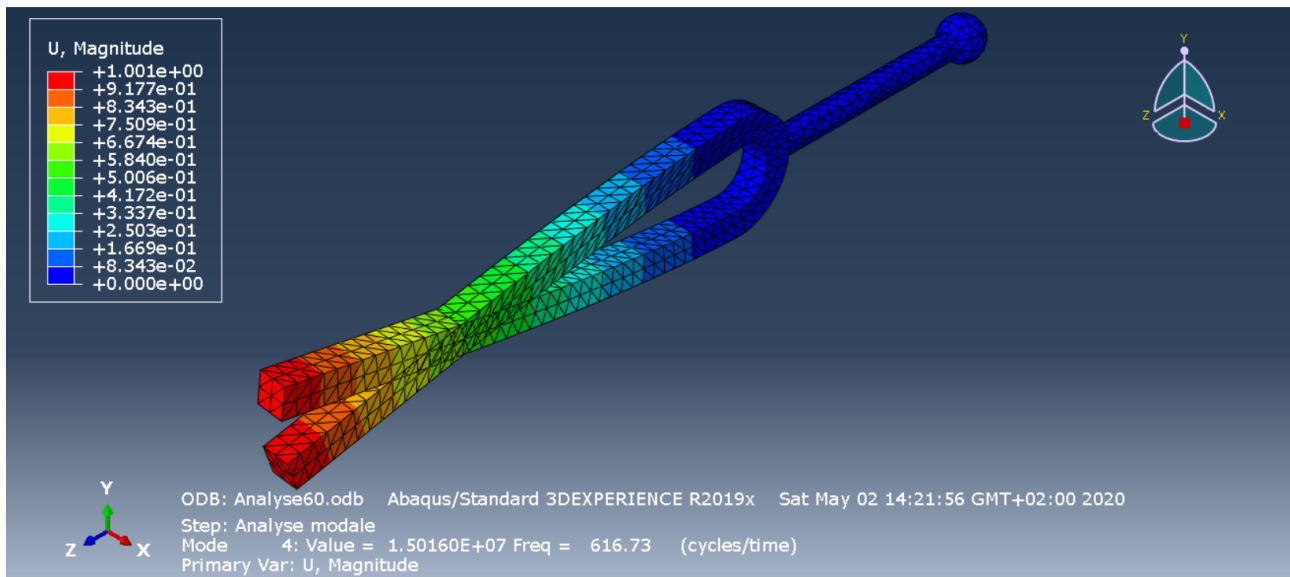


Figure 11: capture d'écran résultats analyse modale Abaqus diapason $L=60$ mm

La fréquence fondamentale f_0 trouvée est ici de 616,73 Hz.

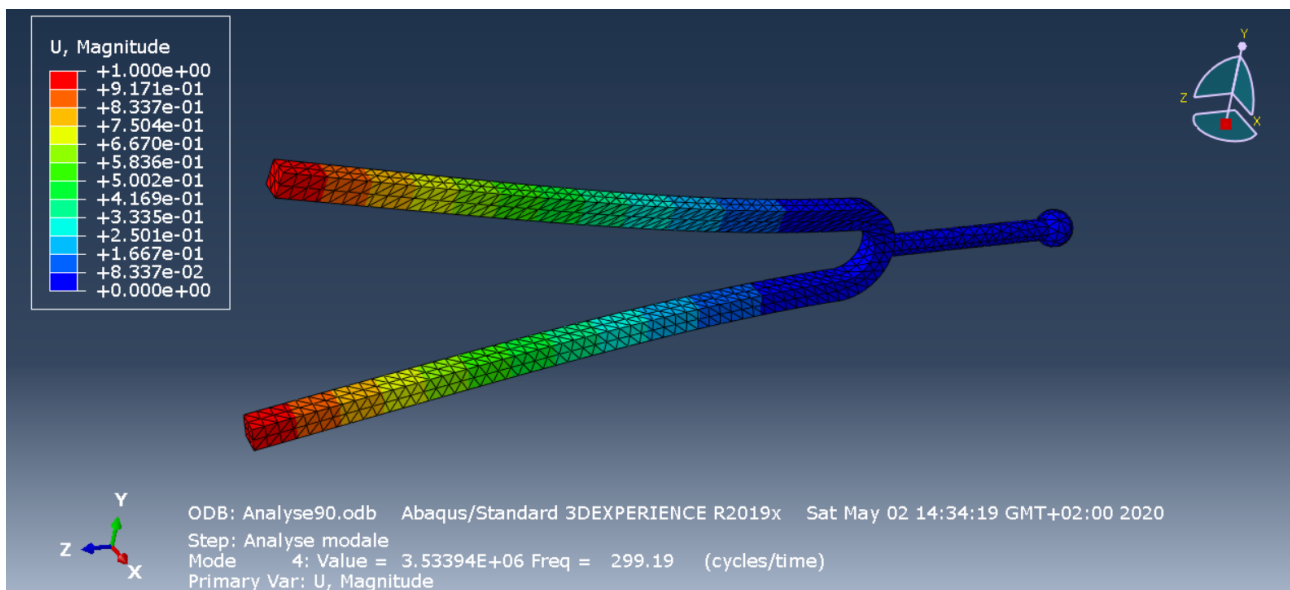


Figure 12: capture d'écran résultats analyse modale Abaqus diapason $L=90$ mm

La fréquence fondamentale f_0 déterminée est dans ce cas de 299,19 Hz.

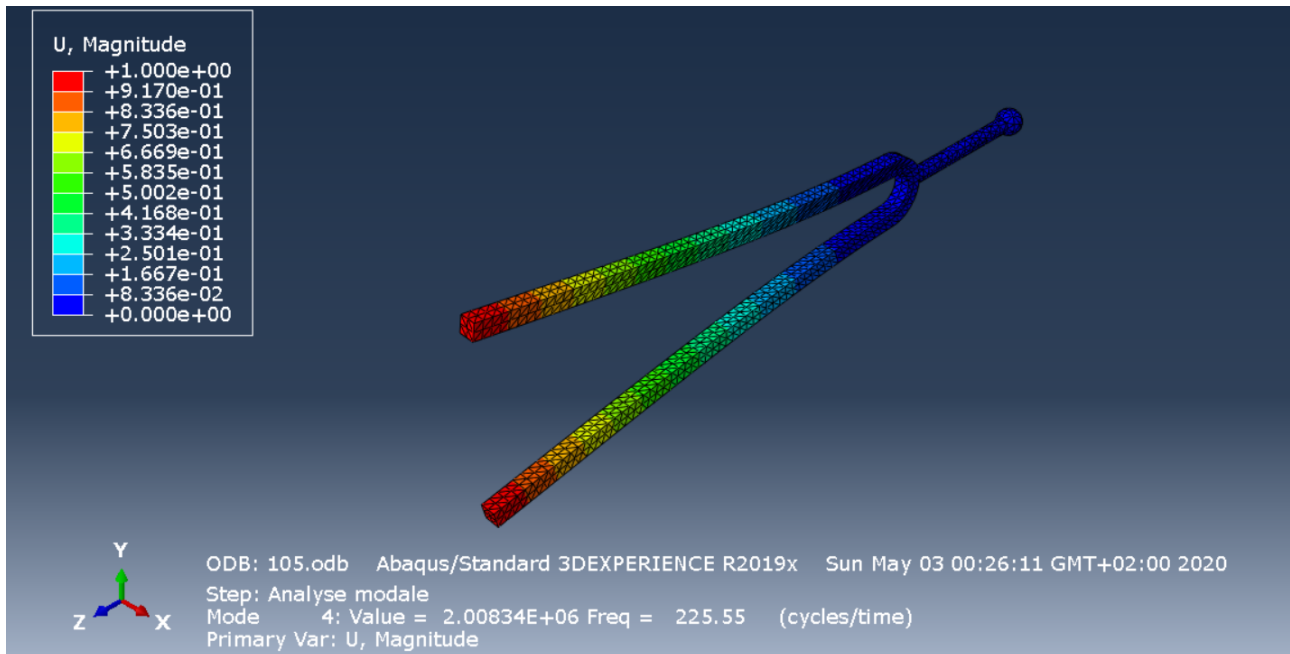


Figure 13: capture d'écran résultats analyse modale Abaqus diapason L=105 mm

Un f_0 de 225,55 Hertz ici.

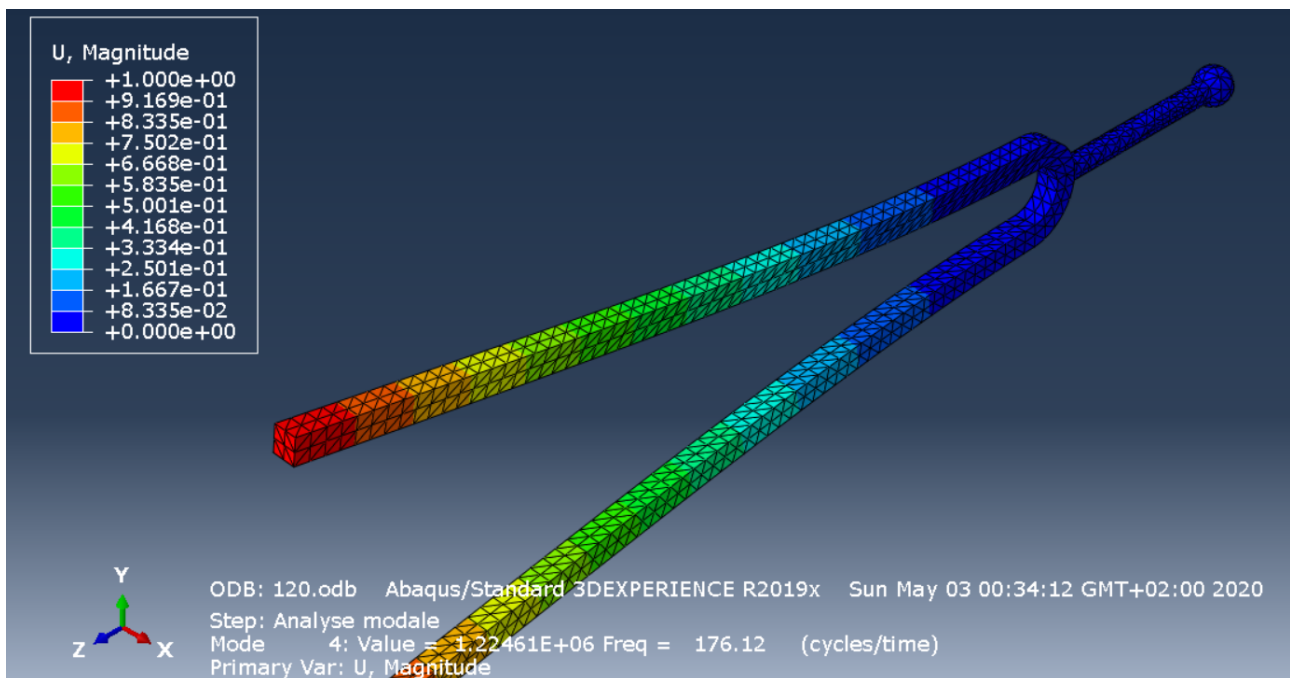


Figure 14: capture d'écran résultats analyse modale Abaqus diapason L=120 mm

Et enfin une fréquence f_0 du fondamental de 176,12 Hertz pour ce dernier diapason.

Une fois toutes ces données en notre possession, il est possible de tracer $\log(f_0)$ en fonction de $\log(L)$ sous Excel pour les 5 couples de valeurs (L, f_0) présents ci-dessus. L'objectif est ici de déterminer les coefficients α et K tels que :

- $f_0 = \frac{K}{L^\alpha}$, autrement dit : $\log(f_0) = (-\alpha)\log(L) + \log(K)$ par régression logarithmique.

On obtient la courbe suivante :

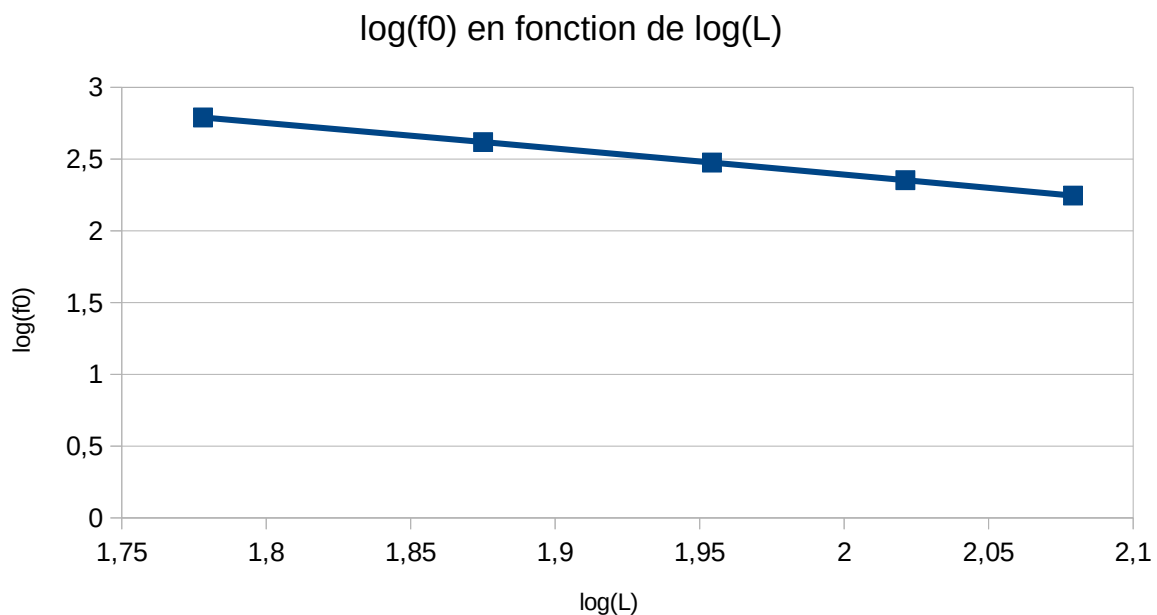


Figure 15: graphique donnant $\log(f_0)$ en fonction de $\log(L)$

On obtient un coefficient de détermination très satisfaisant, tel que $R^2 = 0,999910102$ et des coefficients α et K tels que, en arrondissant au centième supérieur :

$$\log(f_0) = (-1,81)\log(L) + 6,01$$

On peut observer que cette loi illustre bien le fait que si la longueur de diapason augmente, alors la fréquence de fondamental diminue (on retrouve une relation de décroissance quasiment quadratique, en $\frac{1}{L^{1,81}}$ par composition de part et d'autre par la fonction $f: x \rightarrow 10^x$, similairement à la relation théorique pour une poutre droite).

De sorte que : $K \approx 10,16 \cdot 10^5$ et $\alpha \approx 1,81$.

Ainsi, on en déduit $L_f = \left(\frac{K}{f}\right)^{\left(\frac{1}{\alpha}\right)}$, d'où, pour $f = 440 \text{ Hz}$, que $L_{440} = 72,51 \text{ mm}$.

4. Vérification du résultat

On vérifie le résultat obtenu précédemment pour la L_{440} , en procédant à une modification de la longueur du diapason fourni sur Savoir téléchargeable au format .CATPart. On lui attribue donc une longueur L telle que $L=L_{440}=72,51\text{ mm}$, en suivant l'arborescence " Diapason => Corps principal => Nervure 1 => Esquisse 1 " et la sélection de la longueur d'intérêt, comme visible ci-dessous :

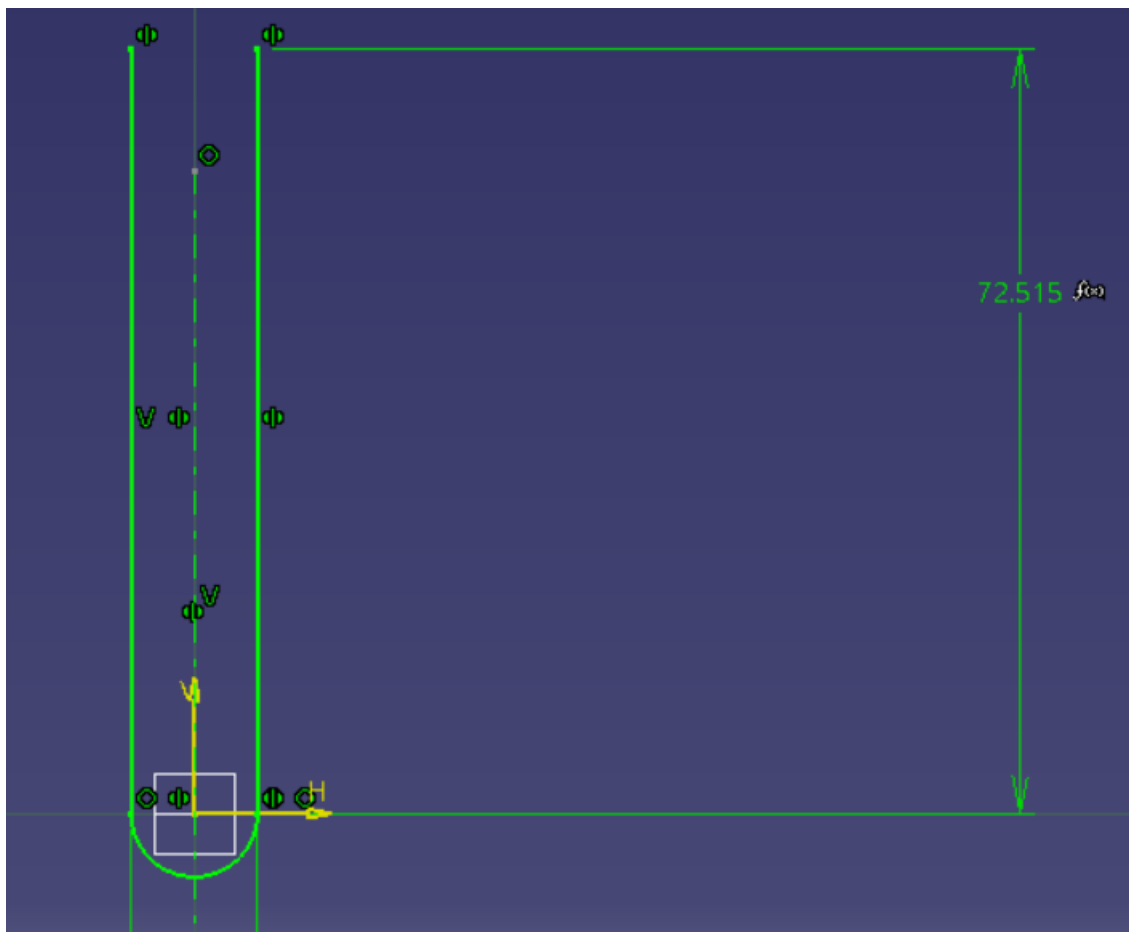


Figure 16: attribution de la L_{440} au modèle CAO de diapason modifiable

Une fois ceci fait, une analyse modale de ce modèle de diapason est menée, après son importation dans Abaqus, avec des paramètres identiques à ceux choisis pour les études précédentes.

On obtient une fréquence propre f_0 telle que $f_0=441,72\text{ Hertz}$, telle que visible sur l'image ci-après, encore une fois pour le mode 4 donc comme on pouvait s'y attendre :

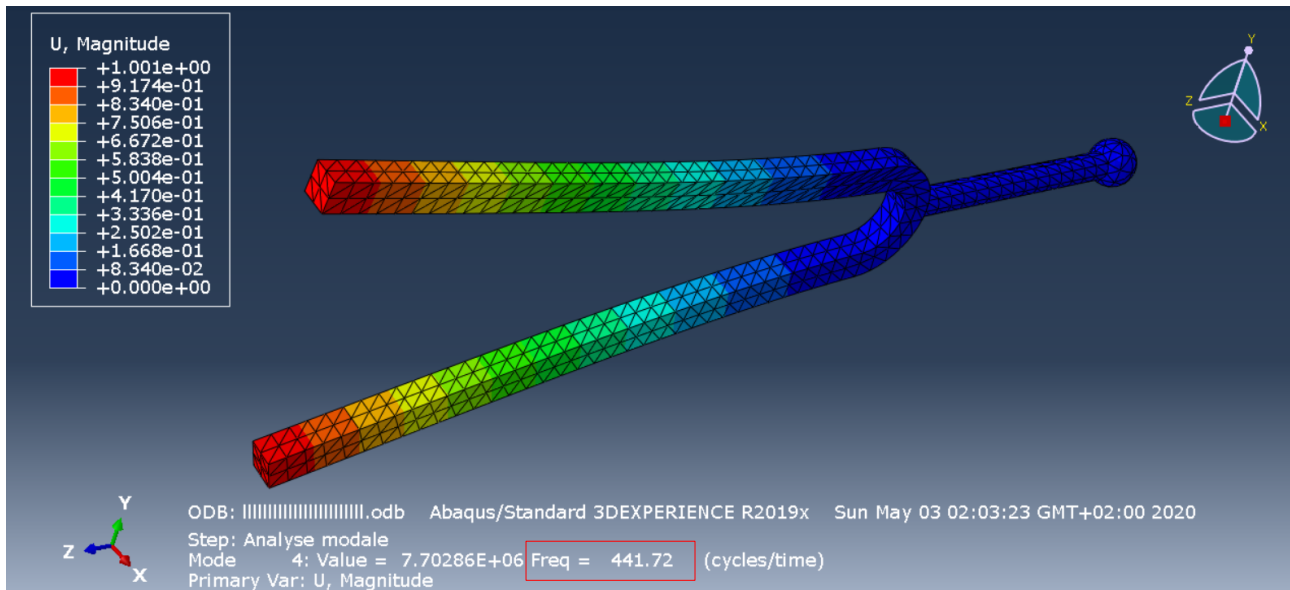


Figure 17: déformée, valeur et fréquence propres du mode 4 du diapason pour $L=L_{440}$

Cette fréquence est très satisfaisante, et prouve *a posteriori* la validité de notre démarche de détermination de L_{440} dans le cas du diapason. Cette fréquence représente une erreur relative E telle que $E = \left(\frac{441,72 - 440,00}{440,00} \right) * 100 = 0,39\%$ seulement, ce qui est remarquable comparativement à l'erreur de 20,29 % déterminée dans le cas du diapason encastré-libre de longueur 75 mm, le présent diapason étant de longueur $L=72,51$ mm. On en déduit qu'il est question de seulement quelques millimètres pour qu'un diapason produise le son recherché, son dont découlera l'efficacité de l'accordement de l'instrument du musicien par exemple.

Conclusion

Ce TP aura donc été pour moi l'occasion de me familiariser avec le logiciel Abaqus, par le biais de l'étude d'une poutre droite d'abord, et de diapasons de différentes longueurs par la suite, soumis à plusieurs types de conditions aux limites, et pour des méthodes de maillage et de calcul bien précises. Dans le cas du diapason, les études menées auront permis de déterminer avec une grande précision la longueur que doit présenter celui-ci en vue de produire un son donné.

Enfin, j'ai pu suivre dans leur intégralité les tutoriels de réponses temporelle et fréquentielle présents sur Savoir, ce qui s'est avéré être également très intéressant. En revanche, étant donné qu'Excel présente les données importées d'Abaqus d'une façon totalement anarchique, je n'ai hélas pas eu le courage de procéder au tracé de l'ensemble des courbes demandées dans ce logiciel, bien que je les aie dorénavant en ma possession sous Abaqus.