

Alexandre CORRE

Ambroise DERRE

App 2

COMPTE RENDU CONCEPTION MECANIQUE

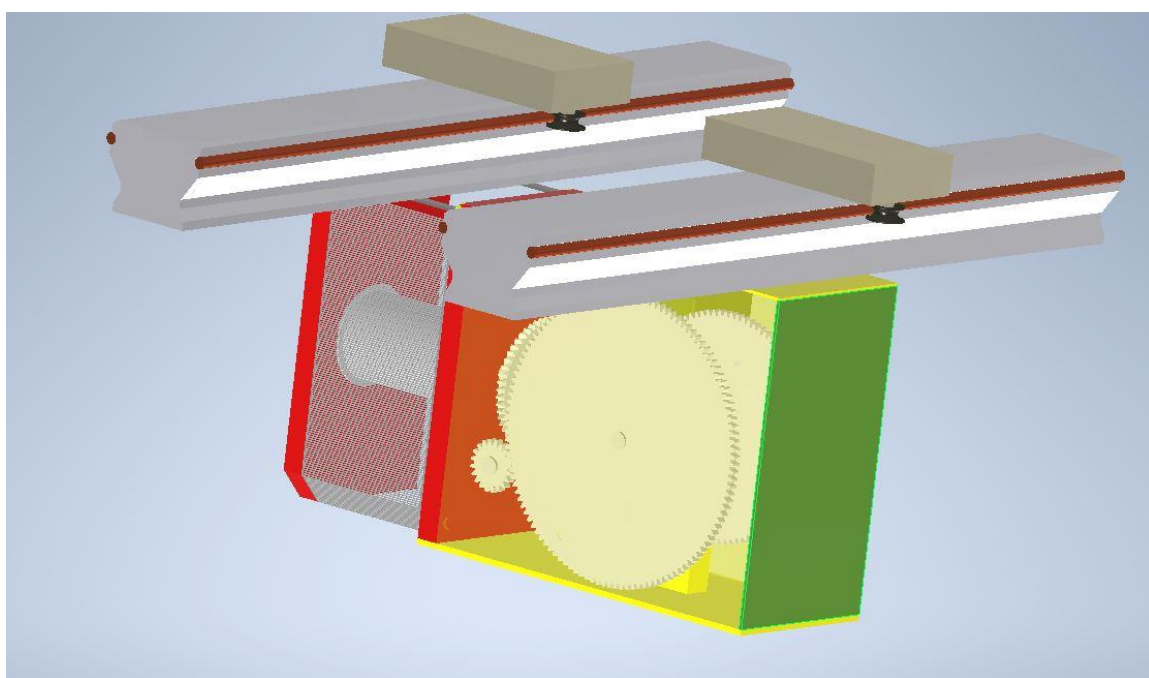


Table des matières :

Introduction	3
Présentation du sujet :	3
Approches et méthodes :	3
Calculs des efforts sur l'axe du tambour :	8
Eléments finis :	15
Conclusion :	21
FICHE TECHNIQUE :	22

Introduction

Dans ce compte-rendu, nous allons vous expliquer les différentes étapes que nous avons effectué pour obtenir la conception d'un treuil en suivant certains objectifs (voir Présentation du sujet).

Pour réaliser : cette conception, les différents calculs, choisir les bons composants et réfléchir aux possibles améliorations du projet, nous avons 27 heures de TP en présentiel. Etant en groupe de deux personnes, nous avons aussi continué à travailler chez nous afin de garder un bon rythme.

Nous avons pensé à un système dans lequel nous avons d'un côté l'arbre avec le rouleau (en extérieur) et tout le système d'engrenages situé dans un carter baignant dans l'huile. Vous trouverez en fin du rapport une fiche technique simple et nous la détaillerons tout au long du rapport.

Présentation du sujet :

Le contexte est le suivant : Nous travaillons au sein d'un bureau d'études réalisant la conception de treuils. Une nouvelle commande arrive et il faut réaliser un produit « sur mesure ».

L'équipe d'ingénieurs commence le travail préliminaire (étude énergétique et autres). Ils nous demandent de commencer le dimensionnement de la transmission de puissance. La solution que nous proposerons leur permettra de gagner un temps de développement précieux.

Les contraintes qu'ils nous imposent sont les suivantes :

- Moteur tournant à 3000 tr/min.
- Incorporer un réducteur à la sortie du moteur, un système et roue et vis sans fin pour éviter la chute de la charge lorsque le moteur est éteint, et un système de poulie-câble.
- La charge doit monter de 10m en 20s.
- La charge peut aller jusqu'à 10t.

Approches et méthodes :

Pour commencer, nous avons déterminé les engrenages et les différentes liaisons qu'il nous fallait pour avoir le bon rapport de réduction et donc obtenir la bonne vitesse en sortie du système afin de répondre à la problématique. Pour cela, nous avons créé l'Excel 1 dans lequel nous pouvons retrouver des tableaux simples à comprendre dans lequel nous avons à mettre des valeurs dans les cases vertes pour avoir les résultats attendus.

Toujours dans ce même fichier Excel, nous pouvons retrouver un tableau capable de déterminer les caractéristiques (diamètre, longueur...) du tambour. Cet Excel prend la forme suivante :

The screenshot shows an Excel spreadsheet with five numbered regions highlighted in red boxes:

- Region 1:** Contains input parameters: module (8), pas (25,13), and a table of imposed values (x: 10 m, temps: 20 s, charge: 10 t, N1: 3000 tr/min) leading to output values (1000 mm, 100000 N).
- Region 2:** Contains gear 1 characteristics: PIGNON (Z: 20, Ø primitif: 160 mm, Ø de tête: 176 mm), ENGRENAGE 1 (Z: 94, Ø primitif: 752 mm, Ø de tête: 768 mm), Réduction (0,21276596), and Vitesse de rotation en sortie (638,297872 tr/min).
- Region 3:** Contains gear 2 and 3 characteristics: ENGRENAGE 2 (Z: 120, Ø primitif: 960 mm, Ø de tête: 976 mm), ENGRENAGE 3 (Z: 20, Ø primitif: 160 mm, Ø de tête: 176 mm), Réduction (6,000), and Vitesse de rotation en sortie (3829,78723 tr/min).
- Region 4:** Contains gear 4 characteristics: VIS sans fin (Z: 3, réduction: 0,15), Vitesse de rotation en sortie (574,468085 tr/min), ENGRENAGE 4 (Z: 54, Ø primitif: 432 mm, Ø de tête: 448 mm), Réduction (0,056), and Vitesse de rotation en sortie (31,91 tr/min).
- Region 5:** Contains target values: Nos objectifs (Vitesse: 0,5 m/s, rayon du tambour: 0,15 m) leading to output values (31,83, 0,15 m).

Dans le 1 se trouvent les données que l'on peut trouver dans l'énoncé (en jaune). Nous pouvons aussi retrouver le module que nous avons imposé (en vert). Nous avons choisi un module élevé car les efforts qui seront appliqués sur les engrenages seront très importants par conséquent, les dents et l'épaisseur des engrenages doivent les supporter tout en assurant leur rôle.

Detailed view of Region 1:

module :	8
pas :	25,13

Nos valeurs imposés :	
x :	10 m
temps :	20 s
charge :	10 t
N1 :	3000 tr/min

1000	mm
100000	N

Dans le 2 se trouvent les caractéristiques des engrenages, il y a le nombre de dents, son diamètre primitif, son diamètre de tête et pour finir la réduction ainsi que la vitesse de rotation en sortie de la première partie (premier ensemble d'engrenage).

En entrée :			
N1 :	3000	tr/min	2
PIGNON :	Z :	20	dents
	Ø primitif :	160	mm
	Ø de tête :	176	mm
ENGRENAGE 1 :	Z :	94	dents
	Ø primitif :	752	mm
	Ø de tête :	768	mm
Réduction :	0,21276596		
Vitesse de rotation en sortie :		638,297872	tr/min

Ø de tête =
Ø primitif + (2 × module)

Ø primitif =
Z × Module

Dans les parties 3 et 4 nous retrouvons les mêmes données que dans la partie une. Nous avons cependant la vitesse de rotation en sortie finale donc au niveau du tambour.

N2 :	638,297872	tr/min	
ENGRENAGE 2 :	Z :	120	dents
	Ø primitif :	960	mm
	Ø de tête :	976	mm
ENGRENAGE 3 :	Z :	20	dents
	Ø primitif :	160	mm
	Ø de tête :	176	mm
Réduction :	6,000		
Vitesse de rotation en sortie :		3829,78723	tr/min

Vitesse de rotation =
réduction × N en entrée ici
N2

Vitesse de rotation finale
(respectant les conditions de
l'énoncé)

Réduction = $Z_1/Z_2 = 120/20$ dans ce cas

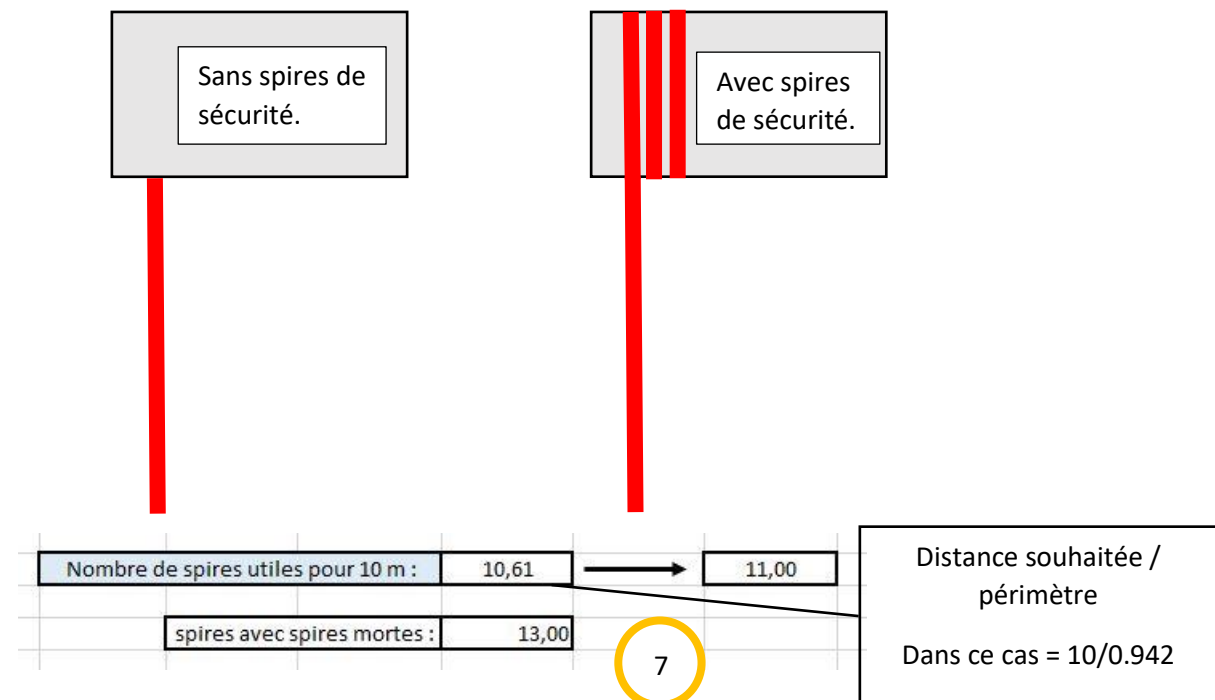
N3 :	3829,78723	tr/min	4
VIS sans fin :	Z :	3	filets
	réduction :	0,15	
Vitesse de rotation en sortie :		574,468085	tr/min
ENGRENAGE 4 :	Z :	54	dents
	Ø primitif :	432	mm
	Ø de tête :	448	mm
Réduction :	0,056		
Vitesse de rotation en sortie :		31,91	tr/min

Le **6** est le pas d'hélice, il représente l'écart de sécurité qu'il faudrait laisser entre chaque spire afin de diminuer l'usure dans le temps lié au frottement principalement.

pas hélice :	32	mm
	0,032	m
Pour gros Ø :	2	
Pour petit Ø :	4	

\varnothing du câble + (2 ou 4) en fonction du \varnothing
 Dans ce cas : $30+2 = 32$ mm

Le **7** représente le nombre de spires qu'il faut pour tracter 10 m de câble. Donc nous aurons besoin de 11 spires et de 2 spires mortes. Les spires mortes sont les spires de sécurité qui resteront sur le tambour lorsque toute la longueur de câble sera utilisée. Ces deux spires de sécurité permettent donc d'éviter d'avoir une trop forte traction en un seul point lorsque la corde est totalement utilisée (voir schéma). Ces spires mortes permettent donc de répartir la charge sur deux spires en cas de grosse traction.



Le **8** représente les différentes longueurs du tambour à savoir la longueur du tambour (longueur sur laquelle seront les spires) et les bordures du tambour (longueur permettant de contenir les spires en cas de décalage).

longueur du tambour :	416	mm		bordure du tambour :	20	mm
longueur total tambour :	436	mm				

Pas d'espace libre entre les côtés et le câble dans ce cas sinon le prendre en compte.

Nous avons imposé les valeurs donc il n'y a pas vraiment de calcul si ce n'est que nous avons pris en compte le diamètre de câble avec le pas d'hélice afin d'avoir un maximum de spires sur la longueur.

Nous pouvons aussi prendre en compte un écart entre les spires et la bordure du tambour afin de réduire les efforts sur cette bordure mais nous reviendrons sur ça dans les améliorations du projet possible en fin de rapport.

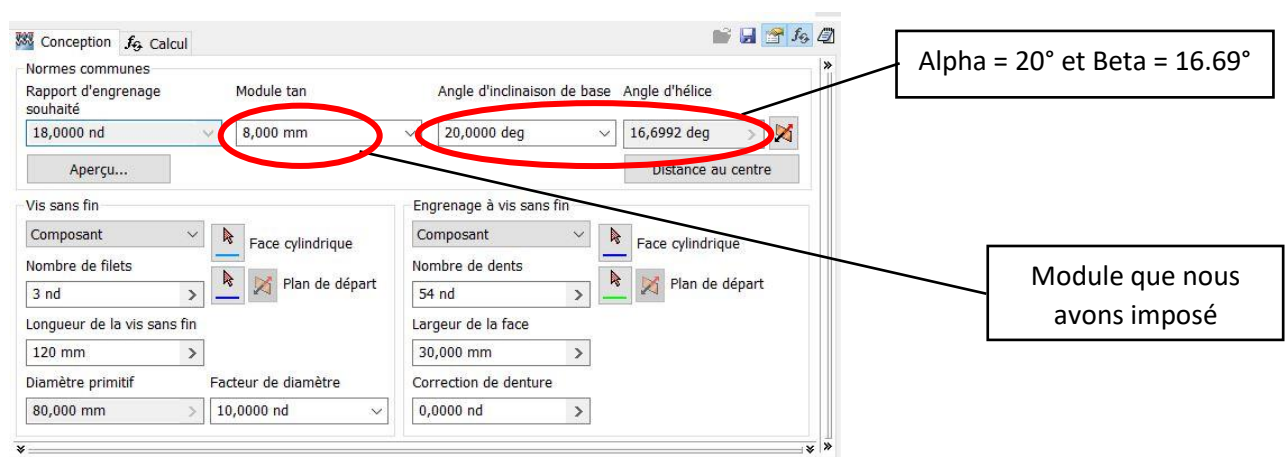
Maintenant que nous avons déterminé les différentes dimensions de notre tambour, de nos engrenages, nous avons effectué les calculs des efforts sur les arbres. Dans un premier temps nous avons fait les calculs de l'axe du tambour à savoir l'axe sur lequel nous ferons une étude statique/RDM.

Calculs des efforts sur l'axe du tambour :

Pour réaliser cette partie, nous avons utilisé l'Excel suivant :

Ø engrenage 1 :	300 mm	Ø engrenage 2 :	432 mm		
rayon (R1) :	0,15 m	rayon (r2) :	0,216 m		
	en radian		en radian		
alpha 1 :	20 0,349	alpha 2 :	20 0,349	Force (P) :	100000 N
beta 1 :	16,69 0,291	beta 2 :	16,69 0,291		
Couple sur engrenage 1 :	R1×P N.m	T1 :	(R1/r2)*P	tan(alpha1) :	0,364
AN :	15000 N.m	T1 :	69444,44 N	tan(Beta1) :	0,300
Couple sur engrenage 2 :	r2×T N.m	R1 :	T×tan(alpha1)		
AN :	15000 N.m	R1 :	25275,71 N		
		A1 :	T×tan(Beta1)		
		A1 :	20821,12 N		

Dans les cases vertes, nous rentrons les valeurs que nous pouvons retrouver dans la partie précédente du rapport. Pour la force (P), c'est la force imposée donc les 10 tonnes à tracter. Les angles alpha et Beta sont les angles que nous pouvons trouver sur Inventor en regardant les caractéristiques de l'engrenage :



En rentrant les valeurs dans les cases vertes, on obtient toutes les autres valeurs souhaitées.

Nous avons donc la force Axiale, Radiale et Tangentielle appliqués sur l'engrenage situé sur l'axe du tambour.

Nous avons donc sur l'engrenage :

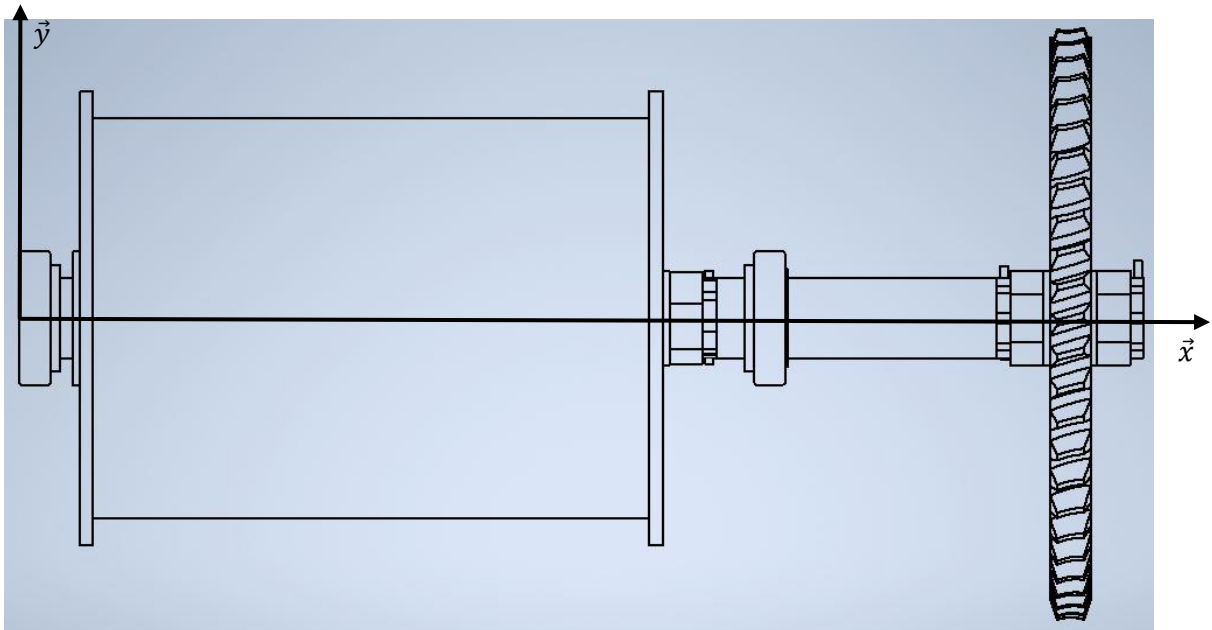
$$F_x = A = 20821.22 \text{ N}$$

$$F_y = R = 25275.71 \text{ N}$$

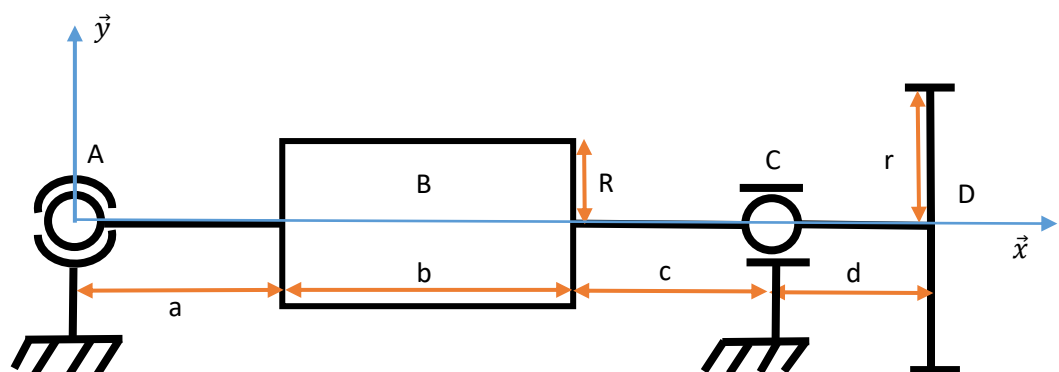
$$F_z = T = 69444.44 \text{ N}$$

T1 :	$(R1/r2)*P$	
T1 :	69444,44	N
R1:	$T \times \tan(\alpha 1)$	
R1 :	25275,71	N
A1:	$T \times \tan(\beta 1)$	
A1 :	20821,12	N

Nous avons effectué ces calculs en nous aidant du schéma suivant :



Nous avons simplifié ce schéma et obtenons ceci :



Nous avons donc les valeurs suivantes :

Valeurs :					
a	30	mm	T1 (Fz) :	69444,44	N
b	436	mm	R1 (Fy) :	25275,71	N
c	75	mm	A1 (Fx) :	20821,12	N
d	165	mm			
R	150	mm			
r	224	mm	Force (P) :	100000	N

En rentrant les valeurs du fichier CAO (les distances du schéma simplifié) nous obtenons les résultats suivants :

A			Engrenage B			C			Engrenage D		
Ax	0		0	0		0	0		Fx	0	
Ay	0		By	0		Cy	0		Fy	0	
Az	0		Bz	0		Cz	0		Fz	0	
Equations :											
1)	Ez :	$r \cdot Fz / R$	=			103703,7	Nz		511	b+c	
2)	Cz :	$(-)(a+b+c) \cdot Fz / (a+b)$	=			-90624,36	Nz				
3)	Cy :	$(-)(a \cdot Ey - r \cdot Fx + (a+b+c) \cdot Fy) / (a+b)$	=			-18818,34	Ny				
4)	Ax :	$(-)Fx$	=			-20821,12	Nx				
5)	Ay :	$(-)Ey - Cy - Fy$	=			93542,63	Ny				
6)	Az :	$(-)Ez - Cz - Fz$	=			-82523,79	Nz				
	Bx :	0		Cx :	0						

Après avoir défini les équations d'équilibre, nous obtenons les efforts sur x, y et z de chaque partie de l'axe du tambour ramené au point A. Nous avons donc :

Ez : 103703.7 Nz ; Ey : -100000 Ny ; Ex : 0 Nx → Au point B donc sur le tambour. E = point B.

Az : -82523.79 Nz ; Ay : 93542.63 Ny ; Ax : -20821.12 Nx

Cz : -90624.36 Nz ; Cy : -18818.34 Ny ; Cx : 0 Nx

Fz : 69444.44 Nz ; Fy : 24725.71 Ny ; Fx : 20821.12 Nx. F

Maintenant que nous connaissons les différents efforts sur chaque point, nous allons déterminer les Moments entre chaque point :

Efforts sur la poutre :					
Entre A et B :		avec X :	30		
	Mfy B :	-2475713,7	N.mm	→	-2475,71 N.m
	Mfz B :	-2806278,81	N.mm	→	-2806,28 N.m
Entre B et C :		avec X :	541		
	Mfy C :	-97637963	N.mm	→	-97637,96 N.m
	Mfz C :	-101706561	N.mm	→	-101706,56 N.m
Entre C et D :		avec X :	706		
	Mfy D :	-106615653	N.mm	→	-106615,65 N.m
	Mfz D :	-138157496	N.mm	→	-138157,50 N.m

Pour obtenir Mfy en B, le calcul est : $X \times Az$ avec $X = a$.

Pour obtenir Mfz en B, le calcul est : $-X \times Ay$ avec $X = a$.

Pour obtenir MFy en C, le calcul est : $X \times Az + (X-a) \times Ey$ avec $X = a+b$.

Pour obtenir MFz en C, le calcul est : $-X \times Ay - r \times Ex - (X-a) \times Ey$ avec $X = a+b$.

Pour obtenir MFy en D, le calcul est : $X \times Az + (X-a) \times Ez + (X-a-b) \times Cz$ avec $X = a+b+c$.

Pour obtenir MFz en D, le calcul est : $-X \times Ay - r \times Ex - (X-a) \times Ey - (X-a-b) \times Cy$ avec $X = a+b+c$.

Nous pouvons donc déterminer le point le plus sollicité :

Point le plus sollicité :				
si point B :				
Mt :	1555555,56	N.mm	→	15555,56 N.m
Mf :	3742,24	N.m		
si point C :				
Mt :	1555555,56	N.mm	→	15555,56 N.m
Mf :	140987,22	N.m		
si point D :				
Mt :	1555555,56	N.mm	→	15555,56 N.m
Mf :	174511,87	N.m		

Dans cette image, il y a le moment fléchissant et le moment de torsion sur chaque point. Dans notre cas et au vu des résultats, le point le plus sollicité est le point D donc nous prendrons les résultats entourés en rouge.

Nous avons donc un Mt de 15555.56 N.m et un Mf de 174511.87 N.m.

A partir de ces résultats, nous pouvons déterminer la résistance élastique du matériau que nous voulons et les contraintes de traction et de flexion de l'axe. Par la suite nous pourrions déterminer le diamètre de l'arbre du tambour.

Après avoir réalisé quelques calculs, nous obtenons un Re de 139.1 Mpa. Donc on peut en déduire Sigma Traction et sigma Flexion :

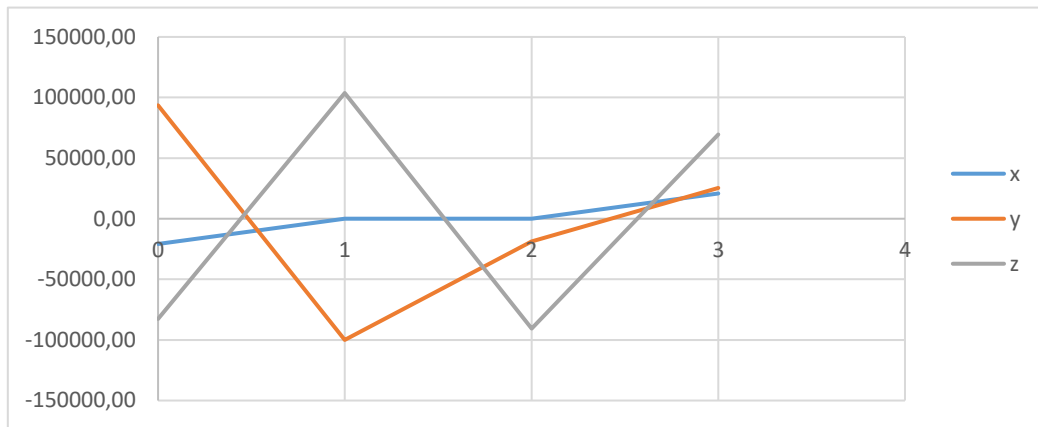
Re	139,1	Mpa
Sigma Traction	6,90	mm
Sigma Flexion	35,55	mm
Sigma Tot	42,45	mm
Ø arbre :	84,91	mm

Calculs Sigma Traction : $(Fx \text{ en N.mm}) / (\pi \times (224^2))$ avec 224 le rayon de l'engrenage.

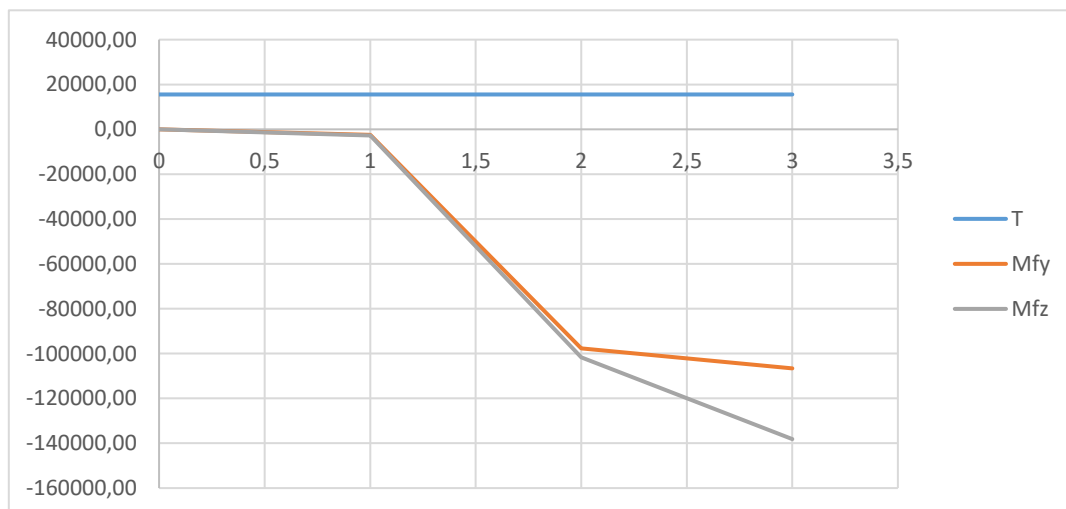
Calculs Sigma Flexion : $\sqrt[4]{\frac{4 \times 174511870}{\pi \times 139.1}}$

$\sigma_{\text{Totale}} = \sigma_{\text{Flexion}} + \sigma_{\text{Traction}}$. Nous obtenons donc le rayon de l'axe donc on le multiplie par 2 et obtenons le diamètre de l'arbre du tambour qui doit donc être de 85 mm avec arrondi.

Nous avons tracé les courbes suivantes afin de voir les différents efforts appliqués sur cet arbre :

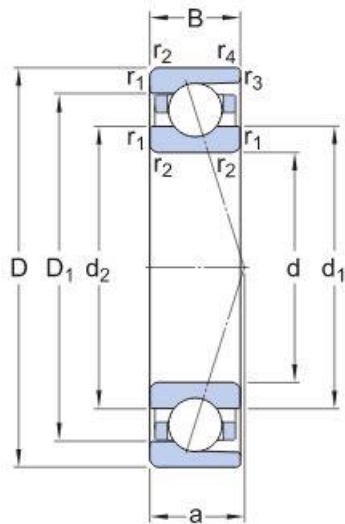


Le 0 représente le A, le 1 représente le B et ainsi de suite. Ces valeurs sont les valeurs au point x, y, z calculés plus haut (voir Valeurs Ax, Ay...). Nous avons fait la même chose avec les moments fléchissant et les moments de torsion :



Maintenant, nous pouvons déterminer les roulements à billes dans le même schéma. Nous avons choisi de prendre des roulements à contact oblique et avec un montage en X car ce type de montage est capable de supporter d'importants efforts axiaux et radiaux.

Nous allons prendre la valeur la plus importante en Y appliqué en A et en C afin de choisir ce roulement. La valeur est de 93542.63 N donc nous allons prendre un roulement à contact à bille avec les caractéristiques suivantes :



DIMENSIONS

d	85 mm
D	150 mm
B	28 mm
d ₁	106.5 mm
d ₂	106.5 mm
D ₁	129.5 mm
r _{1,2}	min. 2 mm
r _{3,4}	min. 1 mm
a	41.7 mm

Nous avons rentré ces données dans un tableau Excel et obtenons ceci :

Caractéristiques roulement :			Roulements à billes :					
			Roulement 1 :			Roulement 2 :		
			d :	85	mm	d :	85	mm
			D :	150	mm	D :	150	mm
			B :	28	mm	B :	28	mm
A :	750	N	Co :	85	kN	Co :	85	kN
e1 :	0,68		C :	95,6	kN	C :	95,6	kN
Y1 :	1,41							
Y2 :	1,41		Co :	85000	N	Co :	85000	N
e2 :	0,68		C :	95600	N	C :	95600	N
FaA :	-20821,12	N	FaB :	0	N			
FrA :	93542,63	N	FrB :	-18818,34	N			
Vitesse de rotation (N) :	31,83	tr/min						

Les données dans les cases vertes sont les données des roulements trouvés sur le site SKF et les données précédemment calculées.

Pour la vitesse de rotation, nous avons pris la vitesse que l'on obtient au niveau de l'engrenage donc 31.83 tr/min.

a :	Fr/2Y								
a1 :	33171,15	N							
a2 :	-6673	N							
Cas 1 :	A + a1 > a2								
Cas 2 :	A + a2 > a1								
Fa1 :	33171,15	N							
Fa2 :	33921	N							
donc :									
		Reporter Fa :							
Roulement 1 :	Fa1 :	33171,15	N						
	Fr1 :	93542,63	N						
Roulement 2 :	Fa2 :	33921	N						
	Fr2 :	-18818,34	N						

Nous avons donc 33171.15 N en Force Axiale sur le roulement 1 donc le roulement au point A et 93542.63 N en Force Radiale.

Pour le roulement 2 donc le roulement au point C, il y a 33921 N de Force Axiale et - 18818.34 de Force Radiale. Le roulement 1 va donc supporter énormément d'effort ce qui paraît cohérent car il est le plus éloigné du tambour.

Fa/Fr :									
Roulement 1 :	0,35					Roulement 2 :	-1,80		
	sol.2						sol.2		
sol.1 :						sol.1 :			
P :	93542,63	N				P :	-18818,34	N	
sol.2 :						sol.2 :			
P :	84188,367	N				P :	40301,479	N	
P choisis :	84188,367					P choisis :	40301,479		
L10 :	1,03	*10^6 tours				L10 :	9,38	*10^6 tours	
Lh :	538,91	h				Lh :	4912,54	h	

Par la suite, nous avons juste à lire la case sol.2 pour choisir le P adapté à notre cas. Nous avons donc pour le roulement 1 une durée de vie nominale de 1.03×10^6 tours donc environ 1 million de tours. Nous avons pour ce même roulement une durée de vie de 538.91 heures. Pour le roulement 2, nous avons une durée de vie nominale de 9.38×10^6 tours soit environ 9.4 millions de tours. Nous avons une durée de vie pour ce roulement de 4912.54 heures.

Ces données ne respectent pas les 10 millions de durée de vie nominale souhaitée donc il faudrait choisir un autre roulement. Ce roulement sera du sur-mesure car après quelques recherches, nous trouvons aucun constructeur capable de fournir un meilleur roulement à contact oblique. Le roulement 2 répond presque à la problématique mais n'est pas suffisant. Le roulement 1 quant à lui est très loin des 10 millions de tours, donc il faudra créer un roulement à contact oblique plus imposant que le roulement 2.

Nous avons donc déterminé tous les efforts et contraintes possible sur cet axe, cependant nous pouvons rajouter la contrainte de compression et aussi le choix du matériau afin de finir entièrement la partie calcul sur cet axe.

Donc pour la compression :

$\text{Sigma c} = 0.5 \times (\text{Charge par brin de câble} / (\text{épaisseur du tambour} \times \text{pas d'hélice}))$

Donc AN : $0.5 \times (500 / (0.3 \times 0.032)) = 26041.66 \text{ kg/cm}^2$

Il y a donc une compression très importante lorsque l'on soulève 10 tonnes. Le choix des matériaux devra donc être judicieux mais nous ne la détaillerons pas car ce n'est pas l'objectif de ce rapport. Nous avons pris de l'acier de construction de base pour réaliser toute cette partie calcule, mais si nous voulons aller plus loin et en précision nous pouvons utiliser un acier avec différentes méthodes de traitement dessus afin de gagner en rigidité et donc en résistance.

Après avoir finis cette partie étude Statique/RDM, nous sommes passé à la partie éléments finis.

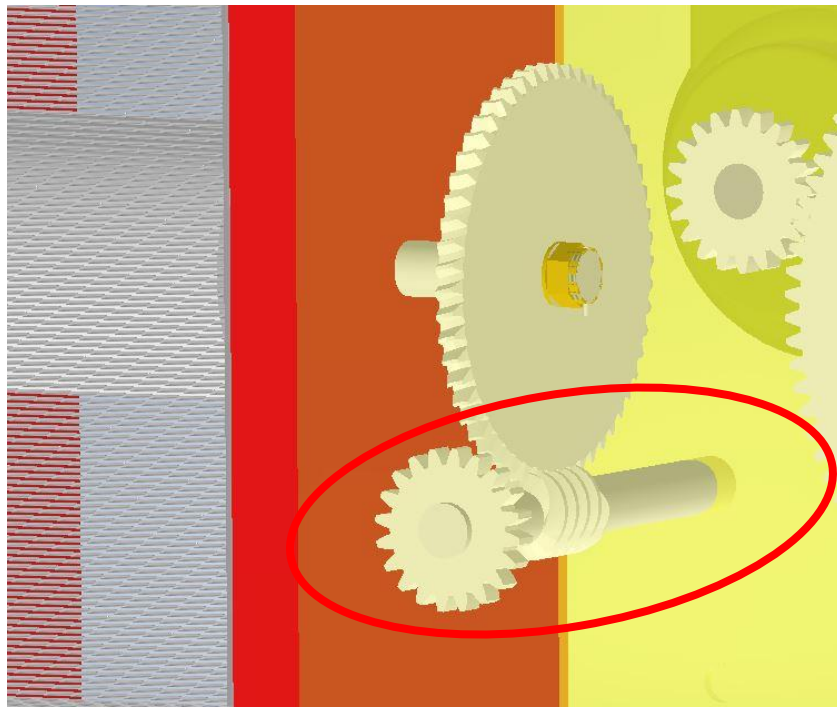
Eléments finis :

Après avoir déterminé les données principales des arbres et roulements au niveau du tambour, il est possible de déterminer les différents efforts axiaux et radiaux de chaque arbre à l'intérieur du carter.

Pour cette partie, c'est le même principe que la partie précédente mais nous effectuerons en plus de cela des simulations avec Inventor.

Tout d'abord, nous avons identifié les efforts Axiaux, Radiaux et Tangentiels sur chaque axe dans le carter. Nous pouvons donc en fonction de chaque cas déterminer le diamètre de chaque axe. Puis par la suite déterminer les roulements à billes à choisir.

Pour l'arbre numéro 1 :



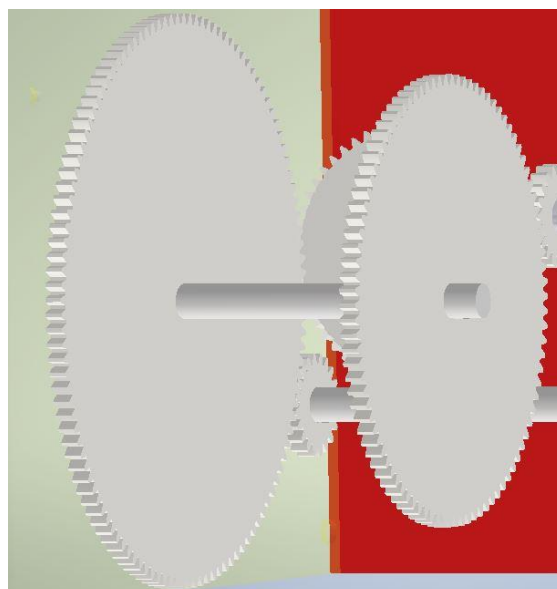
Après avoir déterminé les efforts sur la vis sans fin et les efforts sur l'engrenage, nous avons les valeurs suivantes :

Sur la vis sans fin : $T = -11795.33 \text{ Nz}$; $R = -32407.41 \text{ Ny}$ et $A = 9716.52 \text{ Nx}$.

Sur l'engrenage : $T = 21624.8 \text{ Nz}$; $R = 7870.78 \text{ Ny}$ et $A = 0 \text{ Nx}$.

En réalisant les mêmes calculs et en utilisant le même Excel que dans la partie précédente, nous obtenons les dimensions de l'arbre à savoir 20 mm avec l'arrondi.

Pour l'arbre numéro 2 :



Après avoir déterminé les efforts sur la vis sans fin et les efforts sur l'engrenage, nous avons les valeurs suivantes :

Sur l'engrenage 1 (le plus gros) : $T = -127083.33 \text{ Nz}$; $R = 46254.55 \text{ Ny}$ et $A = -38102.65 \text{ Nx}$.

Sur l'engrenage 2 : $T = -161501.7 \text{ Nz}$; $R = -58781.81 \text{ Ny}$ et $A = -48422.10 \text{ Nx}$.

En réalisant les mêmes calculs et en utilisant le même Excel que dans la partie précédente, nous obtenons les dimensions de l'arbre à savoir 29 mm avec l'arrondi.

Nous avons donc tous nos efforts sur chaque arbre, nous pouvons donc définir les roulements à billes à utiliser. Pour le diamètre des arbres que nous venons de calculer, nous prendrons le diamètre le plus gros afin de faciliter la conception. Nous aurons donc pour tous les arbres situés à l'intérieur du carter des arbres de diamètre 30 mm (arrondi à 30 pour faciliter le choix des roulements à rouleaux cylindriques).

Nous prenons des roulements à rouleaux cylindriques car il y a de grands efforts Radiaux dans notre cas.

Les caractéristiques de notre roulement :

$d : 30 \text{ mm}$; $D : 90 \text{ mm}$; $B : 23 \text{ mm}$; $Co : 62500 \text{ N}$; $C : 55000 \text{ N}$ pour l'arbre numéro 1.

Et $d : 30 \text{ mm}$; $D : 72 \text{ mm}$; $B : 27 \text{ mm}$; $Co : 74500 \text{ N}$; $C : 77500 \text{ N}$ pour l'arbre numéro 2.

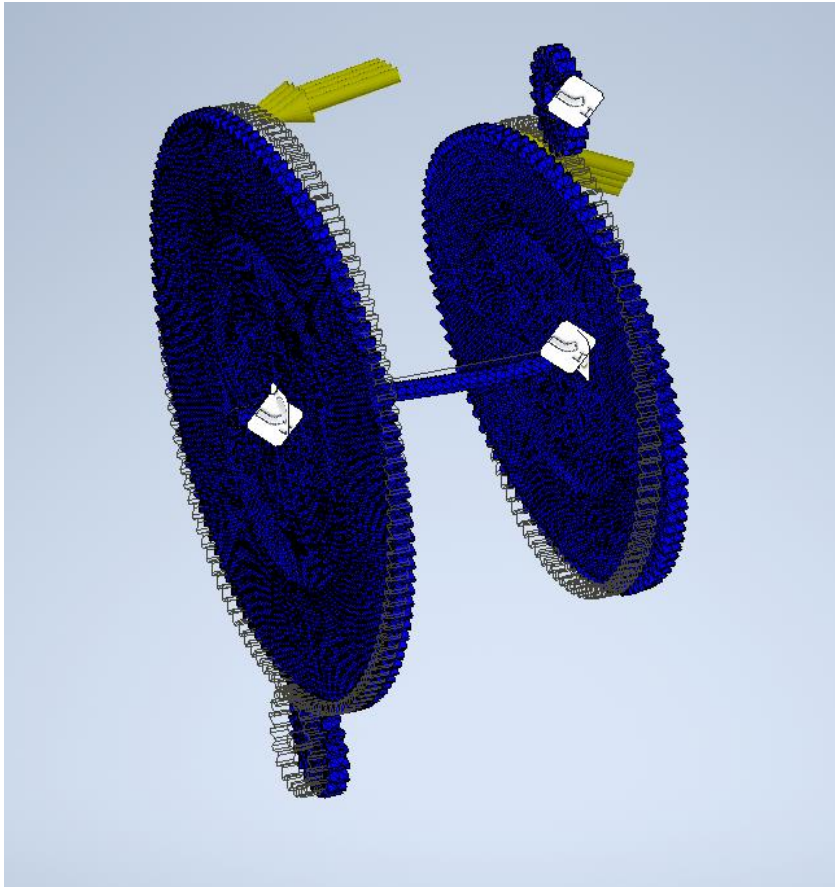
Après avoir rentré les valeurs dans notre Excel, nous obtenons ceci :

Caractéristiques roulement :			Roulements à billes :		
			Roulement 1 :		
d :	30	mm	d :	30	mm
D :	72	mm	D :	72	mm
B :	27	mm	B :	27	mm
Co :	74,5	kN	Co :	74,5	kN
C :	77,5	kN	C :	77,5	kN
			Co :	74500	N
			C :	77500	N
FaA :	38102,65	N	FaB :	48422,1	N
FrA :	46254,55	N	FrB :	58781,81	N
Vitesse de rotation (N) :	3000	tr/min			

Nos valeurs.

Nous obtenons donc une durée de vie nominale de 8.93 millions de tours pour le roulement 1 et de 998.94 millions de vie pour le roulement 2. Et une durée de vie de 38.86 heures pour le roulement 1 et de 4348.15 heures pour le roulement 2.

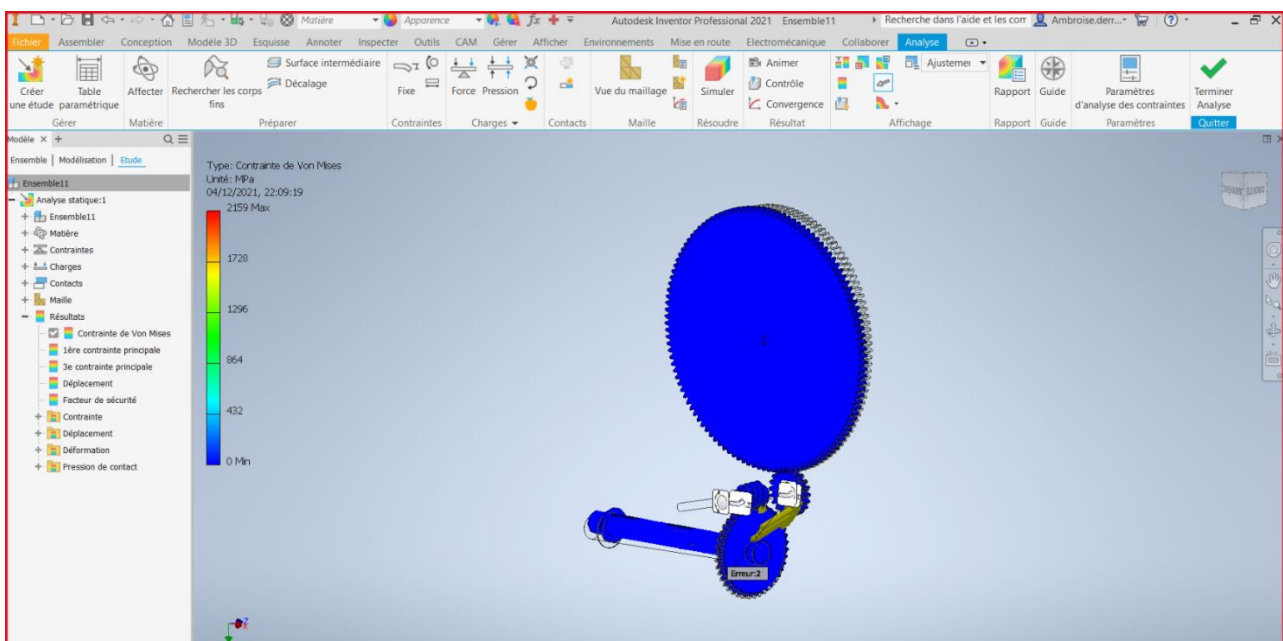
Après avoir finis cette partie, nous sommes passés à la partie simulation sur inventor et obtenons ceci :

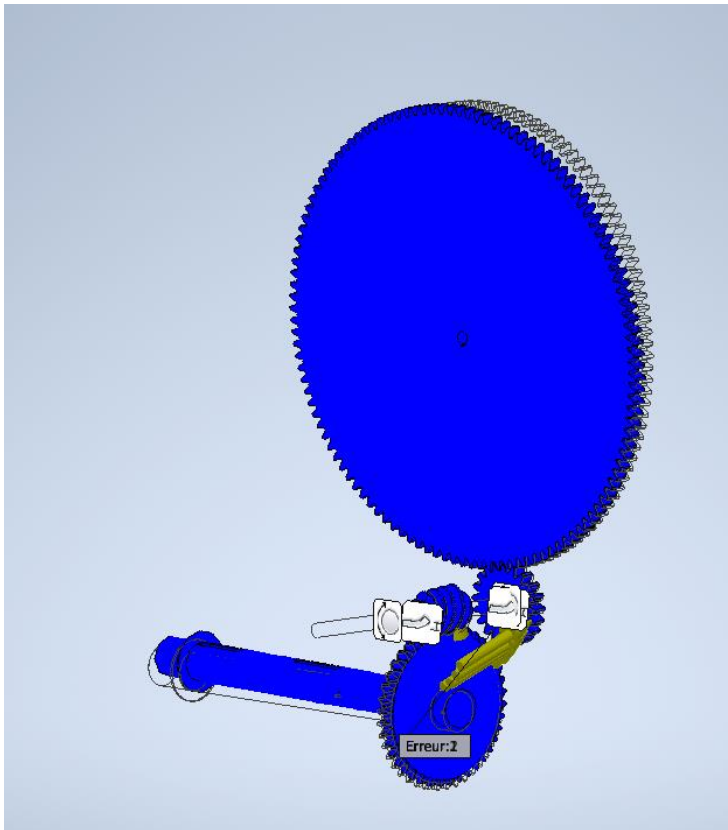


Comme nous pouvons le voir, la structure résiste mais il y a tout de même une déformation au niveau des engrenages.

Pour y remédier, nous pouvons augmenter le module des engrenages et donc gagner en épaisseur mais aussi augmenter le diamètre de l'arbre.

Pour l'arbre numéro 1 avec son engrenage et sa vis sans fin :





Nous avons appliqué les efforts sur la vis sans fin, l'engrenage du même arbre et les différentes liaisons qui existent. L'axe apparaît en invisible mais à bien été pris en compte dans la simulation.

Comme nous pouvons le voir l'arbre résiste bien et malgré la légère déformation de l'axe il reste bon et utilisable.

Pour la simulation de l'arbre avec le tambour, la simulation n'a jamais été jusqu'au bout car il y avait trop de contraintes. Nous avons donc essayé en la réalisant étape par étape mais toujours la même erreur.

Conclusion :

Après avoir passé plusieurs semaines sur le projet et avoir beaucoup réfléchi sur les différents calculs que nous pouvons utiliser pour chaque cas, nous sommes satisfaits de notre travail et de l'expérience que l'on peut en tirer. Cependant, pour la partie des éléments finis, les résultats que nous obtenons ne nous conviennent pas et ne trouvons pas de roulements à rouleaux cylindriques capables de supporter les efforts que nous trouvons. Le travail serait donc à améliorer à ce niveau-là si on donnait suite au projet.

Après avoir beaucoup réfléchi sur les diverses pistes d'améliorations, nous obtenons les conclusions suivantes : tous d'abord, il y aurait la partie éléments finis comme dis au début de la conclusion puis il y aurait le choix précis des matériaux choisis. Nous pouvons améliorer le design de notre CAO mais aussi creuser les engrenages afin de gagner en légèreté. Nous pouvons aussi faire l'hypothèse d'un système plus simple à seulement deux arbres.

Pour revenir aux dimensions du tambour, nous pouvons en effet mettre un léger espace entre les bordures du tambour et le câble afin de limiter les frottements du câble sur les bords du tambour et par conséquent limiter l'usure du câble et du tambour.

FICHE TECHNIQUE :

Dans un premier temps :

- Imaginer/Dessiner un possible projet.
- Calculer et déterminer les engrenages et leurs caractéristiques.
- Améliorer et donner de la précision au projet déjà effectué.
- Trouver les efforts appliqués sur chaque engrenage.
- Trouver à partir des efforts le diamètre de chaque axe.
- Déterminer le type et les différents roulements à billes capables de répondre aux efforts trouvés précédemment.

Dans un second temps :

- Choisir les matériaux en fonctions des efforts et des contraintes trouvés.
- Finir le modèle CAO.
- Effectuer des simulations pièce par pièce du projet créé.
- Chercher des pistes d'améliorations.

Afin de faciliter le nombre de calculs (qui est assez important) passer du temps à créer un Excel regroupant l'ensemble des calculs afin de pouvoir effectuer plusieurs et même calculs rapidement.