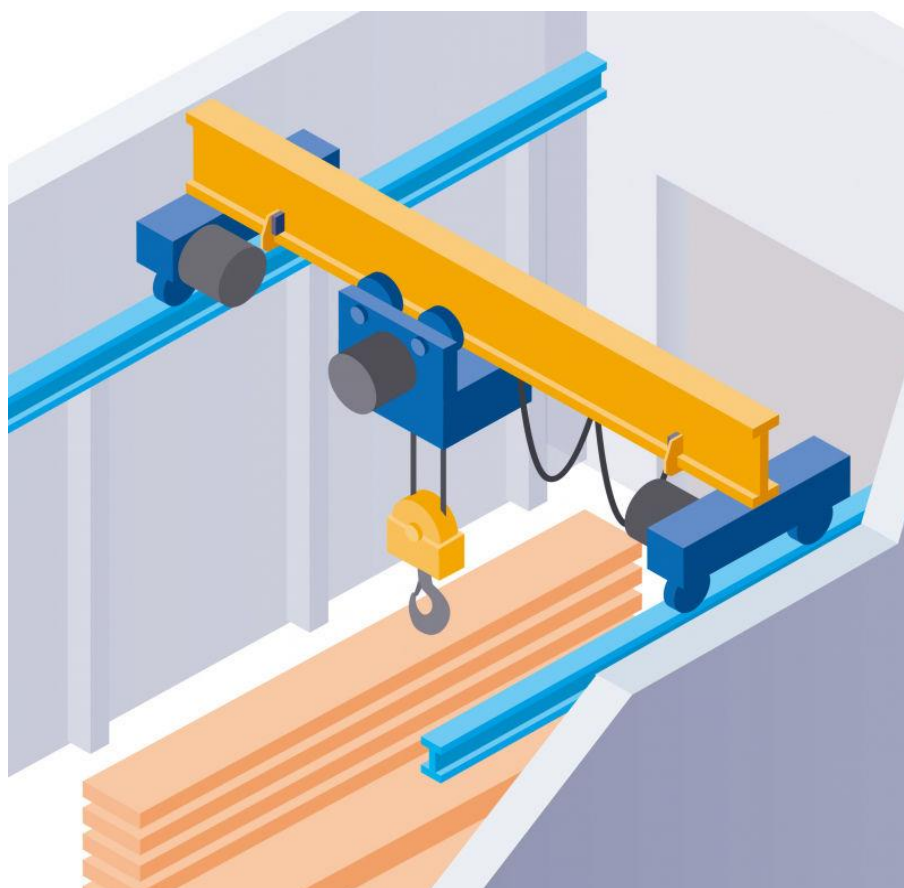


# *Compte-rendu sur la conception d'un motoréducteur de translation d'un pont roulant*



## Table des matières :

<b>Mise en Contexte .....</b>	<b>3</b>
<b>I) Détermination des caractéristiques du système .....</b>	<b>4</b>
a) Calculs préliminaire .....	4
b) Détermination du moteur .....	4
c) Dimensionnement des engrenage.....	6
<b>II) Etude mécanique .....</b>	<b>11</b>
a) Modélisation et analyse sur solidworks et Meca3D .....	11
b) Dimensionnement des arbres .....	13
c) Efforts dans les dentures et les roulements .....	15
d) Calculs des durées de vie (ensemble et roulements) .....	17
e) Dimensionnement des clavettes .....	20
<b>III) Montage système .....</b>	<b>23</b>
<b>Conclusion .....</b>	<b>26</b>

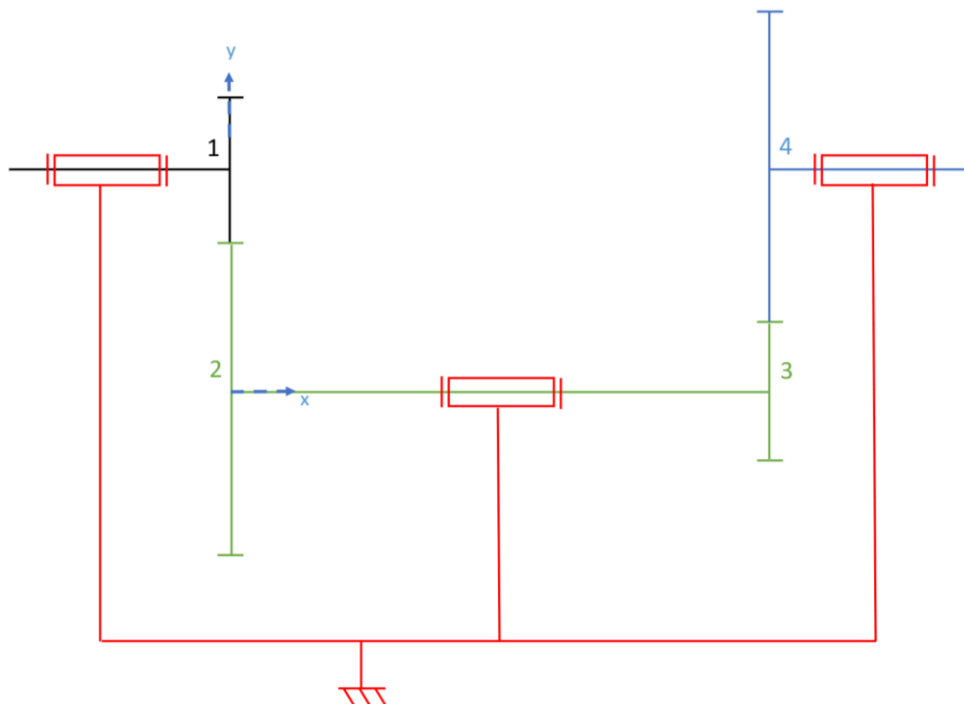
## Mise en contexte :

Le but de cette étude est de concevoir un motoréducteur de translation pour un pont roulant en respectant le diagramme FAST et les caractéristiques imposées.

Les caractéristiques qui nous sont imposées pour notre sujet sont :

- Un couple utile de  $C_u = 102 \text{ N.m}$ ,
- Une vitesse de translation de  $V = 52,4 \text{ m.min}^{-1} \pm 2\%$ ,
- Le premier engrenage, situé en entrée du réducteur, sera à denture droite et le second engrenage sera cylindrique à denture hélicoïdale (angle d'hélice environ  $16^\circ$ ).

On peut schématiser le système à réaliser par le schéma cinématique suivant :



Dans un souci de simplicité d'écriture, l'arbre d'entrée (représenté en noir ici) sera appelé le plus souvent l'arbre 1, idem pour les arbres intermédiaire et de sortie (respectivement en vert et bleue) seront le plus souvent appelé arbre 2 (intermédiaire) et arbre 3 (sortie). De plus les numéros à côté de chaque roue dentée représentent leurs indices, ex :  $z_1$  représente le nombre de dents de la roue dentée 1 qui est la roue dentée noire.

## I) Détermination des caractéristiques cinématiques du système

### a) Calculs préliminaires :

Données Imposées	Valeurs	Min	Max
Vitesse de translation galet (m/min) (tolérance de +/- 2%)	52,4	51,352	53,448
Vitesse de translation galet (m/s) (tolérance de +/- 2%)	0,87333333	0,85586667	0,8908
Vitesse de rotation (rad/s) (tolérance de +/- 2%)	4,36666667	4,27933333	4,454
Vitesse de rotation (tr/s) (tolérance de +/- 2%)	0,69497659	0,68107705	0,70887612
Vitesse de rotation (tr/min) (tolérance de +/- 2%)	41,6985951	40,8646232	42,532567
Couple N.m	102	102	102

$$Vitesse\ de\ rotation\ du\ galet = \frac{V_{tr}}{\left(\frac{D}{2}\right)}$$

Avec  $V_{tr}$  la vitesse de translation du galet et D le diamètre du galet

### b) Détermination du moteur :

Dans un premier temps on suppose que le moteur tourne à  
 $1500\ tr.min^{-1}$

Données	Valeurs
Coefficient de sécurité	3
Duré de vie mécanisme (s)	18000000
Rendement pivot entrée	0,995
Rendement pivot sortie	0,995
Rendement pivot milieu	0,995

Ensemble	Valeurs
Rendement total liaisons n	0,9557442706
Rapport de transmission k sans rendement ( $N_{sortie}/N_{entrée}$ )	0,02779906339
ENTREE MOTEUR	Valeurs
Fréquence de rotation moteur (tr/min)	1500
Couple Moteur ( $C_u \cdot k/n$ )	2,966802474
Couple Moteur ( $C_u/n$ )	2,835504466

$$P_{mot} = C_{moteur} \times \omega_{moteur} \approx 471 W$$

Le moteur à choisir doit donc répondre aux caractéristiques suivantes :

- $P \geq 471 W$
- $C_{moteur} \geq 3 N.m$

Nous choisissons le moteur **LS 80L** à 4 pôles dont les caractéristiques sont :

ENTREE MOTEUR LS80L	Valeurs
Fréquence de rotation moteur (tr/min)	1410
Puissance nominale (kW)	0,55
Couple nominal (Nm)	3,7
$I_n$ (A)	1,42
$\cos(\varphi)$	0,76
Rendement moteur	0,732
Puissance absorbée(W)	746,3428449
Diamètre arbre moteur (mm)	19j6 (j6 --> ajustement)

## c) Dimensionnement des engrenages

- 1<sup>ère</sup> approche :

Dans cette première approche on va dimensionner nos engrenages sans tenir compte des efforts qu'ils doivent transmettre ce qui permettra d'avoir un ordre de grandeur pour le nombre de dents de chaque engrenage.

On a donc le nouveau rendement :

Réducteur	Valeurs	min	max
Rapport de Réduction k (valeur décimale)	0,029573472	0,028982	0,030164941

Ce rapport est obtenu avec la formule :  $k = \frac{N_{sortie}}{N_{entrée}}$ ,

avec  $N_{entrée} = 1410 \text{ tr. min}^{-1}$  maintenant.

Comme on n'a pas le même type d'engrenage sur chaque réducteur, on décide que les engrenages à denture hélicoïdale devront plus réduire la vitesse que les engrenages à denture droite.

On nommera par la suite réducteur 1 l'engrenage à denture droite et réducteur 2 l'engrenage à denture hélicoïdale.

L'engrenage 1 réduira d'environ 40% du rapport de réduction total et l'engrenage 2 réduira d'environ 60% du rapport de réduction total. On profite que l'engrenage 2 soit à denture hélicoïdale pour lui appliquer un facteur de réduction plus important.

Pour déterminer le rapport de réduction de chaque réducteur on utilisera la formule :

$$(k_{tot})^{X\% \text{ souhaité}}$$

Ce qui nous donne :

Nombre de dents indéterminé	Décimal	Quotient
Rapport de Réduction K40% (denture droite)	0,244546203	213/871
Rapport de Réduction K60% (denture hélicoïdale)	0,120932042	26/215

Nombre de dents 1ere méthode (avant détermination module)	Valeurs
z1 (nombre de dents)	18
z2 (nombre de dents)	75
z3 (nombre de dents)	18
z4 (nombre de dents)	149
Nouveau rapport denture droite (z1/z2)	0,24
Nouveau rapport denture hélicoïdale (z3/z4)	0,120805369
Rapport total	0,028993289
Vitesse de rotation sortie réducteur (tr/min)	40,88053691

Nous faisons bien attention à ne pas avoir des engrenages avec un nombre de dents inférieur à 18 afin de garder des dentures non corrigées (qui sont moins coûteuses).

● 2<sup>nde</sup> approche :

On conserve les résultats précédents qui nous serviront de socle.

On prend désormais en compte les efforts que devront transmettre les engrenages, ce qui influe sur le nombre de dents. On doit prendre aussi en compte la contrainte de coaxialité entre les arbres d'entrée et de sortie où l'écart doit être inférieur à 0,2mm.

Pour calculer le module minimum pour chaque engrenage on utilise la formule suivante :

$$\sigma_{maxi} = \frac{F_T}{b * m * Y} \leq R_{pe}$$

Avec :

- b la largeur de la dent
- m le module, notre inconnue
- Y dépend de l'angle de pression et du nombre de dents
- R<sub>pe</sub> la contrainte admissible en traction par le matériau, 900MPa

Pour des dentures droites :

$$F_T = \frac{C}{r_{\text{primitif}}} = \frac{2 * C}{m * Z}$$

$$b = m * Z$$

Pour des dentures hélicoïdales :

$$F_T = \frac{C}{r_{\text{primitif}}} = \frac{2 * C}{m * Z_e}$$

$$b = m * Z_e$$

Avec  $Z_e = \frac{Z}{\cos^3(\beta)}$  et  $\beta$  l'angle d'hélice.

Ce qui nous donne :

Pour des dentures droites :

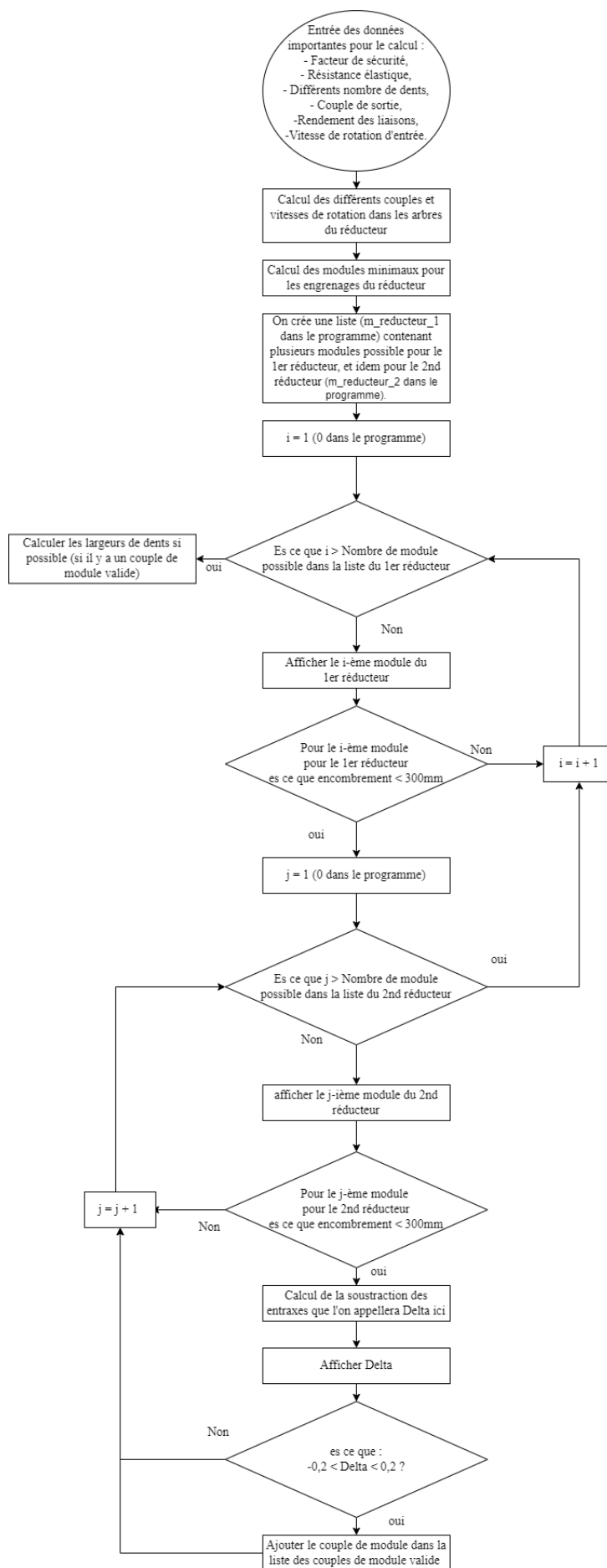
$$m \geq \left( \frac{2C}{KR_{pe}ZY} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Pour des dentures hélicoïdales :

$$m \geq \left( \frac{2C}{KR_{pe}Z_eY} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Pour ce faire nous utilisons un programme python (disponible en annexe) qui peut être résumé à ce logigramme :





Cependant, le programme ne nous donne pas directement un couple de modules valide qui nous permettrait de valider chaque contrainte. Nous procédons donc par dichotomie en roue sur le nombre de dents et l'angle d'hélice de l'engrenage 2.

Nous obtenons ces résultats :

	Engrenage à denture droite		Engrenage à denture hélicoïdale	
Module m (mm)	2		1,25	
	Engrenage 1	Engrenage 2	Engrenage 3	Engrenage 4
Nombre de dents	19	86	19	143
Rayon (mm)	19	86	12,34	92,84
Largeur de dent min (mm)	5		6,5	
Angle d'hélice (°)	X		15,7	
Angle d'hélice (rad)			0,274	
Rapport de transmission k	0,220930233		0,132867133	
Vitesse d'entrée (tr/min)	1410		311,5116279	
Vitesse sortie (tr/min)	311,5116279		41,38965685	
Diamètre engrenage (mm)	38	172	24,67040991	185,677296
Entraxe (mm)	105		105,17	

## II) Etude mécanique

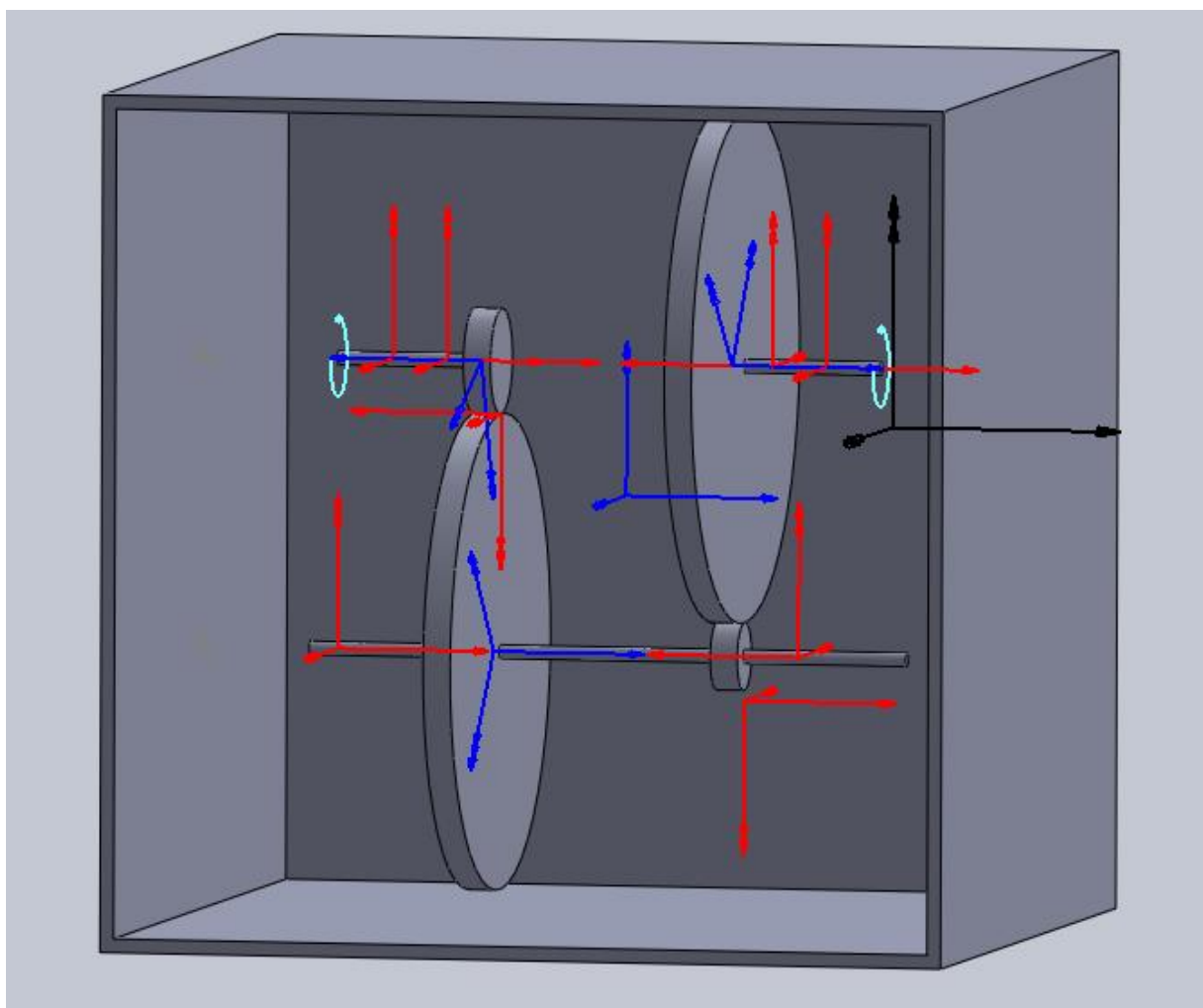
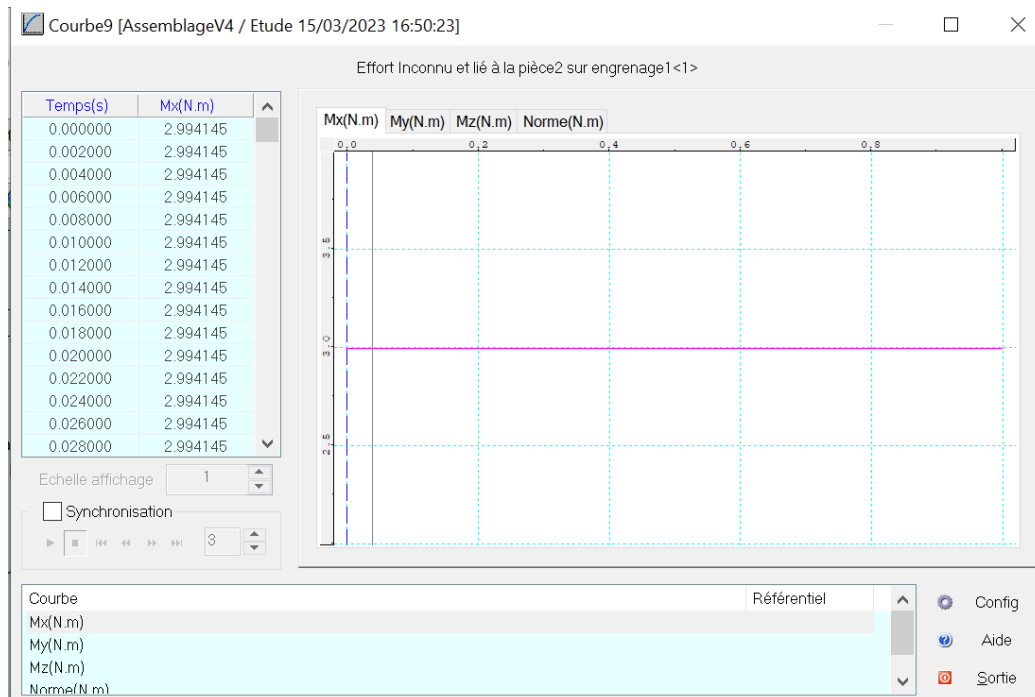
### a) Modélisation et analyse sur solidworks et Meca3D

Afin de peaufiner et vérifier notre modélisation, nous avons décidé de mener une étude solidworks couplée au complément meca3d.

Ainsi, la première étape a été de modéliser notre mécanisme. Nous aurions pu utiliser les engrenages de la bibliothèque de solidworks mais nous avons préféré les simplifier par des disques pour plus de sobriété. Cela n'a pas vraiment d'impact sur nos calculs, c'est une question esthétique.

Nous avons donc réalisé en amont 4 pièces : le bâti, l'engrenage 1, les engrenages du bas 2 et 3, puis l'engrenage 4 (Haut droit). Le dimensionnement des diamètres avait été effectué précédemment, de plus, nous avons décidé de placer nos roulements en porte à faux pour les engrenages du haut et en chape pour ceux du bas. Pour des raisons de simplicité de montage et de conception, il est plus simple que les arbres d'entrée et de sortie soient montés en porte à faux. L'arbre 2 (intermédiaire) le montage en chape semble plus approprié cela permettrait de rapprocher le plus possible les engrenages pour minimiser la distance entre l'arbre 1 et 3, et il serait plus simple de mettre en place des dispositifs de réglage de l'orientation de l'arbre afin de maximiser rendement possible des transmissions par engrenage.

Un roulement se modélise par une liaison rotule et une liaison linéaire annulaire, qui se traduisent respectivement par un point et une droite sur solidworks. Ces items ont ensuite permis la création de contraintes permettant de concrétiser nos liaisons sur meca3d. Nous obtenons donc l'assemblage final ci-dessous qui nous permet de vérifier l'encombrement de notre montage. Nous lançons ensuite des calculs que nous analysons à travers des courbes. Cela nous permet de vérifier et valider nos calculs concernant les vitesses des arbres et les couples d'entrée et sortie.



## b) Dimensionnement des arbres

Nos 3 arbres sont soumis à de la torsion, on décide de négliger les efforts de flexions liés à l'action des roues à denture hélicoïdales devant les couples mis en jeu dans les arbres.

Pour dimensionner les arbres en torsion, nous partons de la condition réelle de la résistance à la torsion :

$$\tau_{max} \leq \tau_p = \frac{R_e}{2s}$$

Avec :

- $\tau_{max}$  la contrainte maximum subie par le solide (en Pa)
- $\tau_p$  la contrainte tangentielle plastique admissible (en Pa)
- $R_e$  la contrainte tangentielle moyenne limite élastique (en Pa)
- $s$  le coefficient de sécurité (sans unité)

Or, on sait que pour un arbre cylindrique :

$$\tau_{max} = \frac{16M_t}{\pi d^3}$$

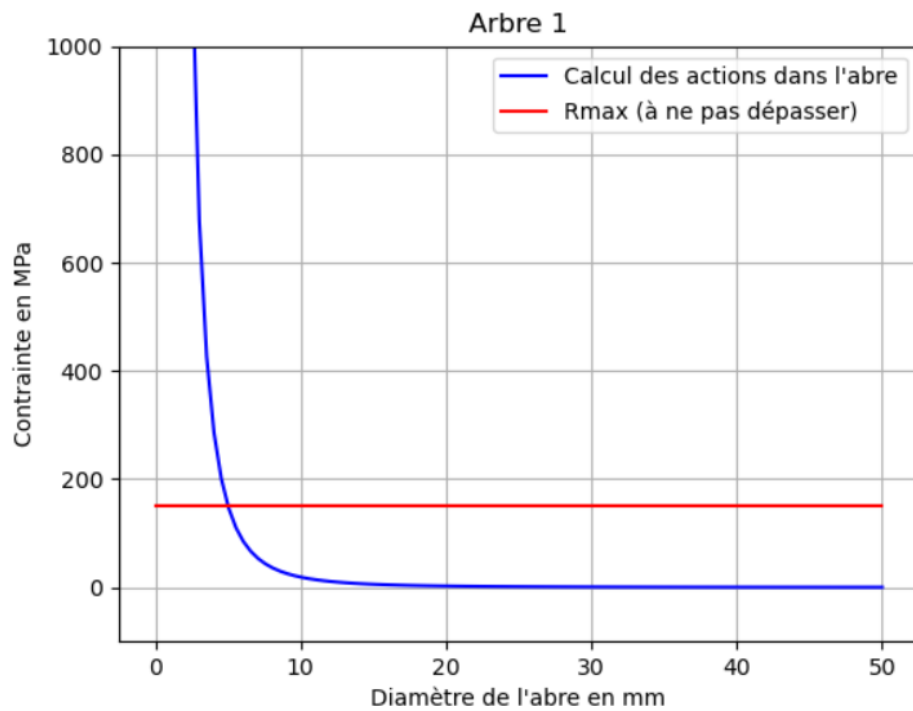
Avec :  $M_t = C$  (couple) et  $d$  le diamètre de l'arbre.

On obtient alors la condition sur les arbres :

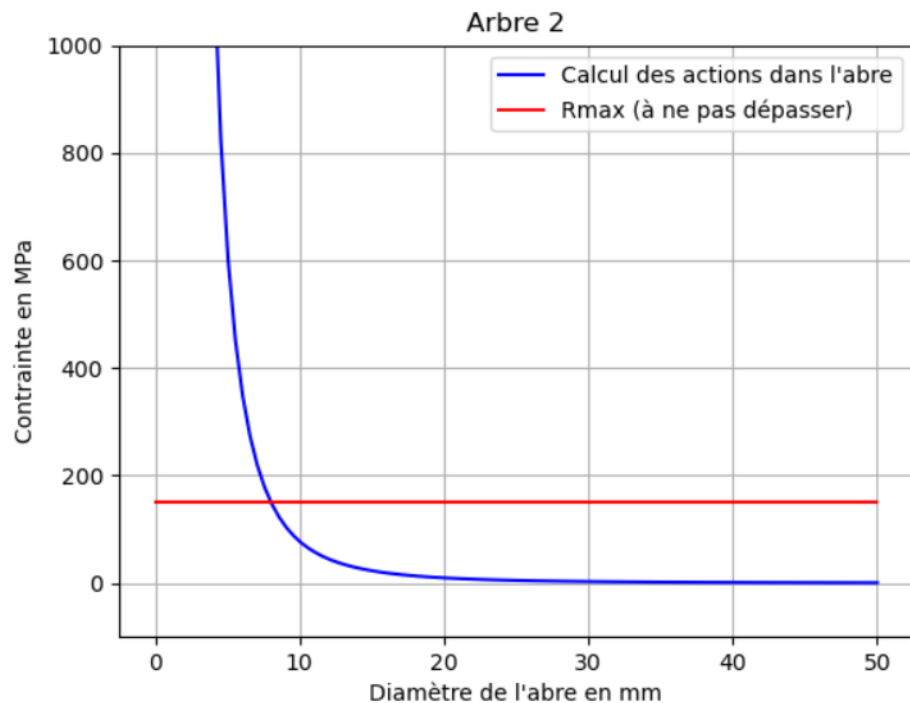
$$\tau_{max} = \frac{16M_t}{\pi d^3} \leq \frac{R_e}{2}$$

On peut tracer un graphique qui représente  $\tau_{max}$  en fonction de  $d$  avec une droite horizontale d'équation  $y = \frac{R_e}{2}$  pour représenter la valeur limite à ne pas dépasser

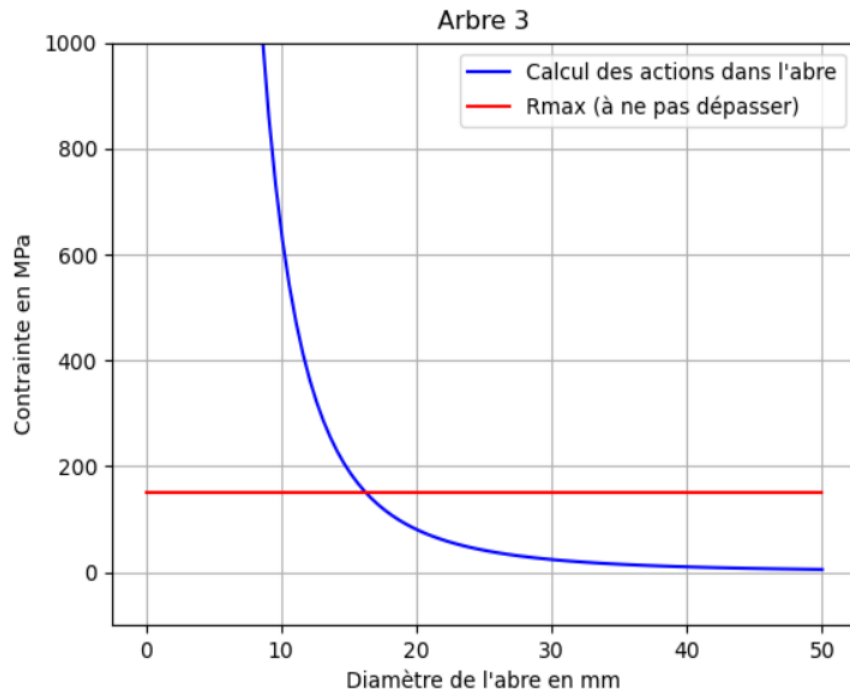
- Arbre 1 :  $M_t = 3,13 \text{ N.m}$



- Arbre 2 :  $M_t = 13,9 \text{ N.m}$



- Arbre 3 :  $M_t = 102 \text{ N.m}$



On prend le même diamètre pour les trois arbres,  $D = 20\text{mm}$ . Car ça nous permet d'avoir une longueur d'implantation importante pour les clavettes et d'homogénéiser les diamètres et donc potentiellement faire des économies sur la fabrication en réutilisant certains mêmes outils pour les 3 arbres pour obtenir les 3 mêmes diamètres.

### c) Efforts dans les dentures et les roulements

Notre système compte deux contacts ; un premier entre les roues dentées de l'engrenage à denture droite et un second entre celles de l'engrenage à denture hélicoïdale.





- Pour l'engrenage à denture hélicoïdale :

L'action de contact de la roue 4 sur la roue 3 comprend trois composantes :

- Tangentielle
- Radiale
- Axiale en plus due à l'inclinaison des dents ( $\beta$ )

$$F_{3/4} = \frac{C_I}{r_3} = \frac{14.93}{12,34e-3} = 1071,4N \text{ avec } r_3 = \frac{mz}{2*\cos(\beta)}$$

avec  $\beta$  l'angle de l'hélice égal à  $15,7^\circ$

Nous prenons le rayon de la roue menante 3 qui transmet le couple, avec  $C_i$  le couple intermédiaire, en sortie du premier engrenage.

$$C_i = C_m * \left(\frac{Z_2}{Z_1}\right) * \eta_1 * \eta_2 = 13,22 N$$

Avec  $\eta_1$  le rendement du premier engrenage et  $\eta_2$  le rendement de la première liaison pivot. Les composantes tangentielle et radiale de l'effort exercé par cet engrenage nous seront utiles pour le choix des roulements :

$$F_t = F_{3/4} * \cos(\alpha) = 1071,5 * \cos(20^\circ) = 1006,79N$$

$$F_a = F_t * \tan(15,7^\circ) = 282,99N$$

$$F_r = F_{3/4} * \frac{\tan(\alpha)}{\cos(\beta)} = 405,07N$$

$$F = \frac{F_t}{\cos(\alpha) * \cos(\beta)} = 1112,93N$$

#### d) Calculs des durées de vie (ensemble et roulements)

Dans cette troisième partie, nous nous sommes attardés sur les calculs des durées de vie des roulements, afin de respecter la durée minimale de 5000 heures donnée dans le diagramme FAST.

On décide de tester les roulements à bille à contact radial de diamètre intérieur  $d = 20mm$ , diamètre extérieur  $D = 32mm$ , de largeur  $B = 7mm$  et d'une charge dynamique  $C = 4000 N$ .

- Premier roulement avant l'engrenage à denture droite (en haut à gauche) :

$$Fa = 0N \text{ cela donne donc } P = Fr = 66,604N$$

$$L_{10} = \left(\frac{c}{p}\right)^n = 216\,610,267 \text{ millions de tours, avec } n = 3 \text{ pour les roulements à billes.}$$

Cela nous donne en nombre d'heures :

$$L_{10H} = L_{10} * \left(\frac{10^6}{60*N}\right) = 2\,560\,405,047 \text{ heures, avec } N = 1410 \text{ tr/mn, vitesse de rotation en sortie du moteur.}$$

Les roulements du haut sont posés en porte-à-faux, la charge s'exerce en bout d'arbre. Nous calculons à présent la durée de vie équivalente des roulements présents **sur l'arbre d'entrée**, c'est-à-dire en prenant en compte deux roulements identiques à celui choisi ci-dessus.

$$L_{E10,A} = \left(2 * \left(\frac{1}{L_{2,10}}\right)^e\right)^{-\frac{1}{e}} = 1\,612\,954,107 \text{ h.}$$

- Deuxième paire de roulement après l'engrenage à denture droite (en bas à gauche) :

$Fa$ , la force axiale est toujours nulle dans le cas d'engrenage à denture droite.

$$P = Fr = 66,604N$$

$$L_{10} = \left(\frac{c}{p}\right)^n = \left(\frac{4000}{66,604}\right)^3 = 216\,610,267 \text{ millions de tours}$$

Ce nombre de tour équivaut à une durée de :

$$L_{10H} = L_{10H} * \left(\frac{10^6}{60*N}\right) = 1\,0542\,844,31 \text{ heures}$$

Dans ce cas, la vitesse de rotation en entrée  $N$  est de  $342,429 \text{ tr/mn}$ .

- Premiers roulements avant l'engrenage à denture hélicoïdale (en bas à droite) :

Nous avons choisi de monter les roulements sur le deuxième arbre en chappe, l'effort sur l'arbre s'applique donc au milieu de celui-ci. Un roulement sera donc placé à chaque bout de l'arbre.

Les dentures étant hélicoïdales, nous avons bien un effort axial.

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{282,996}{405,072} = 0,699$$

$$\frac{Fa}{C_0} = 2470 \text{ pour cette valeur nous avons } e = 0,3$$

Or,  $\frac{Fa}{Fr} > e$ , ce qui implique que  $P = 0.56 * Fr + Y * Fa = 634,36N$  avec  $Y = 1.44$

$$L_{10} = \left(\frac{c}{p}\right)^n = 216\,610,27 \text{ millions de tours}$$

La durée de vie de ce roulement en heure est de :

$$L_{10H} = L_{10} * \left(\frac{10^6}{60 * N}\right) = 12\,202,851 \text{ heures, avec une vitesse de rotation de l'arbre intermédiaire valant } 342,429 \text{ tr/min.}$$

Calculons la durée de vie équivalente des deux roulements posés en chappe sur l'arbre intermédiaire est de :

$$L_{E10,B} = \left( \left( \frac{1}{L_{1.10}} \right)^e + \left( \frac{1}{L_{2.10}} \right)^e \right)^{-\frac{1}{e}} = 12\,202,211 \text{ heures}$$

- Roulements après l'engrenage à denture hélicoïdale (en haut à droite) :

*Remarque : on ne prend pas en compte le poids du système ni de la charge à soulever car il y a d'autres roulements entre l'arbre de sortie et le bâti du pont roulant qui assure déjà cette fonction.*

Pour finir, nous montons deux roulements à billes en porte-à-faux au niveau de l'arbre de sortie. La force radiale étant toujours celle engendrée par l'engrenage à denture hélicoïdale et le diamètre du deuxième et troisième arbre étant égaux, les valeurs de  $C_0, e, Y, L_{10H}$  sont les mêmes qu'au niveau du roulement précédent (avant l'engrenage à denture hélicoïdale).

$$Fr = 405,07 \text{ N}$$

$$P = Fr$$

$$C = 4000N$$

$$L_{10} = \left(\frac{c}{p}\right)^n = 250,7163 \text{ millions de tours}$$

Cependant cette durée de vie en heure change car la vitesse de rotation de l'arbre de sortie est inférieure à celle du second arbre.

Ce qui nous donne en heures :

$$L_{10H} = L_{10} * \left( \frac{10^6}{60 * N} \right) = 101\,690,43 \text{ heures avec } N = 41,091 \text{ tr/min}$$

Les roulements du haut étant posés en porte-à-faux, la durée de vie équivalente sur les roulements présents sur l'arbre de sortie vaut :

$$L_{E10,C} = \left( 2 * \left( \frac{1}{L_{2.10}} \right)^e \right)^{-\frac{1}{e}} = 64\,060,957 \text{ heures.}$$

Pour la durée de vie de l'ensemble on retient que la plus petite valeur de durée de vie calculé soit  $L_{E10,B} = 12\,202,211$  heures, supérieur au minimum de 5000 heures imposé par le diagramme FAST.

### e) Dimensionnement des clavettes

Nous avons choisi de prendre des arbres de 20mm de diamètre. D'après la table normalisée des clavettes, nous notons une largeur de clavette (b) de 6 mm.

Par ailleurs nous décidons de prendre la *pression admissible* dans un cas de fonctionnement mauvais, glissant sous charge.

Le graphe ci-dessous nous donne la plage de valeur possible pour le choix de notre clavette.

La *longueur minimale* de la clavette est représentée :  $l > \frac{4}{D} * P_{adm} * b$

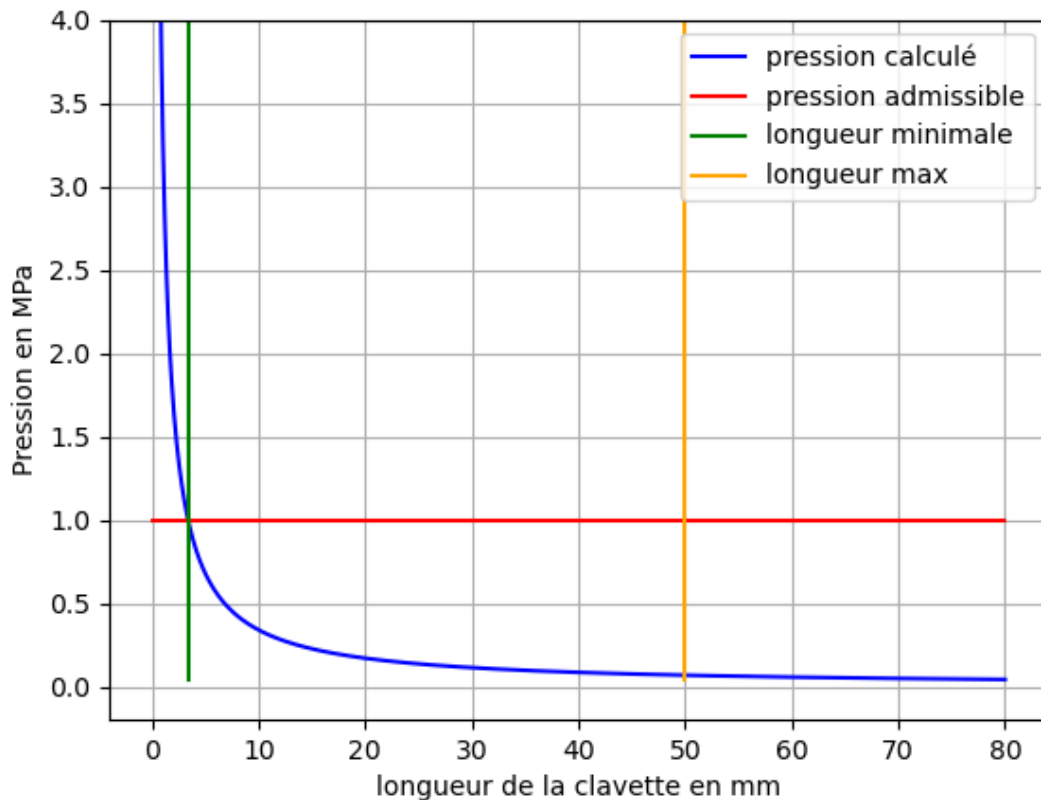
avec b et D respectivement la largeur et la longueur de la clavette.

La *longueur maximale* de la clavette a été calculée avec :  $l < 2.5 * D$

Pour l'usinage de la rainure on vérifie également le rapport de la longueur de la clavette sur sa largeur :  $\frac{l}{D} < 2.5$

Nous avons ainsi calculé avec Python la valeur de la *pression s'exerçant sur le flanc* de la clavette en faisant varier sa longueur  $l$  :

$$P = \frac{F}{L * \frac{b}{2}} < P_{adm}$$



D'après ce graphe nous concluons que pour dans notre cas la clavette, dont la largeur est de 6mm, peut avoir une longueur comprise entre 5 et 50mm.

De plus, on lit dans le tableau normalisé des clavettes, dans le cas d'un diamètre d'arbre compris entre 17 et 22 mm, que la longueur de la clavette doit être comprise entre 14 et 70mm. Ces valeurs restreignent davantage le dimensionnement.

$$14mm < l < 50mm$$

Par ailleurs, la largeur minimale des dents vaut 6.5mm pour notre engrenage à denture hélicoïdale, et 5mm dans le cas de l'engrenage à denture droite.

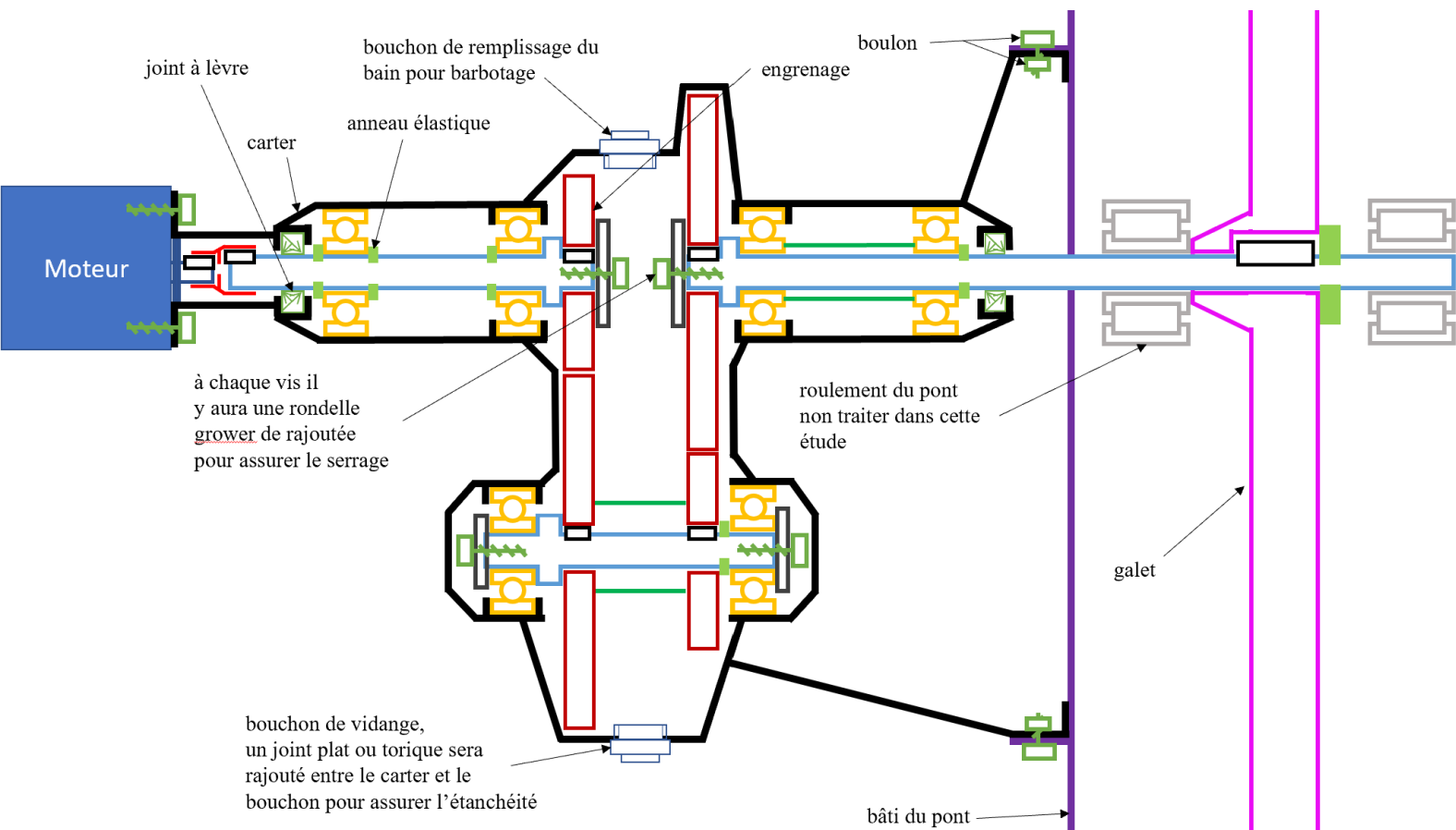
Enfin, d'un point de vue économique, nous choisirons des clavettes de **type B**, qui sont **rectangulaires**, c'est-à-dire plus faciles à usiner, de largeur 5mm.

Pour conclure, nous décidons donc de prendre des clavettes de **longueur 20mm** et des largeurs de denture d'engrenage de 20mm également.

### III) Montage du système :

Voici le schéma technologique du motoréducteur et son montage (disponible en version pdf en annexe) :

⚠ *Schéma pas dans les bonnes dimensions*



*Remarque :*

- La liaison entre le bâti et l'arbre de sortie n'est pas représenté et incluse dans l'étude
- Le carter sera moulé en deux pièces dans le plan de joint représenté si dessus donc il faudra rajouter un système de fixation par vis qui n'a pas été représenté, et faire un joint sur-mesure à placer à la jonction des deux parties du carter pour bien assurer son l'étanchéité.

### Réalisation des liaisons pivots :

Comme dit précédemment pour réaliser une liaison pivot par roulement il faut associer une liaison rotule avec liaison linéaire annulaire mais aussi avoir une longueur de guidage  $L$  qui respecte le rapport  $\frac{L}{D} \geq 1,5$  avec  $D$  le diamètre de l'arbre, les roulements devront être espacé d'au moins 30 mm.

Les roulements seront montés serrés sur l'arbre pour respecter la règle de non-laminage, l'arbre est tournant par rapport à la charge, la mise en position des roulements se fera donc sur l'arbre et le carter bloquera la translation d'un roulement sur 2.

*Remarque : l'arbre 1 n'a pas d'effort axial donc on peut abuser des anneaux élastiques pour mettre et maintenir en position les roulements.*

### Longueur minimales des arbres :

On prend pour notation :

- $L = 30\text{mm}$  minimum (longueur de guidage),
  - $b = 7\text{mm}$  (largeur joint à lèvre),
  - $B = 7\text{mm}$  (largeur roulement),
  - $e = 1\text{mm}$  (largeur anneau élastique),
  - $E = 3\text{ mm}$  (largeur épaulement),
  - $R = 20\text{mm}$  (largeur roue dentée),
  - $V = 5\text{mm}$  (estimation de la partie du montage vissé qui dépasse en bout d'arbre),
  - $C = 20\text{ mm}$  (longueur clavette).
- Arbre 1 :

$$l_{min} = 2 * B + L + e + E + b + R + C = 95\text{mm}$$

$$\text{Encombrement min} = l_{min} + V = 100\text{mm}$$



- Arbre 2 :

On ne prend pas en compte la longueur de guidage car elle sera respectée avec les deux roues dentées entre les roulements du au montage en chape.

$$l_{min} = 2 * B + e + E + 2 * R = 68mm$$

(10mm ont été rajouter arbitrairement pour l'espacement des 2 arbres)

$$Encombrement\ min = l_{min} + 2 * V = 78mm$$

- Arbre 3 :

Remarque : dans ce calcul on prend en compte seulement la partie dans le réducteur.

$$l_{min} = 2 * B + L + e + E + b + R = 75mm$$

$$Encombrement\ min = l_{min} + V = 80mm$$

## **Conclusion :**

Le but de cette étude était de concevoir un motoréducteur répondant le mieux aux exigences demandées.

- *Couple et vitesse exigé :*

Il nous était demandé d'avoir un couple de sortie  $C_u = 102 \text{ N.m}$  et une vitesse de translation du galet  $V = 52,4 \text{ m.min}^{-1} \pm 2\%$ .

En prenant le moteur LS 80L qui tourne à une vitesse de  $1410 \text{ tr.min}^{-1}$ , avec un couple de fonctionnement (environ 3,2 Nm) fonction en dessous de son couple nominal (3,7 N.m) et en prenant  $z_1 = 19$  dents,  $z_2 = 86$  dents,  $z_3 = 19$  dents,  $z_4 = 143$  dents.

On obtient un couple de sortie de 102 N.m et une vitesse de translation du galet de  $52,011 \text{ m.min}^{-1}$  (on est dans l'intervalle de tolérance).

- *Coaxialité entre l'arbre de sortie et d'entrée :*

On nous imposé une différence de hauteur inférieur à 0,2mm entre l'arbre de sortie et d'entrée.

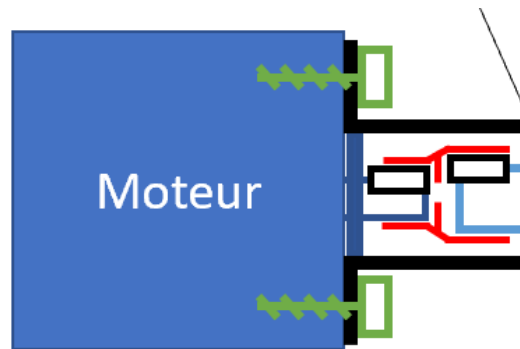
On a calculé précédemment qu'on avait bien une différence de  $0,17\text{mm} < 0,2 \text{ mm}$ .

- *Durée de vie minimale de 5000 heures :*

Il nous était demandé d'avoir une durée de vie du système de 5000 heures, on a calculé précédemment que l'on avait une durée de vie de 11564,897 heures  $> 5000$  heures

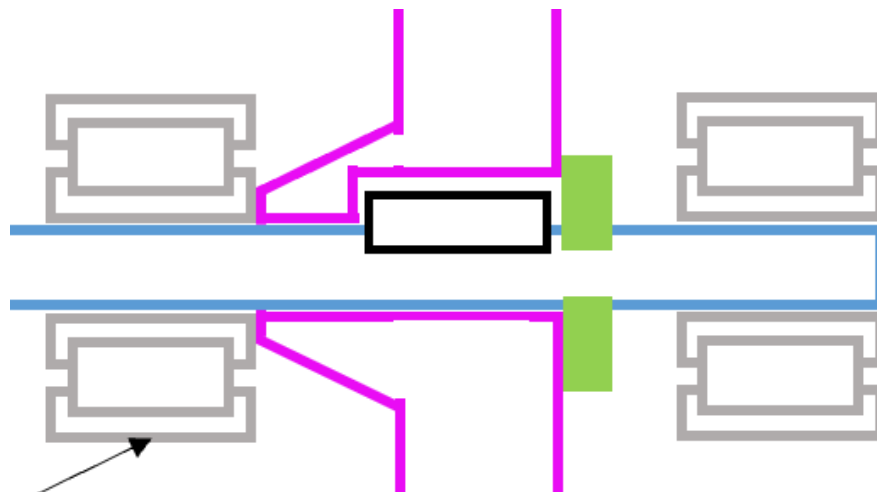
- *Liaison moteur arbre d'entrée (S1) :*

L'accouplement entre le moteur et l'arbre de sortie avec une transmission par obstacle, en utilisant la clavette conseillée par Leroy Sommer pour le moteur, en utilisant la clavette dimensionner précédemment pour l'arbre, et l'accouplement se fera par un accoupleur rigide (pièce en rouge).



- *Liaison encastrement du galet (S5) :*

On suppose que le (en rose) est fait de façon qu'il puisse prendre appuie sur la bague inférieure de son roulement (en gris). Comme il n'y a pas de force axiale dans le galet on peut bloquer sa translation par un anneau élastique (en vert).



- *Lubrification du système (S9) :*

Comme vue dans le schéma technologique précédent, on a bien mis un bouchon de vidange et de remplissage pour le barbotage et on a aussi assuré l'étanchéité du système par l'utilisation de plusieurs joints.

- *Encombrement (S10) :*

On nous impose que le réducteur ait des dimensions maximales de  $300mm \times 300mm \times 300mm$ . En reprenant les axes définis dans le schéma cinématique et en rajoutant l'axe  $\vec{z}$  pour la profondeur, on peut procéder au cas par cas, pour le calcul on ne prend en compte que ce qui encombre le plus sur une même ligne.

- *Encombrement sur  $\vec{x}$  :*

*Encombrement*

$$= \text{Encombrement min arbre 1} + \text{Encombrement min arbre 2} \\ + \text{accouplement moteur} + \text{fixation pont}$$

On peut majorer *accouplement moteur* et *fixation pont* à 30mm ce qui nous donne :

$$\text{Encombrement} = 250mm \text{ (10mm ont été rajouter arbitrairement pour l'espacement des 2 arbres)} < 300mm$$

- *Encombrement sur  $\vec{y}$  :*

On major l'épaisseur du carter à 5 mm.

*Encombrement engrenage + carter*

$$= 2 * \text{épaisseur carter} + \text{Diamètre roue 4} + \text{rayon roue 3} \\ + \text{rayon roue 2} \approx 294,05 \text{ mm} < 300mm$$

- Encombrement sur  $\vec{z}$ :

*diamètre maximal des roues dentées  $\approx 185,7\text{mm}$*

*< Diamètre système de fixation du carter = 250mm*

Donc *Encombrement = 250mm < 300mm*