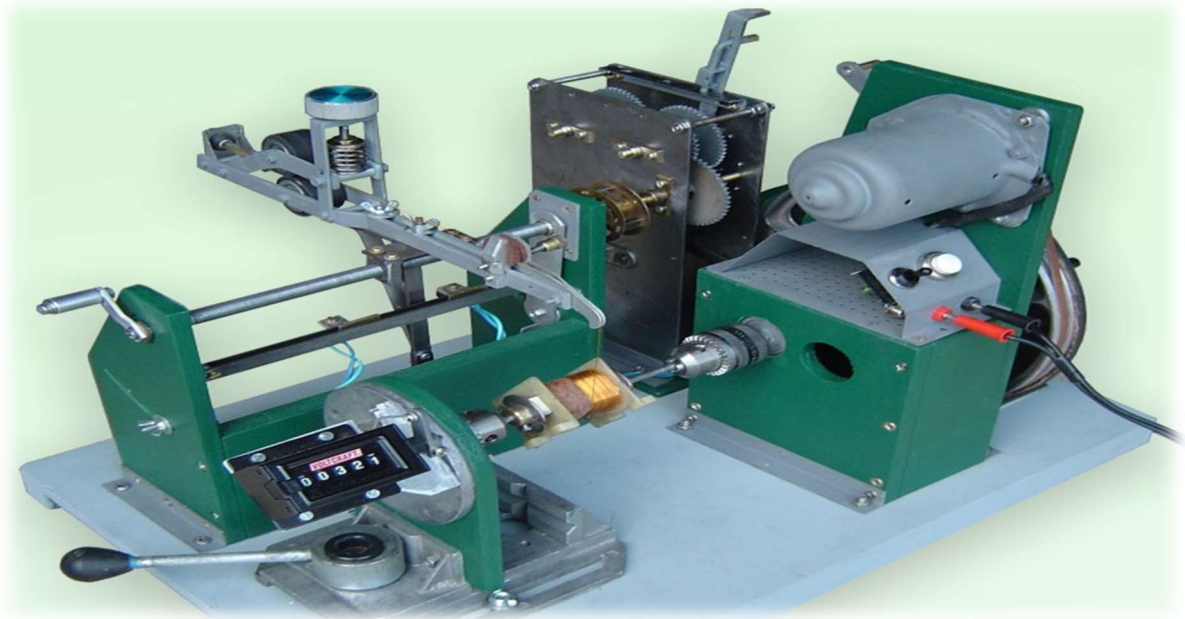




جامعة مولاي إسماعيل  
UNIVERSITÉ MOULAY ISMAÏL



المدرسة الوطنية العليا للفنون و المهن  
ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE D'ARTS ET MÉTIERS



## Projet de bureau d'études II : **Machine à bobiner les câbles électriques**

Réalisé par :

- HILAL ZITOUNI
- CHALI MALAMA
- TAMINI Osmi Nayolsé Abel

Encadré par :

*Mr. KHALLOUKI*

Année universitaire : 2023/2024

## *Remerciement :*

Le développement industriel moderne repose sur l'ingéniosité et l'efficacité des systèmes mécaniques qui sous-tendent une vaste gamme d'applications. Dans ce contexte, notre projet de bureau d'études se focalise sur la conception d'une machine à bobiner les câbles électriques, un dispositif fondamental dans la production et la gestion des câbles électriques.

L'objectif principal de ce rapport est de présenter notre démarche de conception, du concept initial à la modélisation détaillée en passant par les choix techniques et les calculs de dimensionnement. Nous mettrons en lumière les défis spécifiques rencontrés lors de ce processus de conception, ainsi que les solutions innovantes que nous avons développées pour les surmonter.

Au terme de ce projet de bureau d'études, nous tenons à exprimer notre plus profonde gratitude à **Mr. Khallouki** pour sa précieuse guidance, son soutien indéfectible et son expertise inestimable tout au long de cette aventure. Sa disponibilité, sa patience et son dévouement ont été des piliers essentiels dans la réalisation de ce travail.

## Table des matières

<b>I -Recherche bibliographique :</b>	4
1- Bobinage :	4
2-Types de bobinages des câbles électriques :	4
<b>II- L'analyse fonctionnelle du Système :</b>	5
1- Bête à corne :	5
2-Diagramme pieuvre :	5
3-Cahier de charge fonctionnel :	7
4-diagramme SADT :	7
5-Diagramme FAST :	8
.....	9
.....	9
6-le choix des solutions technologiques :	10
7- Schéma cinématique :	11
.....	11
<b>III-LE DIMENSIONNEMENT :</b>	12
1-dimensionnement de la longueur de câble :	12
2-calcul de <i>La vitesse angulaire, la vitesse de rotation</i> :	14
3-Calcul de la tension du câble :	14
4-le choix du moteur :	16
5-choix d'accouplement :	16
6-dimensionnement d'arbre moteur :	17
8-dimensionnement de l'arbre du contre pointe :	23
9-dimensionnement des engrenages :	24
8-dimensionnement des roulements :	28
10-dessin de engrenages en DAO (SolidWorks) :	33

## | -Recherche bibliographique :

### 1- Bobinage :



Le bobinage des fils électriques est le processus de fabrication de bobines ou enroulements de fils conducteurs autour d'un noyau ou d'une structure, souvent dans le but de créer des composants électromagnétiques tels que des transformateurs, des moteurs électriques, des bobines d'induction, etc. Les bobinages peuvent être réalisés manuellement ou automatiquement à l'aide de machines spécialisées.

### 2-Types de bobinages des câbles électriques :

**1. Bobinage en couche simple (ou simple couche) :** Les fils conducteurs sont enroulés en une seule couche autour du noyau sans chevauchement, ce qui permet une dissipation de chaleur efficace. Ce type de bobinage est souvent utilisé dans les transformateurs de puissance.

**2. Bobinage en couches multiples (ou couches superposées):** Les fils sont enroulés en plusieurs couches successives, ce qui permet d'augmenter le nombre de spires dans un espace limité. Cependant, cela peut entraîner des problèmes de dissipation de chaleur et d'isolation électrique.

**3. Bobinage toroïdal :** Les fils sont enroulés en forme de toroïde autour d'un noyau circulaire ou annulaire. Ce type de bobinage est souvent utilisé dans les transformateurs et les inducteurs en raison de ses propriétés magnétiques favorables et de son faible rayonnement électromagnétique.

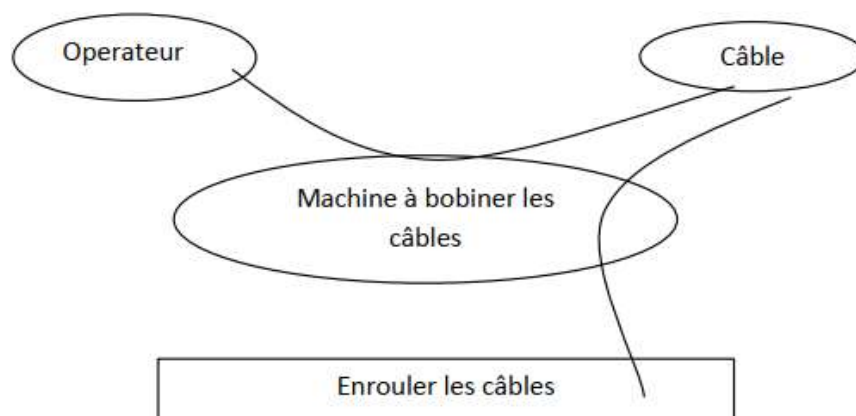
**4. Bobinage bifilaire :** Deux fils conducteurs sont enroulés en parallèle autour du noyau, généralement dans des directions opposées, pour annuler les champs magnétiques externes et réduire l'inductance parasite.

**5. Bobinage croisé :** Les fils sont enroulés en croisant les couches successives, ce qui améliore la résistance mécanique de la bobine et réduit les effets de capacitance parasite.

**6. Bobinage aléatoire :** Les fils sont enroulés de manière irrégulière ou aléatoire autour du noyau, souvent utilisé dans les inducteurs de radiofréquence pour réduire les pertes par courants de Foucault.

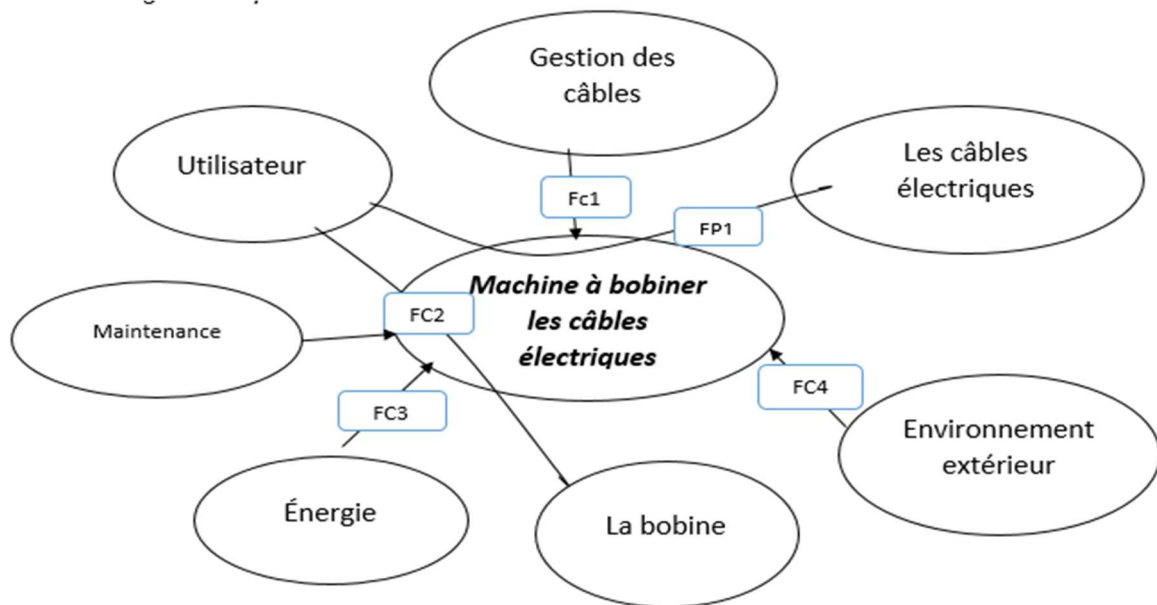
## II- *L'analyse fonctionnelle du Système :*

### 1- *Bête à corne :*



### 2-

### *Diagramme pieuvre :*

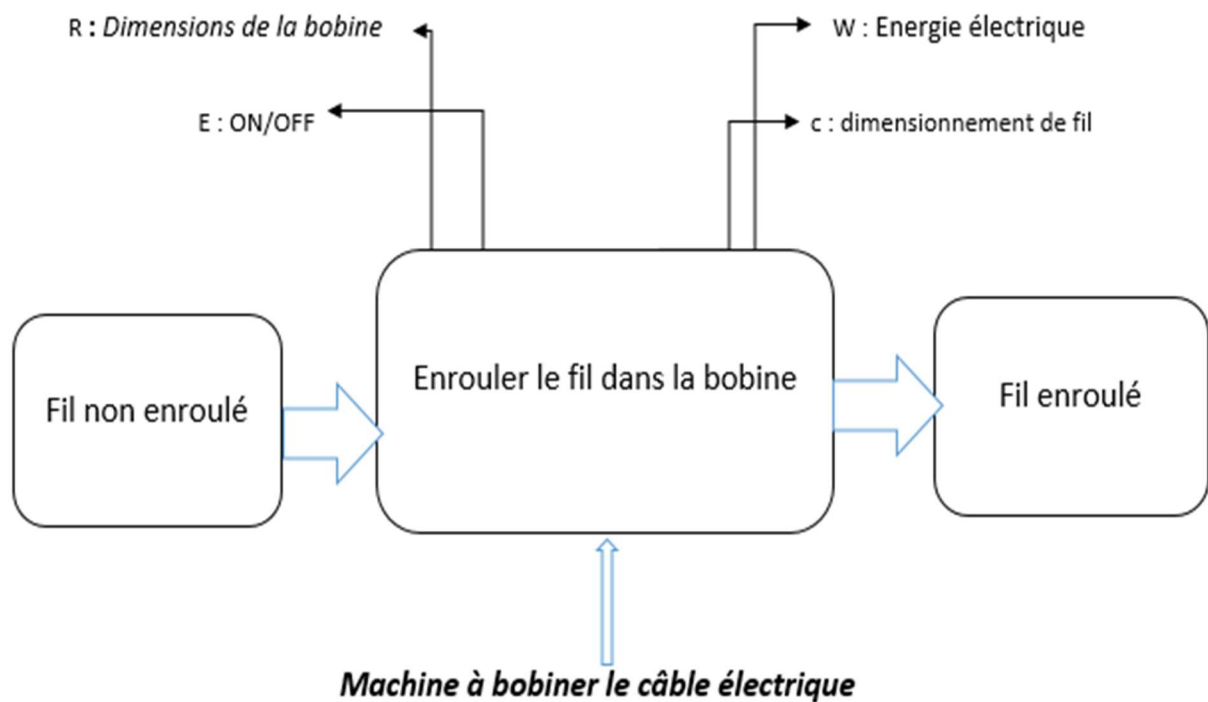


FONCTION	DESCRIPTION
FP1	Enrouler les câbles
FC1	Assurer la gestionnaires des câbles
FC2	Changer La bobine par l'utilisateur
FC3	Doit être alimenter en énergie électrique
FC4	Doit être adaptable avec le milieu extérieure
FC5	Doit être un système facile à maintenir

### 3-Cahier de charge fonctionnel :

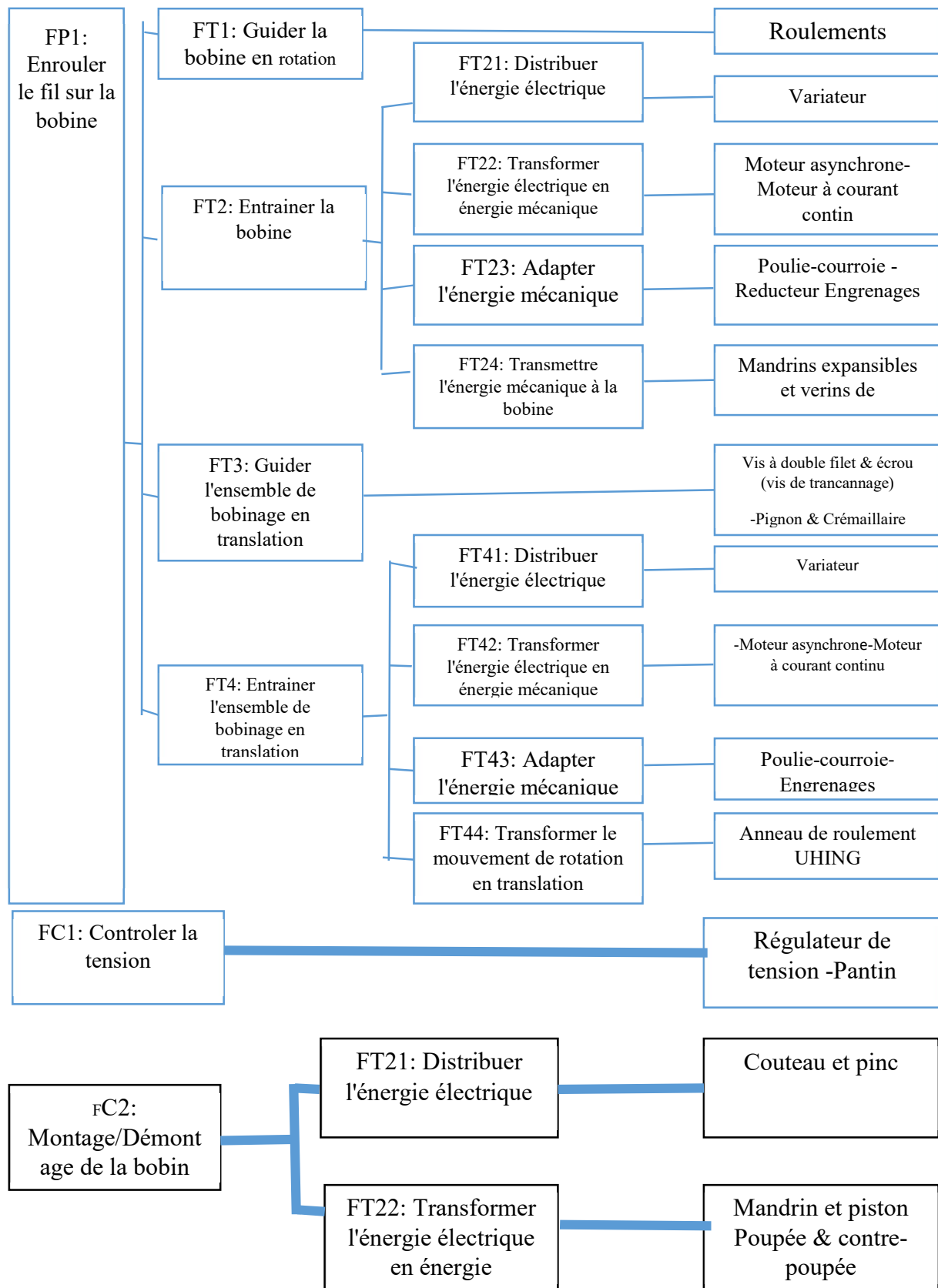
Fonction	Critère d'appréciation	Niveaux	Flexibilité
FP1 : Enrouler les câbles	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Vitesse de rotation</li> <li>➤ Vitesse de translation</li> </ul>	-Max :290.25 tr /min -2400 m/min	F1
FC2: La bobine doit être changer par l'utilisateur	Changement des bobines	Dext de la bobine : 630 mm Largeur extérieur de la bobine :460mm	F0
FC1 : Assurer la gestionnaires des câbles	gestionnaire des très longues câbles	Jusqu'à 25 km	F0
FC3 : Doit être alimenter en énergie électrique	Alimenter en triphasé	Fréquence :50Hz	F0

### 4-diagramme SADT :



5-Diagramme FAST :

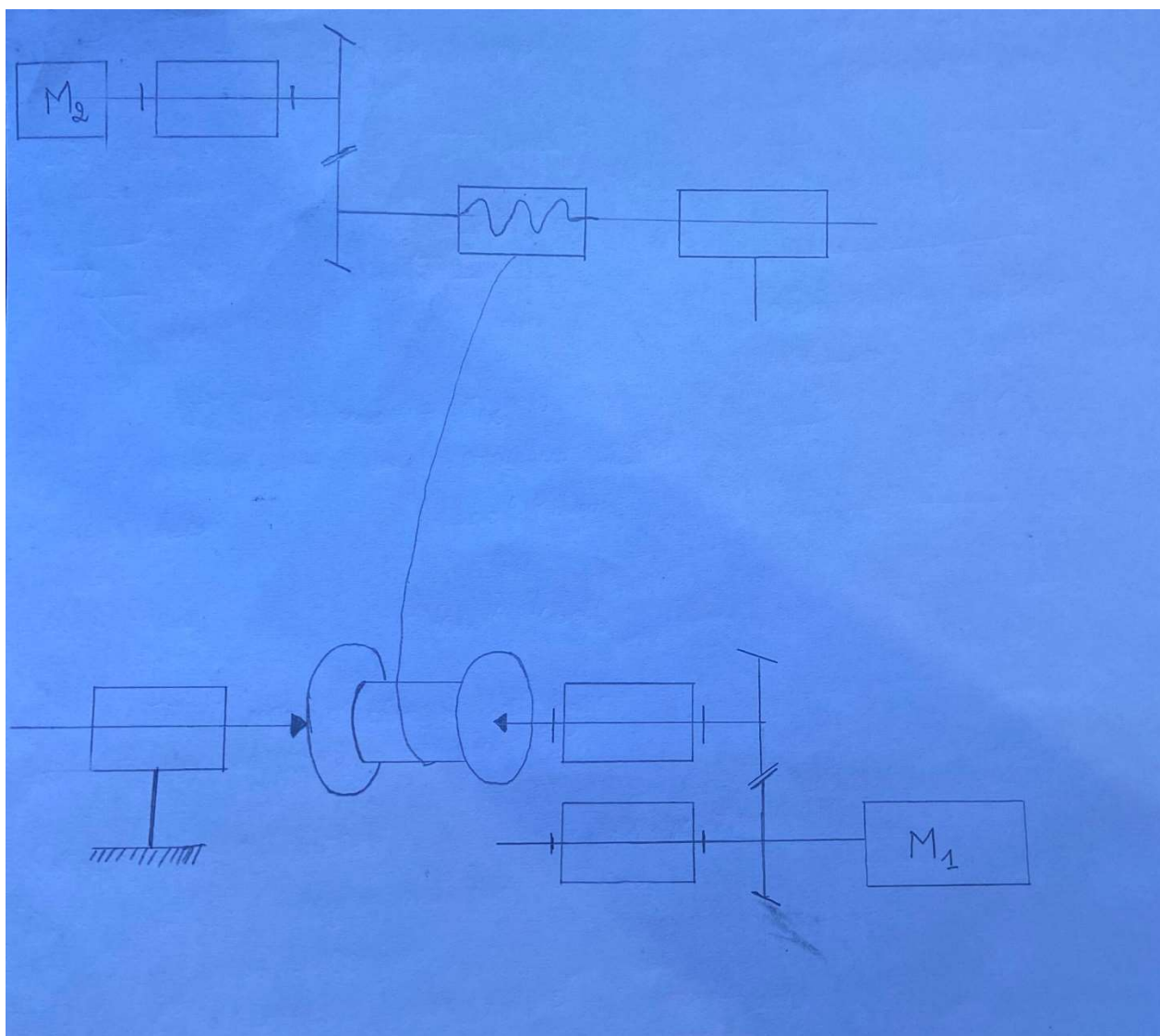




## 6-le choix des solutions technologiques :

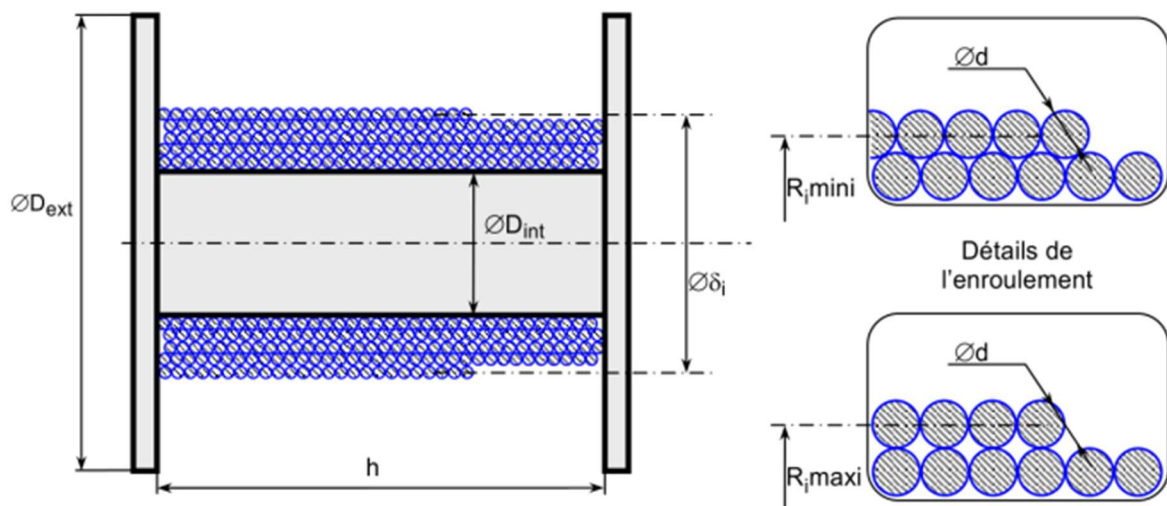
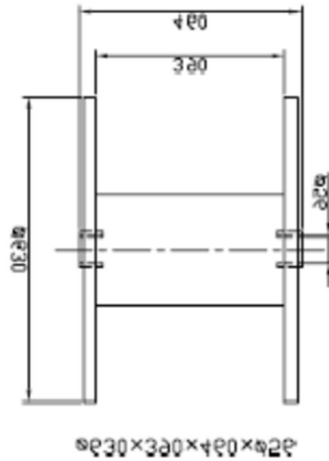
	Fonction			Solution Choisie	Commentaires
FP	FT1	FT11	FT113	Roulements	Tout le système est basé sur le bon fonctionnement de rotation alors avec optimisation entre performances et cout c'est la meilleur solution
			FT115	Multiplicateur	Imposé par le cahier de charge
	FT2 + FT3	FT21	FT214	Glissière	Le système doit soutenir des charges très importante ce qui nous laisse les 2 choix : Vis écrou/Q glissière mais car on ne cherche pas des vitesse importantes et en cherchant des couts optimale on peut tolérer la glissière
FC1				Table de commandes	Les deux solutions vont donner le même fonctionnement alors on optimisant le cout on doit choisir cette solution
FC3	FT31			Vis	
				Boulons Rigides	L'assemblage peut s'effectuer en introduisant toutes ces solutions
	FT42			Joint d'amortissement	On peut introduire les deux solutions à fin de minimiser le bruit pour une norme à la vigueur
				Lubrification	

## 7- Schéma cinématique :



### III-LE DIMENSIONNEMENT :

#### 1-dimensionnement de la longueur de câble :



- **Nombre des spires dans chaque nappe :**

$$n_1 = E \left( \frac{L}{d} - 1 \right) = E \left( \frac{390}{3} - 1 \right) = 129$$

- **Nombre maximal des nappes :**

$$n_2 = E \left( \frac{H}{d} \right) = E \left( \frac{630 - 250}{2 \times 3} \right) = 63$$

- **La longueur du fil dans la nième nappe :**

$$L_n = n_1 \times \pi D = n_1 \times \pi(250 - 3 + 2 \times 3 \times n) \\ = 129\pi(247 + 6n)$$

➤ **La longueur totale du fil :**

$$L_t = \sum_{i=1}^{n_2} L_i = \sum_{i=1}^{63} 129\pi(247 + 6i) = 63 \times 129\pi \times 247 + 129\pi \times 6 \sum_{i=1}^{63} i = 11,209 \text{ Km}$$

Donc la longueur totale de câble est : 11,209 km

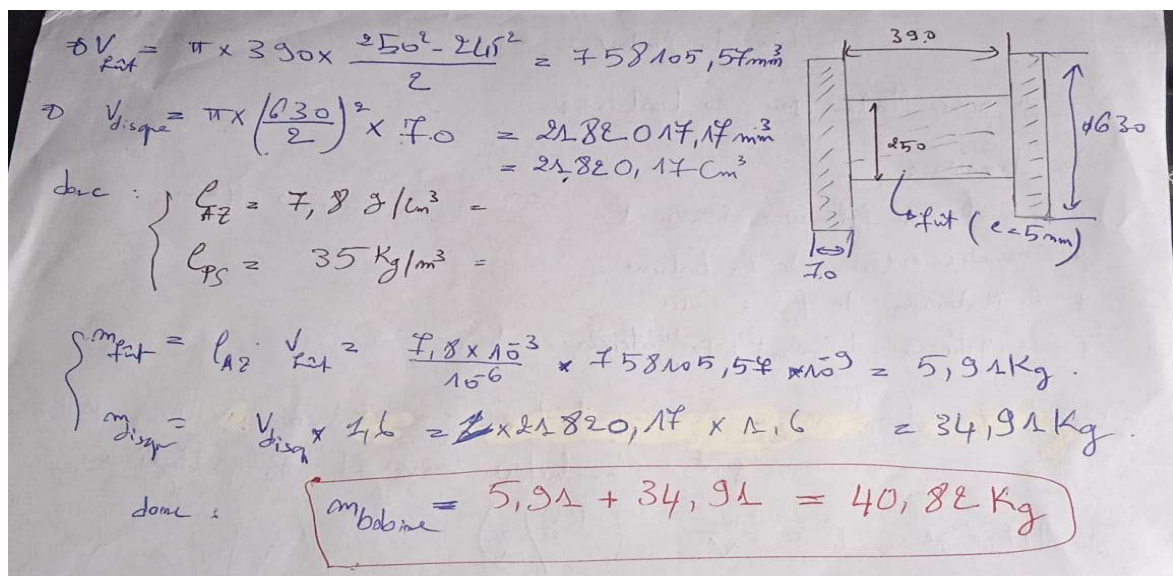
➤ **Les volumes du cuivre et du polystyrène sont :**

$$\begin{cases} V_{\text{cuivre}} = L_t \pi \frac{1,5^2}{4} = 19807,93 \text{ cm}^3 \\ V_{\text{polystyrène}} = L_t \pi \frac{3^2 - 1,5^2}{4} = 59423,81 \text{ cm}^3 \end{cases}$$

➤ **La masse du fil :**

$$M_f = V_{\text{cui}} \rho_{\text{cui}} + V_{\text{poly}} \rho_{\text{poly}} = 239,874 \text{ Kg}$$

➤ **Calcul de la masse de la bobine :**



Handwritten calculations and diagram for bobbin mass calculation:

$$V_{\text{fil}} = \pi \times 390 \times \frac{350^2 - 250^2}{2} = 758105,5 \text{ mm}^3$$

$$V_{\text{disque}} = \pi \times \left(\frac{630}{2}\right)^2 \times 170 = 2182017,17 \text{ mm}^3 = 21820,17 \text{ cm}^3$$

Donc :

$$\begin{cases} \rho_{\text{fil}} = 7,8 \text{ g/cm}^3 = \\ \rho_{\text{PS}} = 35 \text{ Kg/m}^3 = \end{cases}$$

Diagram of a cable cross-section showing dimensions: outer diameter 390, inner diameter 250, and a central core of 170. The cable is labeled "fil (e=5mm)".

Calculations for mass:

$$m_{\text{fil}} = \rho_{\text{fil}} \times V_{\text{fil}} = \frac{7,8 \times 10^3}{10^6} \times 758105,5 \times 10^9 = 5,91 \text{ Kg}$$

$$m_{\text{disque}} = \rho_{\text{disque}} \times V_{\text{disque}} = 1,6 \times 21820,17 \times 1,6 = 34,91 \text{ Kg}$$

Donc :

$$m_{\text{bobine}} = 5,91 + 34,91 = 40,82 \text{ Kg}$$

## 2-calcul de *La vitesse angulaire, la vitesse de rotation* :

Dans le cahier charge on a la cadence moyenne : **15 bobines/jour avec 8h de travail/jour.**

Alors une bobine va prend : 32 minutes

Donc :  $N=129 \times 72 \text{ tr/min}$

➤ La vitesse de rotation :  **$N=290.25 \text{ tr/min}$**

➤ La vitesse angulaire :  **$30,39 \text{ rad/s}$**

Handwritten calculations on a piece of paper:

$$N = 129 \times 72 \text{ tr/32 min}$$
$$N = 290,25 \text{ tr/min}$$
$$\Rightarrow \omega = \frac{2\pi \cdot N}{60} = 30,39 \text{ rad/s}$$

## 3-Calcul de la tension du câble :

$$F = \min(F_1, F_2)$$

$F_1$  : l'effort maximal appliqué sur la partie du cuivre du câble

$F_2$  : l'effort maximal appliqué sur la partie du polyéthylène du câble

on  $\sigma = F/s$  avec  $s$  : la section

$\sigma_{max} = Re/k$  avec  $k$  : le coefficient de sécurité

Donc :

$$F_1 = \frac{Re_1 \cdot s}{k}; \text{ et } F_2 = \frac{Re_2 \cdot s}{k};$$

$Re_1$  : la limite élastique de cuivre qui vaut 40MPa

$Re_2$  : la limite élastique du polyéthylène qui vaut 25MPa



Calcul de sections :

$$S_1 = \frac{\pi}{4} * D_1^2 \text{ et } S_1 = \frac{\pi}{4} * (D_2^2 - D_1^2) ;$$

Prenons :  $K=1.25$  on trouve après un AN :  $F_1= 56,54 \text{ N}$

$$F_2=106.02 \text{ N}$$

Ce qui donne la tension du fil est :  **$F=56.54 \text{ N}$**

➤ Calcul du couple :

On a :  $C_r = c \text{ (statique)} + C \text{ (dynamique)}$

Avec :  $C_s = R_{\max} * F = 0.315 * 56.54 = 17.81 \text{ N.m}$

Et  $C_d = 8 \text{ N.m}$

Handwritten calculations on a piece of paper:

⇒ La vitesse linéaire est :  $2400 \text{ m/min}$

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_1 = \frac{V}{R_{\max}} = \frac{2400}{60 \times 0.315} = 126.98 \text{ rad/s} \\ \omega_2 = \frac{V}{R_{\min}} = \frac{2400}{60 \times 0.125} = 320 \text{ rad/s} \end{array} \right.$$

or :  $V = \frac{L}{\Delta t} = 2400 \text{ m/min} \Rightarrow \Delta t = 282.275 \text{ s}$

Donc :  $C_d = J \times \frac{\Delta \omega}{\Delta t} = J \times \frac{\omega_2 - \omega_1}{\Delta t} = 11.63 \times \frac{320 - 126.98}{282.275}$

**$C_d = 8 \text{ N.m}$**

avec :  $J_0 = \frac{1}{2} M \cdot R_e^2 = 11.63 \text{ Kg.m}^2$

Donc :  **$C_r=25.81 \text{ N.m}$**

#### 4-le choix du moteur :

i) calcul de puissance :  $P = V \cdot F$

$$V_{int} = R_{int} \cdot \omega = 3,79 \text{ m/s}$$

$$V_{ext} = R_{ext} \cdot \omega = 9,57 \text{ m/s}$$

$$P = 541,08 \text{ W}$$

Or :  $P = C \cdot \omega$  donc  $C = P / \omega$  ( $\omega$  : vitesse angulaire en rad/s)

$$C = 17,80 \text{ N.m}$$

Hypothese : on prend le rendement :  $\eta = 0.9$

$$\text{Donc : } P = 601.20 \text{ W}$$

$$\text{Et le couple : } C = 19.78 \text{ N.m}$$

Le choix de moteur d'après le catalogue est : BA90LB8\* 8 Pôles avec :  
 $P = 0.65 \text{ KW}$ ,  $N = 690 \text{ tr/min}$ ,  $\cos(\phi) = 2.70$

8 pôles - 750 tr/min															
BA 71 A8	0,08	660	0,60	0,53	42,9	1,16	2,0	2,0	90	110	30000	7,20	14	43	10,0
BA 71 B8	0,11	660	0,80	0,55	43,7	1,59	2,0	2,0	90	110	30000	8,10	14	43	10,5
BA 80 A8	0,18	675	0,95	0,59	50,3	2,55	2,0	2,2	140	150	30000	23,40	18	45	14,5
BA 80 B8	0,25	675	1,25	0,62	52,1	3,54	2,0	2,2	140	150	30000	27,21	18	45	15,5
BA 90 SA8	0,37	680	1,50	0,60	60,6	5,20	2,1	2,9	300	150	20000	35,93	38	46	20,0
BA 90 LA8	0,55	690	2,20	0,56	61,4	7,61	2,1	2,8	300	150	17000	46,08	38	46	22,5
BA 90 LB8*	0,65	690	2,70	0,56	64,9	9,00	2,1	2,8	300	150	14000	53,00	38	46	24,0
BA 100 LA8	0,75	700	2,75	0,58	68,1	10,23	2,1	3,0	300	150	14000	87,40	50	49	33,0
BA 100 LB8	1,1	700	4,1	0,59	70,2	15,01	2,5	4,0	300	150	9400	99,19	50	49	35,0
BA 112 MB8	1,5	705	4,9	0,60	73,6	20,32	2,0	4,5	280	470	7200	168,3	80	52	45
BA 132 SB8	2,2	700	5,2	0,75	80,8	30,01	2,1	4,7	580	680	2100	325,0	150	55	73
BA 132 MB8	3,0	700	7,1	0,75	80,8	40,93	2,1	4,7	580	680	2100	413,0	150	55	80
BA 160 MA8	4,0	725	9,6	0,72	83,1	52,69	2,3	6,5	1390	860	1800	1030,0	190	58	156

#### 5-choix d'accouplement :

On a le diamètre d'arbre moteur est : 20 mm

Le couple nominal : 20 N .m

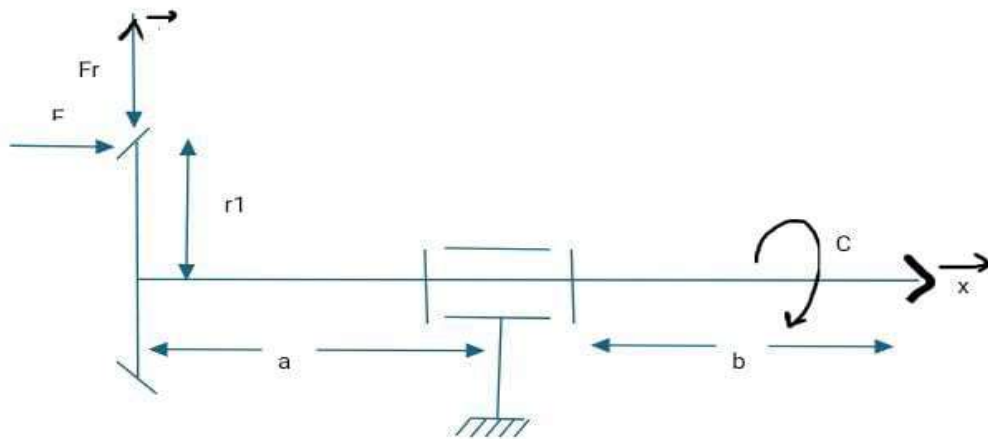
La vitesse de rotation : 290.25 N.m



	▼	▼	▼	▼	▼	▼	▼	▼			
Référence	Matériau du corps de base	C (DIN 912-12.9)	Couple de serrage des vis Nm	D1	D4	L	R	Couple nominal Nm	CAO	Acc.	Prix
K2065.1080	acier	M3x8	2,1	8	24	35	26,8	50			38,98 €
K2065.1100	acier	M4x12	4,6	10	29	45	32,7	70			42,38 €
K2065.1120	acier	M4x12	4,6	12	29	45	32,7	70			42,38 €
K2065.1140	acier	M5x16	9,5	14	34	50	39,4	190			47,93 €
K2065.1150	acier	M5x16	9,5	15	34	50	39,4	190			47,93 €
K2065.1160	acier	M5x16	9,5	16	34	50	39,4	190			47,93 €
K2065.1190	acier	M6x18	16	19	42	65	48,2	300			56,53 €
K2065.1200	acier	M6x18	16	20	42	65	48,2	350			56,53 €
K2065.1250	acier	M6x18	16	25	45	75	50,8	390			62,31 €
K2065.1300	acier	M6x18	16	30	54	83	58,6	475			85,52 €
K2065.1350	acier	M8x25	39	35	67	95	74,1	1100			110,87 €
K2065.1400	acier	M8x25	39	40	77	108	83,4	1325			145,79 €
K2065.1500	acier	M10x25	77	50	85	124	93,2	2250			170,59 €

## 6-dimensionnement d'arbre moteur :

- Modélisation des efforts :



Hypothèse :

- On néglige les efforts normaux et tranchants devant les moments fléchissant et le moment de la torsion.
  - Le choix de matériel pour l'arbre est l'acier avec la limite d'élasticité vaut 250 MPA.
  - Le coefficient de sécurité est fixe a  $s=1.5$
  - On va utiliser le critère de Von-mises pour déterminer le diamètre de l'arbre.
  - On va utiliser les engrenages hélicoïdaux avec  $F_a = -348.91 \text{ N}$ ,  $F_r = 404 \text{ N}$ ,  $F_r = 1110 \text{ N}$ , et le diamètre extérieur  $= 35.64 \text{ mm}$  et alors le rayon extérieur  $r_1 = 17.82 \text{ mm}$
- ii) torseurs de cohésion :

On isole l'arbre et on cherche le torseur de cohésion::

NB : a= 100mm et b=50 mm

i) Zone 1 :  $0 \leq x \leq a$

$$\left[ \begin{array}{c|c} - & -r1.Ft \\ \hline -Fr & -x.Ft \\ -Ft & Fr.x + \end{array} \right]$$

La fleche est maximale quand  $x = a$ .

$$\text{Von mises} \Rightarrow \sigma(e, q) = \sqrt{(\sigma^2 + 3\tau^2)} \leq \frac{\sigma_e}{s}$$

$$\sigma = \frac{Mf}{I_{gz}} \cdot r \quad \text{et} \quad \tau = \frac{Mt}{I_g} \cdot r$$

$$Mf = \sqrt{(x \cdot Ft)^2 + (Fr \cdot x + Fa \cdot r)^2} \quad \text{A.N} \Rightarrow \underline{Mf = 120391.85 \text{ Nmm}}$$

$$Mt = r1 \cdot Ft \quad \text{A.N} \Rightarrow \underline{Mt = 19780.2 \text{ Nmm}}$$

$$I_{gz} = \frac{\pi \cdot r^4}{4}$$

$$I_g = \frac{\pi \cdot r^4}{2}$$

$$\text{Donc } r \geq \sqrt[6]{\left(\frac{2s}{\pi \cdot \sigma_e}\right) \cdot (4Mf^2 + 3Mt^2)}$$

$$\text{A.N} \quad \underline{r(\min) = 24.67 \text{ mm}}$$

ii) Zone 2 :  $a \leq x \leq (b + a)$

$$\left\{ \begin{array}{c|c} 0 & C \\ \hline 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}$$

Von mises  $\Rightarrow \sigma(e, q) = \sqrt{(\sigma^2 + 3\tau^2)} \leq \frac{\sigma_e}{s} \quad \sigma = 0 \quad \text{et} \quad \tau = \frac{2Mt}{\pi r^3}$

$$\text{Alors } r \geq \sqrt[3]{\left( \frac{2s}{\pi \cdot \sigma_e} \cdot \sqrt{3} \cdot C \right)}$$

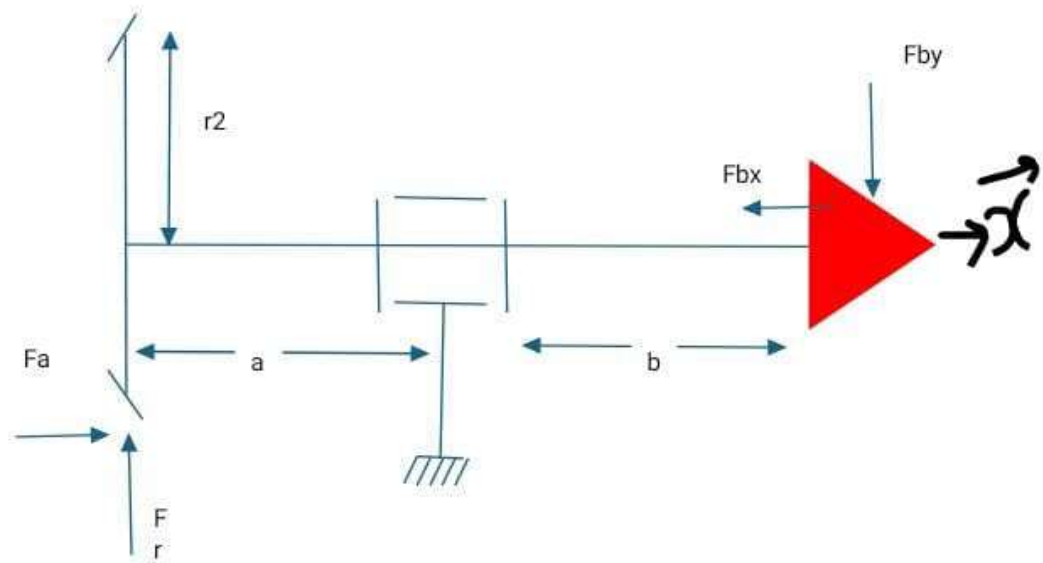
A.N  $r(\text{min}) = 5.07 \text{ mm}$

Alors pour vérifier les 2 zones il faut que  $r(\text{min}) = \max(24.67, 5.07) = 24.67$

Et donc on choisit alors  $r = 25 \text{ mm}$  cad  $d = 50 \text{ mm}$

7-dimensionnement d'arbre récepteur :

i) Modélisation des efforts :



les hypothèses de travail :

- On néglige les efforts normaux et tranchants devant les moments fléchissant et le moment de la torsion
- Le choix de matériel pour l'arbre est l'acier avec la limite d'élasticité = 250Mpa.
- Le coefficient de sécurité est fixe à " $s=1.5$ "
- On va utiliser le critère de von-mises pour déterminer le diamètre de l'arbre
- On va utiliser les engrains hélicoïdaux avec  $F_a = -348,91 \text{ N}$  ,  $F_r = 404 \text{ N}$  ,  $F_t = 1110 \text{ N}$  et diamètre ext= 35.64 mm et alors le rayon extérieur  $r_1=17.82\text{mm}$

### 3. Torseurs de cohésion

On isole l'arbre et on cherche le torseur de cohésion::

NB : a= 70mm et b=70 mm

Zone 1 :  $0 \leq x \leq a$

$$\left\{ \begin{array}{c|c} \begin{array}{c} F_a \\ F_r \\ F_t \end{array} & \begin{array}{c} -r^2 \cdot F_t \\ x \cdot F_t \\ -F_r \cdot x + \end{array} \end{array} \right\}$$

La fleche est maximale quand  $x = a = 70\text{mm}$

$$\text{Von mises} = \sigma(e, q) = \sqrt{(\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2)} \leq \frac{\sigma_e}{s}$$

$$M_f = 89673.2 \text{ Nmm}$$

$$M_t = 52447.5 \text{ Nmm}$$

$$\text{Alors } r \geq \sqrt[6]{\left(\frac{2s}{\pi \cdot \sigma_e}\right)^2 \cdot (4 \cdot M_f^2 + 3 \cdot M_t^2)}$$

$$\text{Donc A.N } r(\text{min}) = 9.15 \text{ mm}$$

Zone 2 :  $a \leq x \leq b$

$$\left\{ \begin{array}{c|c} \begin{array}{c} -F_{bx} \\ -F_{by} \\ 0 \end{array} & \begin{array}{c} 0 \\ 0 \\ (-x + \end{array} \end{array} \right\}$$

$$M_f =$$

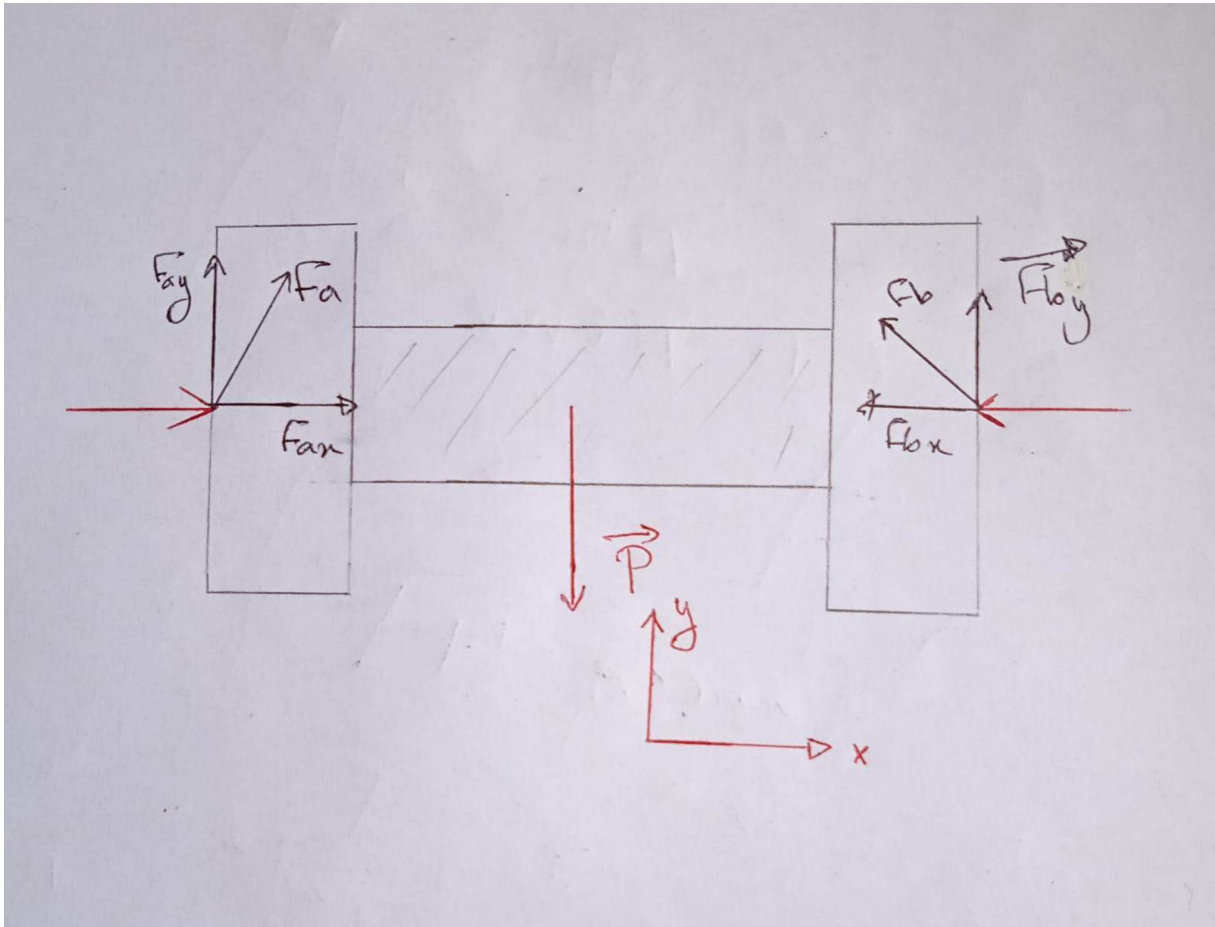
$$\text{Von mises} \rightarrow r \geq \sqrt[3]{\left(\frac{4 \cdot M_f \cdot s}{\pi \cdot \sigma_e}\right)} \quad \text{AN} = r_{\text{min}} = 9.01 \text{ mm}$$

Alors pour verifier les 2 zones il faut que  $r(\text{min}) = \max(9.15, 9.01) = 9.15$

Et donc on choisir alors  $r = 20 \text{ mm}$

cad  $d = 40 \text{ mm}$

## 8-dimensionnement de l'arbre du contre pointe :



On applique le PFS

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{ax} = \\ F_{ay} + F_{by} \\ L \cdot F_{by} - 0.5 \cdot P \cdot L = \end{array} \right.$$

P est le poids

D'où :  $F_{by} = F_{ay} = 0.5 \cdot P = 1369.45 \text{ N}$  et  $F_{bx} = \tan(\alpha) \cdot F_{by} = 760.6 \text{ N}$

### 3. Torseur de cohésion

Zone :  $0 \leq x \leq a$

$$\left\{ \begin{array}{c|c} F_{bx} & 0 \\ -F_{by} & 0 \\ 0 & x.F_{by} - 30F_{bx} \end{array} \right\}$$

La fleche est maximale lorsque  $x = a = 100$

$M_f = 113227 \text{ Nmm}$

$$\text{Alors von mises } r \geq \sqrt[3]{\left( \frac{4 \cdot M_f}{\pi} \cdot \left( \frac{s}{\sigma_e} \right)^2 \right)} \quad \text{et} \quad r_{\min} = 1.73 \text{ mm}$$

On prends  $r = 20 \text{ mm}$  cad  $d = 40 \text{ mm}$

## 9-dimensionnement des engrenages :

On a déjà calculé la masse totale de la bobine et on trouve : **40,82 kg** et la masse du fil :  **$M_f = 233.0715 \text{ kg}$** , donc il ya une masse énorme a faire tourner pendant 8h de travail par jour, donc il ya des effort axial très important pour cela on choisit d'utiliser **les engrenages hélicoïdal**.

i)méthode élémentaire :

- Le rapport de transmission :  $r = 290.25/690 = 0.42$
- Le type d'engrenage : hélicoïdale (supportes les charges important,  $r = 0.42 < 1$ )
- $\alpha = 20^\circ$ ,  $\beta = 17.45^\circ$  d'après le catalogue
- $F_t = F \cdot \cos(\alpha)$
- $F_r = F_t \cdot \tan(\alpha)$

**Denture hélicoïdale :**

$$F_t = F \cos \alpha \cos \beta$$

$$F_r = F \sin \alpha$$

$$F_a = -F \cos \alpha \sin \beta$$

**Ou :**

$$F_r = F_t \tan \alpha / \cos \beta$$

$$F_a = -F_t \tan \beta$$



$R_e$  = Résistance pratique à l'extension

$$\Rightarrow m \geq 2.34 \sqrt{\frac{F_t}{k R_e}}$$

Avec  $F_t = 2 \cdot C_n / d_1$  et  $d_1 = m t \cdot Z_1 = m n \cdot Z_1 / \cos(\beta)$

Donc :

$$m_m \geq 2,34 \times \sqrt{\frac{2 \times C_N \cdot \cos(\beta)}{K \times R_e \times m_m \cdot Z_2}}$$

$$\Rightarrow m_m^2 \geq 5,4756 \times \frac{2 C_N \times \cos(\beta)}{K \cdot R_e \cdot m_m \cdot Z_2}$$

$$\Rightarrow m_m \geq \sqrt[3]{\frac{2,34^2 \times 2 C_N \cdot \cos(\beta)}{K \times R_e \times Z_2}}$$

$$\Rightarrow m_m \geq 1,82 \Rightarrow \boxed{m_m \simeq 2}$$

On suppose que :  $Z_1 = 17$  et on a :  $r = Z_1/Z_2$

Alors :  $Z_2 = 41$

D'après le guide de dessinateur on trouve que la condition d'interférence st vérifie puisque on trouve  **$Z_2 = 41 > 13$**

Modules normalisés							
Série principale	0,3	0,5	0,8	1	1,25	1,5	2
	2,5	3	4	5	6	8	10
Nombre minimal de dents*							
$Z_A$	13	14	15	16	17		
$Z_B$	13 à 16	13 à 26	13 à 45	13 à 101	13 à $\infty$		

➤ **Le calcul des efforts :**

-Ft=1110 N

-Fr=404 N

-Fa=-348.91 N

A partir de catalogue :

## Del Aci 17°45' Engrenage hélicoïdal à axes parallèles

Acier ou Delrin usiné

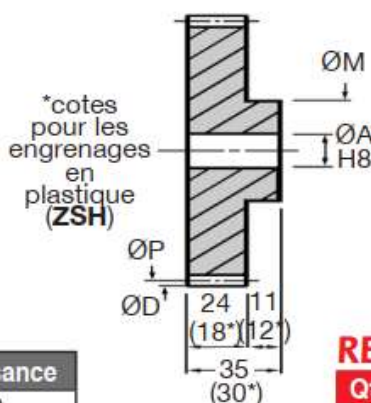
Module  
2,0

- Continuité de l'engrènement
- Moins de bruit
- Angle de pression 20°
- Matière : acier 20NCD2 ou plastique delrin

### Info.

**Important :** un hélicoïdal incliné à droite s'engrène avec un hélicoïdal incliné à gauche.

Indication de couple et de puissance				
Pour 50 dents à 1000 t/min.				
	20NCD2	20NCD2		
	Z10CNF18.00	trempe	laiton	delrin
Nm	33,89	134,0	16,94	8,0
kW	3,56	14,0	1,78	-



### REMISES ACIER

Qté	1+	6+	20+	50+
Rem.	Prix -12%	-25%	Sur demande	

### REMISES DELRIN

Qté	1+	6+	30+
Rem.	Prix -22%	Sur demande	

On choisit notre :

**SH2-45 ZSH2-45**

Calcul de d1 : 35.64 mm

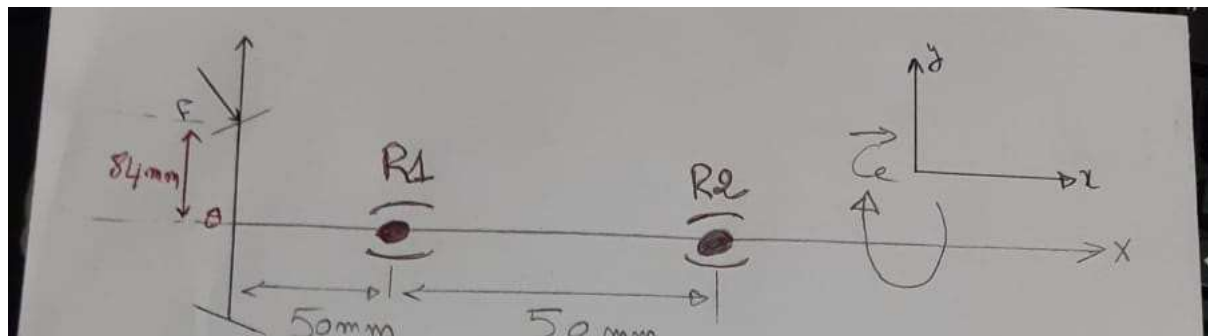
Diamètre primitif d2 : 95.50 mm

ACIER	DELRIN	Dents	PrlmItlf	Extérieur	SH	ZSH	SH	ZSH
SH2-10	ZSH2-10	10	21,00	25,00	25	24	12	10
SH2-15	ZSH2-15	15	31,50	35,50	25	25	15	12
SH2-18	ZSH2-18	18	37,80	41,80	30	30	15	12
SH2-20	ZSH2-20	20	42,00	46,00	30	30	15	12
SH2-22	ZSH2-22	22	46,20	50,20	35	30	15	12
SH2-24	ZSH2-24	24	50,40	54,40	35	30	15	12
SH2-25	ZSH2-25	25	52,50	56,50	35	30	15	12
SH2-30	ZSH2-30	30	63,00	67,00	40	30	20	12
SH2-32	ZSH2-32	32	67,20	71,20	40	30	20	12
SH2-35	ZSH2-35	35	73,50	77,50	50	30	20	12
SH2-40	ZSH2-40	40	84,00	88,00	50	35	20	12
SH2-45	ZSH2-45	45	94,50	98,50	50	35	20	15
SH2-48	ZSH2-48	48	100,80	104,80	50	35	20	15
SH2-50	ZSH2-50	50	105,00	109,00	50	35	20	15
SH2-55	ZSH2-55	55	115,50	119,50	50	35	20	15
SH2-56	ZSH2-56	56	117,60	121,60	50	35	20	15
SH2-60	ZSH2-60	60	126,00	130,00	50	35	20	15
SH2-65	ZSH2-65	65	136,50	140,50	50	40	20	15

## 8-dimensionnement des roulements :

1 - Guidage en rotation par roulements à bille à contact radiale de l'arbre moteur :

Ce genre de roulement peut supporter des charges radiales et axiales considérables et nécessite également un bon alignement coaxial des arbres et des logements. Dans notre cas, ce type de roulement convient parfaitement à nos besoins.



$\Rightarrow$  Is Torques :

$$\begin{aligned}
 * \left\{ T_{rot2/1} \right\} &= \left\{ \begin{array}{c|c} X_2 & 0 \\ Y_2 & 0 \\ Z_2 & 0 \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c|c} X_2 & \begin{pmatrix} X_2 \\ Y_2 \\ Z_2 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} -100 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \end{array} \right\}_0 \\
 &= \left\{ \begin{array}{c|c} X_2 & 0 \\ Y_2 & -100Z_2 \\ Z_2 & 100Y_2 \end{array} \right\}_0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 * \left\{ r_{t2/1} \right\} &= \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 0 \\ Y_1 & 0 \\ Z_1 & 0 \end{array} \right\}_{R_1} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & \begin{pmatrix} 0 \\ Y_1 \\ Z_1 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} -50 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \end{array} \right\}_0 = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 0 \\ Y_1 & -50Z_1 \\ Z_1 & 50Y_1 \end{array} \right\}_0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 * \left\{ T_{Pignon/1} \right\} &= \left\{ \begin{array}{c|c} -F_a & \begin{pmatrix} C_e \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \\ -F_r & \begin{pmatrix} 0 \\ r_1 \\ 0 \end{pmatrix} \\ -F_t & \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \end{array} \right\}_0 = \left\{ \begin{array}{c|c} -F_a & C_e - r_1 F_t \\ -F_r & 0 \\ -F_t & r_1 F_a \end{array} \right\}_0
 \end{aligned}$$

PFS :

$$\left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 0 \\ Y_1 & -50Z_1 \\ Z_1 & 50Y_1 \end{array} \right\}_0 + \left\{ \begin{array}{c|c} X_2 & 0 \\ Y_2 & -100Z_2 \\ Z_2 & 100Y_2 \end{array} \right\}_0 + \left\{ \begin{array}{c|c} -F_a & r_1 F_t - C_e \\ -F_r & 0 \\ -F_t & r_1 F_a \end{array} \right\}_0 = \left\{ \begin{array}{c} 0 \\ 0 \\ 0 \end{array} \right\}$$

ce qui donne :



$$\begin{cases}
 X_2 - F_a = 0 \\
 Y_1 + Y_2 - F_r = 0 \\
 Z_1 + Z_2 - F_t = 0 \\
 r_1 F_t - C_e = 0 \\
 -50Z_1 - 100Z_2 = 0 \\
 50Y_1 + 100Y_2 + r_1 F_a = 0 \\
 F_t = \frac{C_e}{r_1}
 \end{cases}
 \Rightarrow
 \begin{cases}
 X_2 = F_a = 147,41 \text{ N} \\
 F_t = 550,17 \text{ N} \\
 Y_1 + Y_2 = F_r = 207,3 \text{ N} \\
 Y_1 + 2Y_2 = -247,68 \text{ N} \\
 Z_1 + Z_2 = 550,17 \text{ N} \\
 Z_1 + 2Z_2 = 0
 \end{cases}$$

Alors :

$$\begin{cases}
 Y_1 = 661 \text{ N} \\
 Z_1 = 1101,4 \text{ N} \\
 X_2 = 147,41 \text{ N} \\
 Y_2 = -455 \text{ N} \\
 Z_2 = -550,17 \text{ N}
 \end{cases}$$

Calcul des charges radiales et axiales sur les roulements 1 et 2 :

$$\Rightarrow
 \begin{cases}
 F_{r1} = \sqrt{(Y_1^2 + Z_1^2)} = 1284,18 \text{ N} \\
 F_{r2} = \sqrt{(Y_2^2 + Z_2^2)} = 455,6 \text{ N} \\
 F_{a2} = X_2 = 147,41 \text{ N}
 \end{cases}$$

➤ Calcul de  $\frac{C}{P}$  :

$$\frac{C}{P} = \left[ \frac{L_h}{10^6} \cdot 60N \right]^{\frac{1}{3}}$$

Lh est la durée de vie en heures qui est fixée à [ 10 000 – 20000 ] heures, N= 290.25 tr/min.  
Avec Lh=10 000.

$$\frac{C}{P} = 5.58$$

Donc :  $\frac{C}{P} = 5.58$

➤ Evaluation de P :

$$\frac{Fa1}{Fr1} = 0 \text{ et } \frac{Fa2}{Fr2} = 0.30$$

Donc pour :

Roulement 1 :  $\frac{Fa1}{Fr1} < 0.19$  donc :  $P1=Fr1=994.6N$

Roulement 2 :  $0.19 < \frac{Fa2}{Fr2} < 0.44$  avec  $1 < Y < 2.30$

$P2=0.56Fr2+2.3Fa2=2235N$

➤ Calcul de charge dynamique C :

$C_1 = 6.34 \text{ N}$  Et  $C_2 = 26.17 \text{ N}$

Donc d'après le catalogue SKF on choisit les roulements :

Roulement 1 : 61904-2RS1

Roulement2 : 6404

Dimensions d'encombrement			Charges de base		Limite de fatigue	Vitesse de base		Masse	Désignations	
d	D	B	dynamique C	statique C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Vitesse de référence	Vitesse limite <sup>1)</sup>		Roulement ouvert ou protégé des deux côtés	protégé d'un côté <sup>1)</sup>
mm			kN		kN	tr/min		kg	—	
<b>17</b> suite	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	22 000	0,11	▶ <b>6303</b>	—
	47	14	14,3	6,55	0,275	—	11 000	0,12	▶ <b>6303-2RSH</b>	<b>6303-RSH</b>
	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	17 000	0,12	▶ <b>6303-2RSL</b>	<b>6303-RSL</b>
	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	17 000	0,12	▶ <b>6303-2Z</b>	<b>6303-Z</b>
	47	19	13,5	6,55	0,275	—	11 000	0,16	▶ <b>62303-2RS1</b>	—
	62	17	22,9	10,8	0,455	28 000	18 000	0,27	▶ <b>6403</b>	—
<b>20</b>	32	7	4,03	2,32	0,104	—	13 000	0,018	▶ <b>61804-2RS1</b>	—
	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	22 000	0,018	▶ <b>61804-2RZ</b>	—
	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	28 000	0,018	▶ <b>61804</b>	—
	37	9	6,37	3,65	0,156	—	12 000	0,038	▶ <b>61904-2RS1</b>	—
	37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	20 000	0,038	▶ <b>61904-2RZ</b>	—
	37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	26 000	0,037	▶ <b>61904</b>	—
	42	8	7,28	4,05	0,173	38 000	24 000	0,051	▶ <b>16004</b>	—
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	24 000	0,067	▶ <b>6004</b>	—
	42	12	9,95	5	0,212	—	11 000	0,067	▶ <b>6004-2RSH</b>	<b>6004-RSH</b>
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	19 000	0,069	▶ <b>6004-2RSL</b>	<b>6004-RSL</b>
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	19 000	0,071	▶ <b>6004-2Z</b>	<b>6004-Z</b>
	42	16	9,36	5	0,212	—	11 000	0,086	▶ <b>63004-2RS1</b>	—
	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	20 000	0,11	▶ <b>6204</b>	—
	47	14	13,5	6,55	0,28	—	10 000	0,11	▶ <b>6204-2RSH</b>	<b>6204-RSH</b>
	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	17 000	0,11	▶ <b>6204-2RSL</b>	<b>6204-RSL</b>
	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	72	19	30,7	15	0,64	24 000	15 000	0,41	<b>6404</b>	—



## 10-dessin de engrenages en DAO (SolidWorks) :

