

PJT Jalon 2 : Synthèse



Anis Turki, Martin Saulnier, Louis Abily, Raphaël Ambrosio-Palos

GIE ED2

9 mai 2025

Table des matières

1	Introduction	2
2	Données	2
3	Dimensionnement de la génératrice	4
3.1	Calcul de C_0, N_0	4
4	Dimensionnement du rotor	5
4.1	Calcul de la longueur des pales	5
4.2	Calcul du diamètre du rotor	5
4.3	Calcul de la longueur de corde du profil des pâles C	5
4.4	Calcul de la vitesse de rotation du rotor	5
5	Dimensionnement de l'arbre creux	6
6	Multiplicateur	7
7	Poulie-Courroie	8
7.1	Puissance de service P_s	8
7.2	Puissance pondérée P_a	9
7.3	Calcul de la tension T et choix de la courroie	11
8	Dimensionnement des roulements à bille sur l'arbre creux	13
8.1	Charges	13
9	Dimensionnement de l'accouplement	15
9.1	Calcul des coefficients K_i	15
9.2	Calcul du couple et choix des composants	16
10	Frein	17
10.1	Hypothèse de Simplification des Pâles	17
10.2	Calcul de l'Inertie d'une Pâle	17
10.3	Inertie de l'Arbre Creux	17
10.4	Inertie de la Génératrice	17
10.5	Calcul de Puissance	17
10.6	Détermination du Couple Nominal de Freinage	18
10.7	Condition avec la Vitesse Maximale du Vent	18
10.8	Choix du Frein dans le Catalogue	18
11	Couronne d'orientation	19
11.1	Définition des Paramètres	19
11.2	Calcul des Forces Exerçées par les Pièces	19
11.3	Calcul de la Force Radiale F_r	19
11.4	Calcul des Moments M_{x0} et M_{y0}	20
11.5	Choix de Couronnes	20
12	Conclusion	21

1 Introduction

Suite au jalon 1, nous nous intéressons désormais aux dimensionnements des différentes pièces composant l'éolienne urbaine permettant la conversion de l'énergie éolienne en entrée, en énergie électrique en sortie.

Pour ce faire, nous nous appuyons sur différents catalogues de fabricants, différents cahiers des charges ainsi que des documents sources chiffrés.

Ce diagramme de GANTT résume chronologiquement les différentes étapes lors du dimensionnement de l'éolienne.

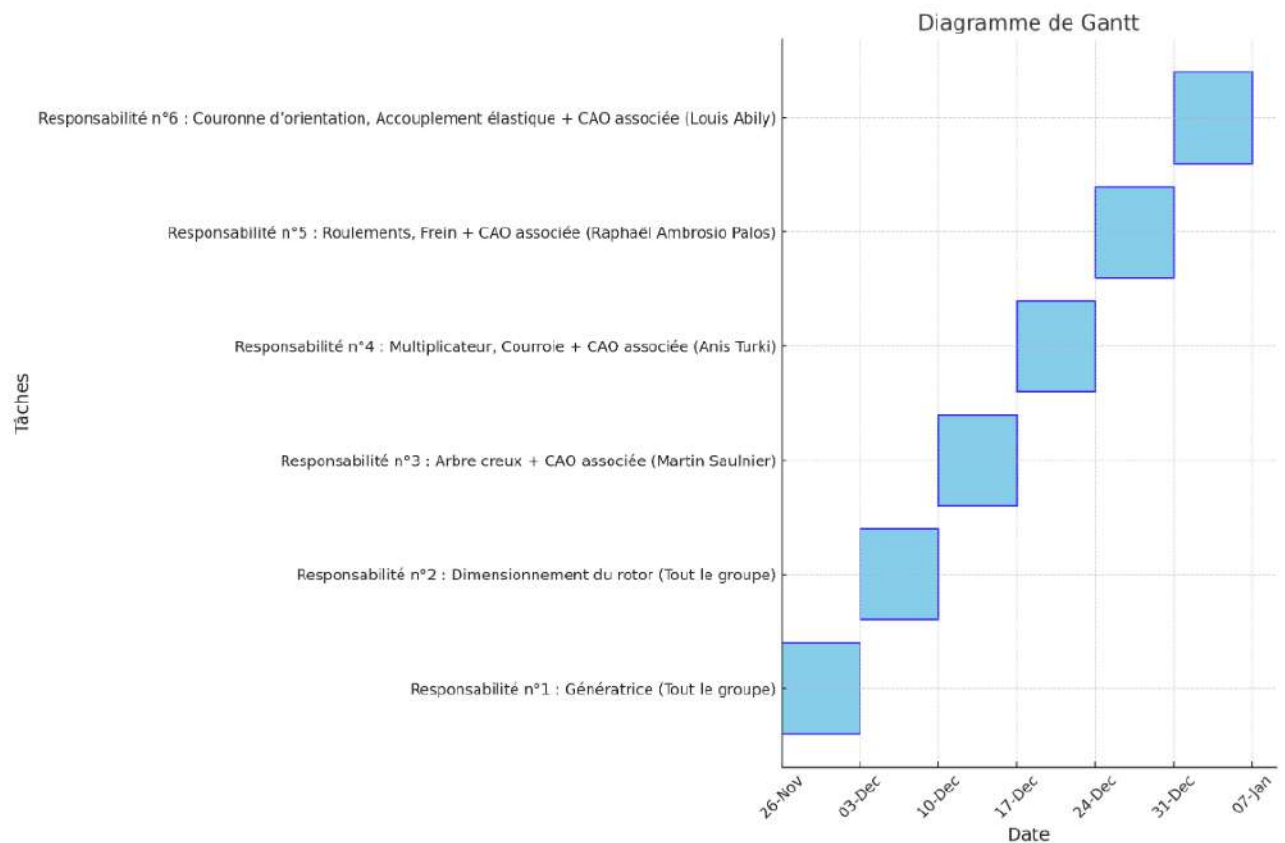


FIGURE 1 – Diagramme de Gantt

2 Données

Contraintes de fonctionnement du système :

Génératrice	Éolienne	Multiplicateur
<ul style="list-style-type: none"> Machine asynchrone à 4 paires de pôles Délivre une puissance $P_g = 4,9 \text{ kW}$ 	<ul style="list-style-type: none"> Fonctionne 20h/jour pendant 10 ans Un démarrage/heure Vitesse du vent nominale $V_0 = 14 \text{ m/s}$ 	<ul style="list-style-type: none"> Multiplicateur à deux étages

Nous disposons de plus des données suivantes :

Symbole	Description	Valeur
C_p	Coefficient de Betz	$C_p^{\text{optimum}} = 0,4$
λ	Coefficient de vitesse périphérique	$\lambda = 0,7$
R_{optim}	Rapport de solidité	$R_{\text{optim}} = 1,3$
C	Longueur de corde du profil (NACA 18) utilisé pour les pales	
N_p	Nombre de pales utilisé	$N_p = 3$
\varnothing_r	Diamètre du rotor	
L_p	Longueur des pales	
η_p	Rendement du palier à roulement	$\eta_p = 0,95$
η_f	Rendement de la transmission par lien flexible	$\eta_f = 0,96$
η_{eng}	Rendement d'un engrenage dans le multiplicateur	$\eta_{\text{eng}} = 0,98$
N_{beng}	Nombre d'engrenages dans le multiplicateur	$N_{\text{beng}} = 2$
K_r	Coefficient de rugosité du sol	$K_r = 0,9$
P_{∞}	Puissance de vent contenue dans un cylindre	
K	Rapport de multiplication global	
K_m	Rapport de multiplication du multiplicateur	
K_f	Rapport de multiplication du lien flexible	
ρ	Masse volumique de l'air à 15°C	$\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$

TABLE 1 – Paramètres et valeurs associés à l'éolienne urbaine

3 Dimensionnement de la génératrice

3.1 Calcul de C_0, N_0

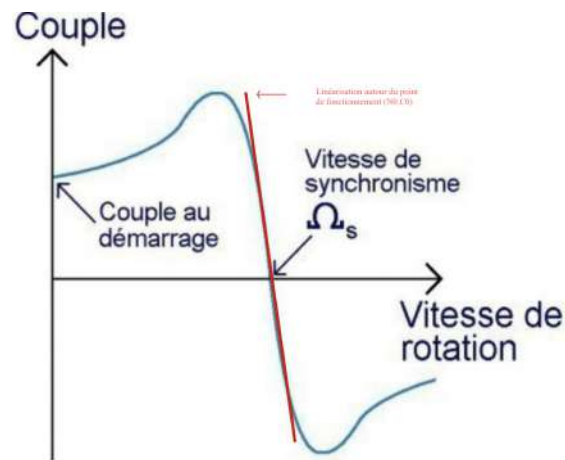


FIGURE 2 – Caractéristique (Couple, Vitesse) d'une machine asynchrone

$$N_n = 1500 \text{ tr/min}$$

Pour le point ①, on a :

$$C_1 = 35,9 \text{ N.m}$$

$$N_2 = 1455 \text{ tr/min}$$

Pour le point ②, on a :

$$C_2 = 35,3 \text{ N.m}$$

$$N_2 = 1545 \text{ tr/min}$$

À partir des points ① et ② on trouve :

$$C = 0,797 N + 1496,6$$

Or, on a :

$$\begin{cases} C = 0,797 N + 1496,6 \\ P = C \cdot \frac{2\pi N}{60}, \quad \text{avec } P = 4,9 \text{ kW} \end{cases}$$

Calcul de N :

$$N = \frac{60P}{2\pi C} = \frac{60 \cdot 4,900}{2\pi \cdot C}$$

Substitution dans C :

$$C^2 = 37,292 \cdot N + 1496,6$$

Résultat final

$$C_0 = -30,39 \text{ N.m}$$

$$N_0 = \frac{60P}{2\pi C} = 1533,7 \text{ tr/min}$$

4 Dimensionnement du rotor

Le rotor est la partie tournante de l'éolienne. Il est composé des pales et d'un moyeu. Ces éléments permettent la transformation de l'énergie cinétique du vent en énergie mécanique.

L'objectif est de déterminer le diamètre du rotor, la longueur de corde C et la longueur des pales L_p

4.1 Calcul de la longueur des pales

On cherche à calculer la puissance éolienne reçue P_∞ . Pour ce faire, on relie cette puissance à la puissance de la génératrice P_g , via différents rendements et coefficients de chaque partie de l'éolienne, comme montre le schéma-bloc ci-dessous :

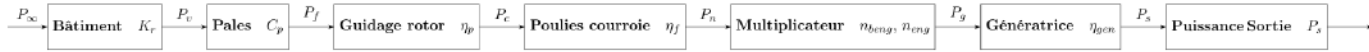


FIGURE 3 – Schéma-bloc de l'éolienne

On a alors par lecture du schéma-bloc :

$$P_\infty = \frac{P_g}{K_r \cdot C_p \cdot \eta_p \cdot \eta_f \cdot N_{b_{eng}}} = 15,5 \text{ kW}$$

Ensuite, la mécanique des fluides nous permet d'affirmer que :

$$P_\infty = \frac{1}{2} \rho L_p \phi_r V_0^3$$

D'où finalement :

$$L_p = \sqrt{\frac{14 P_\infty R_{opti}}{\rho N_p V_0^3}} = 5,88 \text{ m}$$

4.2 Calcul du diamètre du rotor

$$\phi_r = \frac{C N_p}{R_{opti}} = 1,94 \text{ m}$$

4.3 Calcul de la longueur de corde du profil des pâles C

$$C = \frac{L_p}{7} = 0,84 \text{ m}$$

4.4 Calcul de la vitesse de rotation du rotor

La vitesse périphérique du rotor vaut $V_p = d \cdot V_0 = 9,1 \text{ m/s}$, d'où :

$$\omega_r = \frac{2 \lambda V_p}{\phi_r} = 89,57 \text{ tr/min}$$

5 Dimensionnement de l'arbre creux

On cherche à dimensionner l'arbre, qui n'est soumis qu'à de la torsion.

On sait que le moment quadratique s'exprime par la relation :

$$I_G = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{32}$$

Soit

$$C_{r.s} = \frac{\pi (D^4 - (0,6D)^4)}{32} \cdot G \cdot \frac{d\theta}{dx}$$

Symbole	Valeur	Description
E	210 000 MPa	Module d'élasticité
ν	0,3	Coefficient de Poisson
G	$\frac{E}{2(1+\nu)} = \frac{210\,000 \text{ MPa}}{2(1+0,3)} = 80\,769 \text{ MPa}$	Module de cisaillement
$\frac{d\theta}{dx}$	0,25°/m	Gradient angulaire
S	1,25	Coefficient de sécurité

TABLE 2 – Paramètres mécaniques

A partir des données ci-dessus, nous pouvons calculer :

$$P_n = P_\infty \cdot h_m \cdot C_p = 5,58 \text{ kW}$$

$$C_r = \frac{P_r}{\omega_r} = 594,8 \text{ N.m}$$

Ainsi :

$$D = 71 \text{ mm}, \quad d = 42,6 \text{ mm}$$

Donc à partir du document suivant, on choisit : D = 71 mm, d = 45 mm ce qui correspond à la référence NFA 49312, dans le catalogue tubes Pouchard.

NFA 49312		
Nominal		
OD	WT	ID
mm	mm	mm
22	4,0	18
	4,5	18
28	5,5	23
	6,0	23
	6,0	28
40	7,5	33
	10,0	30
45	6,5	34
	8,5	36
48	12,5	36
60	5,0	46
	7,0	46
	8,0	52
	12,0	48
65	5,5	48
	8,0	48
	10,0	48
	14,0	48
71	5,0	53
	6,0	53
	8,0	48
	11,0	48
	13,0	48
	15,0	52
76	5,5	60
	7,5	58
	10,0	58
	13,0	48
	15,0	48
	17,0	58

FIGURE 4 – Extrait du Catalogue Pouchard

6 Multiplicateur

On cherche à présent à dimensionner notre multiplicateur.

On a un multiplicateur maximal $K_{f_{\max}} = 3$ et nous voulons que $K_m < 3,85$. La formule du multiplicateur est donnée par :

$$K = \frac{K_f K_m^2}{N_0/N_{\text{rotor}}}$$

En remplaçant les valeurs :

$$K = 17,1$$

Nous calculons K_m comme suit :

$$K_m = \sqrt{\frac{K}{K_f}} = \sqrt{\frac{17,1}{3}} = 2,39 \quad (\text{qui est inférieur à } 3,85)$$

Ainsi, le multiplicateur respecte la limite maximale.

Nous cherchons maintenant un multiplicateur qui vérifie $K_m^2 < 14,82 = (3,85)^2$. Nous trouvons un multiplicateur avec $K_m^2 = 14,5$, ce qui donne :

$$K_f = 1,156$$

Choix du fournisseur

Le roulement choisi est de la marque **Benzler J125**.

Sortie tr/min	J100 15,94:1		J110 15,95:1		J125 14,79:1		J140 14,75:1		J160 15,04:1		J190 15,71:1	
	Pour poulie entraînée ø du pas de 250		Pour poulie entraînée ø du pas de 280		Pour poulie entraînée ø du pas de 315		Pour poulie entraînée ø du pas de 355		Pour poulie entraînée ø du pas de 400		Pour poulie entraînée ø du pas de 450	
	kW	Nm	kW	Nm	kW	Nm	kW	Nm	kW	Nm	kW	Nm
6	6,28	10000	8,89	14157	12,74	20270	19,29	30700	28,59	45504	36,31	57800
8	8,38	10000	11,84	14133	16,98	20270	25,72	30700	38,12	45504	48,42	57800
10	10,47	10000	14,76	14100	21,23	20270	32,15	30700	47,65	45504	60,52	57800
12	12,57	10000	17,68	14069	25,47	20270	38,58	30700	57,18	45504	72,63	57800
14	14,66	10000	20,59	14042	29,71	20267	45,01	30700	66,71	45504	84,73	57800
16	16,75	10000	23,48	14016	33,89	20229	51,43	30700	76,24	45504	96,84	57800
18	18,85	10000	26,37	13992	38,06	20193	57,86	30700	85,77	45504	108,94	57800
20	20,94	10000	29,26	13970	42,22	20160	64,29	30700	95,3	45504	121,05	57800
22	23	9986	32,13	13948	46,37	20128	70,72	30700	104,83	45504	133,15	57800
24	25,06	9973	35	13928	50,51	20098	77,15	30700	114,36	45504	145,26	57800
26	27,11	9959	37,86	13908	54,64	20069	83,58	30700	123,89	45504	157,36	57800
28	29,16	9947	40,72	13890	58,76	20041	90,01	30700	133,41	45504	169,47	57800
30	31,21	9935	43,58	13872	62,87	20015	96,44	30700	142,85	45474	181,57	57800
35	36,3	9906	50,68	13829	73,12	19952	112,51	30700	163,46	44601	211,83	57800
40	41,38	9880	57,76	13790	83,33	19894	124,59	29745	179,48	42850	242,09	57800
45	46,44	9855	64,8	13753	93,49	19840	135,3	28713	194,9	41362	272,36	57800
50	51,48	9832	71,83	13719	103,61	19789	145,65	27819	209,82	40075	301,23	57535
55	56,5	9810	78,82	13686	113,69	19740	155,7	27035	224,29	38945	322,01	55913
60	61,5	9789	85,79	13655	123,73	19694	165,48	26339	238,38	37942	342,24	54473
65	66,49	9769	92,74	13626	133,75	19651	175,02	25714	252,12	37042	361,96	53180
70	71,47	9750	99,66	13597	143,73	19609	184,33	25148	265,54	36227	381,23	52011
80	79,86	9533	113,46	13544	163,59	19529	202,4	24161	291,56	34805	418,58	49968
90	86,72	9202	125,64	13332	180,37	19139	219,79	23322	316,61	33596	454,56	48234
100	93,36	8916	135,1	12902	193,49	18478	236,61	22596	340,85	32551	489,35	46733
110	99,81	8665	143,97	12499	206,18	17900	252,93	21959	364,36	31633	523,1	45415
120	106,06	8441	151,55	12061	218,5	17389	268,81	21393	387,24	30818	555,96	44245
140	118,16	8060	166,84	11381	242,15	16518	299,45	20427	431,38	29426	619,31	42246

FIGURE 5 – Choix du multiplicateur

7 Poulie-Courroie

On s'intéresse à présent au dimensionnement de la courroie, reliant le rotor et le multiplicateur.

Dans un premier temps, déterminons les diamètres des deux poulies d_{menante} et $d_{\text{menée}}$:

$$\frac{(1-g)d_{\text{menante}}}{d_{\text{menée}}} = K_f = 1,15$$

$$\frac{(d_{\text{menée}} + d_{\text{menante}})}{2} \geq \frac{e}{3}$$

D'une part, à l'aide de la CAO, on mesure l'entraxe entre la sortie du multiplicateur et l'entrée de la génératrice. On lit : $e = 1,527$ m. D'autre part, le glissement g vaut 2%. En imposant une égalité à l'équation (2), on peut alors résoudre le système. On obtient après calculs :

$$d_{\text{menée}} = \frac{e(1-g)}{3(1-g+K_f)} = 233,52 \text{ mm}$$

$$d_{\text{menante}} = \frac{e \cdot K_f}{3(1-g+K_f)} = 275,47 \text{ mm}$$

Grâce à cela, nous pouvons déterminer les caractéristiques géométriques suivantes de la poulie-courroie :

$$L_{\text{primitif}} = 2e + \pi \frac{d_{\text{menée}} + d_{\text{menante}}}{2} + \frac{(d_{\text{menée}} - d_{\text{menante}})^2}{4e} = 3,24 \text{ m}$$

$$\theta = 180^\circ - 2 \arcsin \left(\frac{d_{\text{menante}} - d_{\text{menée}}}{2e} \right) = 178,08^\circ$$

Ainsi, à l'aide des documents ressources, nous pouvons déterminer les différentes caractéristiques énergétiques suivantes

7.1 Puissance de service P_s

La puissance de service P_s est définie par la relation $P_s = K_s \cdot P$ avec

- P : la puissance de sortie du rotor
- K_s : le coefficient de service

Attendu que la puissance P a déjà été calculée précédemment, il reste à déterminer le coefficient K_s . Pour cela, nous nous appuyons sur les données suivantes :

Valeur du coefficient de service K_s				
	service léger 0 à 6 h/jour	service normal 6 à 16 h/jour	service dur 16 à 24 h/jour	service très dur en continu
transmission uniforme sans à-coups	1,0	1,2	1,4	1,6
transmission avec légers à-coups et chocs modérés	1,1	1,3	1,5	1,8
transmission avec à-coups et chocs élevés *	1,2	1,4	1,7	2,1

FIGURE 6 – Valeurs du coefficient K_s

Puisque l'éolienne :

- fonctionne 20h par jour
- que la transmission se fait avec de légers à-coups et des chocs modérés

On en déduit que $K_s = 1,5$. Ainsi :

$$P_s = K_s \cdot P = 7,35 \text{ kW}$$

A l'aide de cette valeur, nous avons pu établir le type de courroie utilisée, attendu que $N_d = 104,8 \text{ tr/min}$

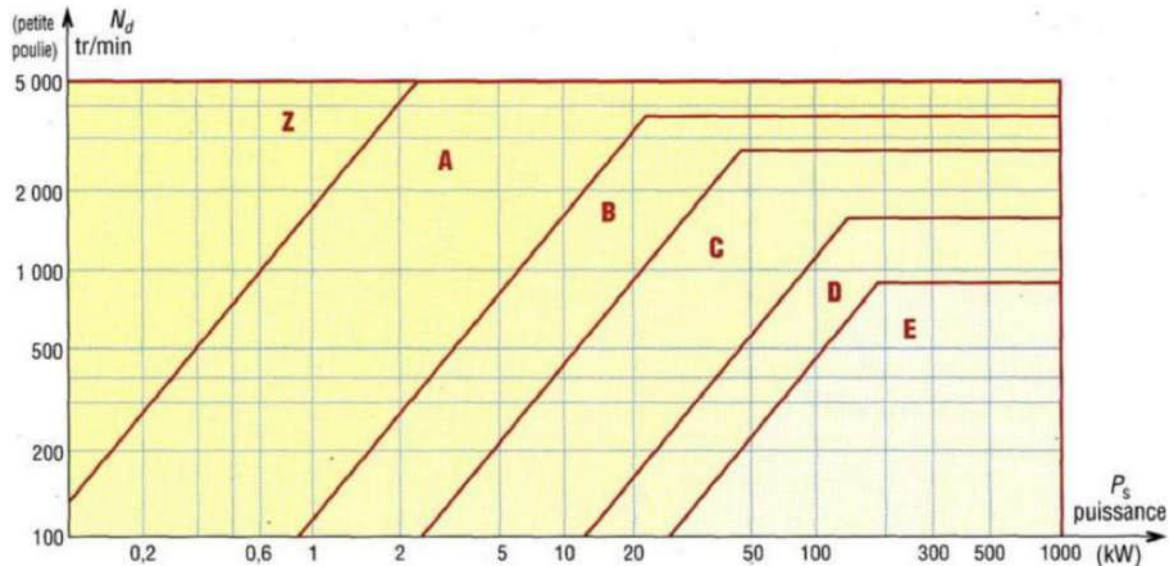


FIGURE 7 – Type de courroie choisie

7.2 Puissance pondérée P_a

La puissance pondérée P_a est définie par la relation $P_a = P_b \cdot K_L \cdot K_\theta$ avec :

- P_b : la puissance de base des courroies trapézoïdales classiques
- K_θ : coefficient permettant les corrections pour des valeurs d'angles d'enroulement différentes de 180°
- K_L : coefficient permettant les corrections vis-à-vis de la longueur primitive de la courroie

Dans un premier temps, déterminons K_L :

Attendu que $L_{primitif} = 3,24\text{m}$, on détermine K_L à l'aide du graphique suivant :

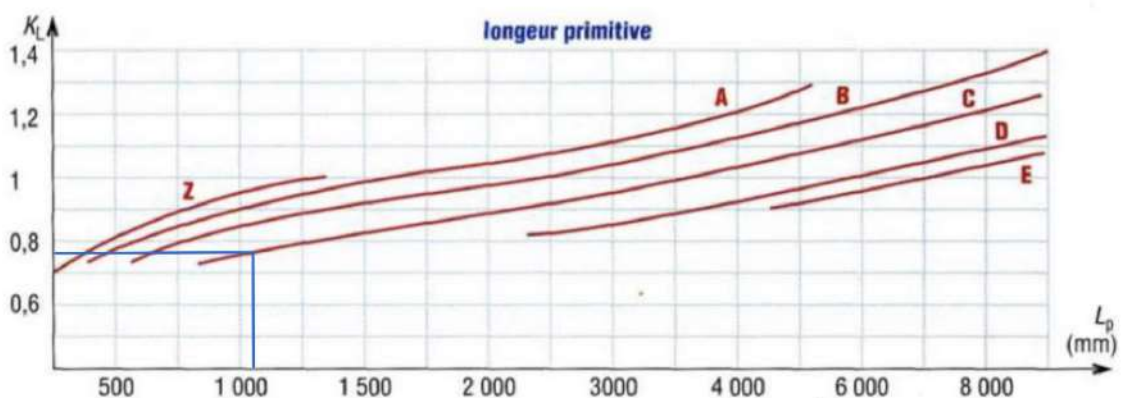


FIGURE 8 – Valeurs du coefficient K_L selon L_p

On a ainsi accès à une valeur du coefficient K_L :

$$K_L = 0,78$$

Ensuite, déterminons K_θ :

De même, puisque $\theta = 178,08$, on détermine K_θ à l'aide du graphique suivant

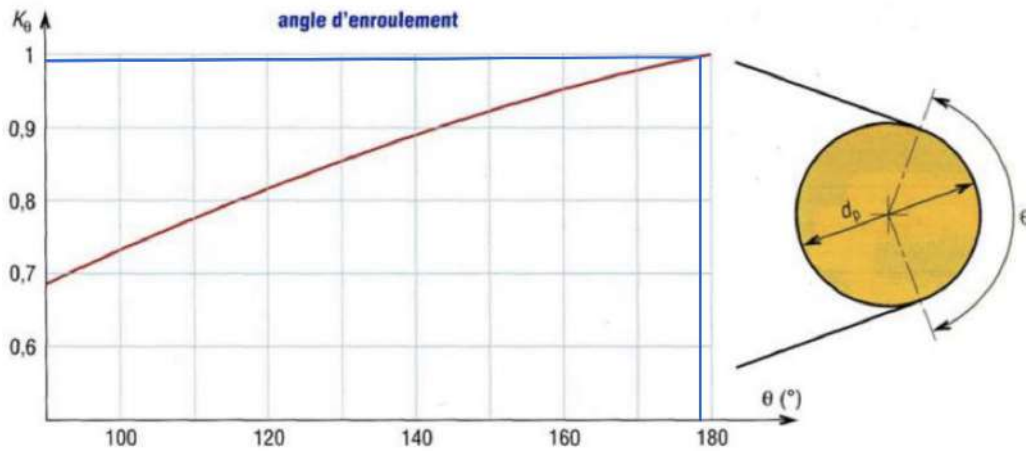


FIGURE 9 – Valeurs du coefficient K_θ selon θ

On aboutit à :

$$K_\theta = 0,99$$

Enfin, déterminons P_b

A l'aide du diamètre primitif de la courroie $d_{courroie} = d_{menec} = 233,52mm$, on obtient une valeur de la puissance P_b à l'aide du tableau suivant :

Valeur du coefficient de service K_s				
	service léger 0 à 6 h/jour	service normal 6 à 16 h/jour	service dur 16 à 24 h/jour	service très dur en continu
transmission uniforme sans à-coups	1,0	1,2	1,4	1,6
transmission avec légers à-coups et chocs modérés	1,1	1,3	1,5	1,8
transmission avec à-coups et chocs élevés *	1,2	1,4	1,7	2,1

FIGURE 10 – Valeurs du coefficient K_l selon L_c

Néanmoins, nous constatons que notre valeur n'étant pas répertoriée, nous n'avons pas accès à la valeur exacte de P_b . Ainsi, afin de la déterminer, nous avons décidé de mettre en place une méthode des moindres carrés.

- Une première régression nous permet d'obtenir l'évolution de la puissance P_b en fonction de la vitesse linéaire
- Ensuite, une seconde régression nous permet d'obtenir l'évolution de la vitesse en fonction du diamètre primitif $d_{primitif}$: $V = \frac{\pi \cdot N_d \cdot d_{primitif}}{60} = 1,28 \text{ m/s}$

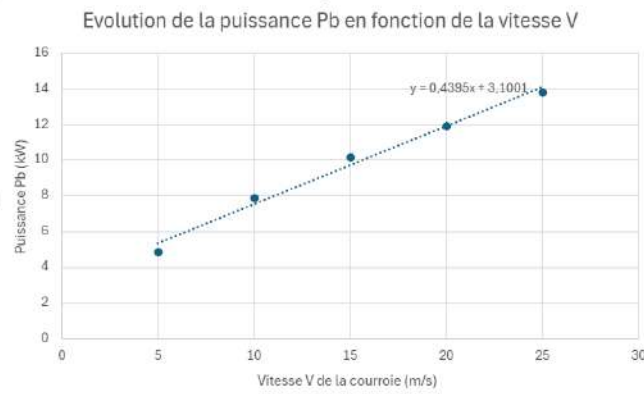


FIGURE 11 – Evolution de Pb en fonction de la vitesse V

On obtient ainsi une puissance $P_b = 3,67 \text{ kW}$, et donc finalement :

$$P_a = P_b \cdot K_L \cdot K_\theta = 2,83 \text{ kW}$$

On peut alors déterminer le nombre de brin :

$$N_b = \frac{P_s}{P_a} = 2,65. \text{ On prendra alors } N_b = 3$$

7.3 Calcul de la tension T et choix de la courroie

Les tension dans les brins sont donnés par la formule

$$\frac{T}{t} = e^{3(1-g)f\theta} = K \quad (1)$$

Avec :

- $g = 0.02$
- $f = 0.5$
- $\theta = 178,43^\circ$
- $d_{\text{menante}} = 275,47 \text{ mm} = 0,27547 \text{ m}$

Par la formule précédent, on obtient :

$$K = 97,31$$

Ensuite, le moment C_{rotor} est donné par :

$$C_{\text{rotor}} = \frac{(T - t)d_{\text{menante}}}{2}$$

On en déduit alors successivement les tensions t et T :

$$t = \frac{2C_{\text{rotor}}}{(K - 1)d_{\text{menante}}} = 36,97 \text{ N}$$

$$T = K \cdot t = 3597,50 \text{ N}$$

En conclusion, on choisira une poulie :

- de diamètres : $d_{menante} = 275,47$ mm et $d_{mensee} = 233,52$ mm
- de longueur primitive $L_p = 3,24$ m
- Nombre de brins $N_b = 3$

A l'aide des catalogues suivants, on obtient les références :

- C128
- PFC30224M
- PFC30250M

C 112 1/2	2857	0,88
C 114	2896	0,88
C 115	2921	0,89
C 116	2950	0,90
C 117	2971	0,91
C 118	3000	0,92
C 120	3048	0,93
C 122	3100	0,95
C 124	3150	0,96
C 126	3200	0,98
C 128	3250	0,99
C 130	3302	1,00
C 132	3350	1,02
C 134	3404	1,04
C 136	3456	1,05

FIGURE 12 – Catalogue LUFRA

C 3 grooves - 3 gorges													
Dp	Code	Bush Moy.	min/ max	Type	De	A	B	C	E	F	G	L	Masse kg
180	PFC30180M	2517	16/65	3	189,6	45	--	124	85	20	20	--	10
200	PFC30200M	2517	16/65	3	209,6	45	--	144	85	20	20	--	10
212	PFC30212M	3020	25/75	3	221,6	51	--	156	85	17	17	--	11
224	PFC30224M	3020	25/75	3	233,6	51	--	168	85	17	17	--	13
236	PFC30236M	3020	25/75	3	245,6	51	--	180	85	17	17	--	15
250	PFC30250M	3020	25/75	3	259,6	51	--	194	85	17	17	--	17
265	PFC30265M	3535	35/90	1	274,6	89	175	209	85	--	4	--	23
280	PFC30280M	3535	35/90	1	289,6	89	175	224	85	--	4	--	20
300	PFC30300M	3535	35/90	7	309,6	89	175	244	85	2	2	20	21
315	PFC30315M	3535	35/90	7	324,6	89	175	259	85	2	2	20	22
335	PFC30335M	3535	35/90	7	344,6	89	175	279	85	2	2	20	26
355	PFC30355M	3535	35/90	7	364,6	89	175	299	85	2	2	20	25
375	PFC30375M	3535	35/90	7	384,6	89	175	319	85	2	2	25	28

FIGURE 13 – Catalogue TEXROPE

8 Dimensionnement des roulements à bille sur l'arbre creux

Dans cette section, nous réalisons le dimensionnement des roulements à bille placés sur l'arbre creux. Pour cela, nous isolons l'arbre creux afin de déterminer les forces subies par les roulements. Voici le schéma des efforts appliqués à l'axe :

8.1 Charges

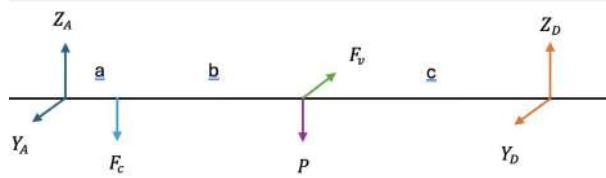


FIGURE 14 – Schéma des efforts appliqués à l'arbre

Avec les données suivantes :

$$L = 5880 \text{ mm}, \quad a = 112 \text{ mm}, \quad b = 2945 \text{ mm}, \quad c = 5750 \text{ mm}$$

Les efforts appliqués sont les suivants :

— Poids :

$$P = (3M_{\text{pale}} + \mu L)g = 3566 \text{ N}$$

— Force de la courroie :

$$F_c = T + t = 3634,5 \text{ N}$$

— Force du vent :

$$F_v = \frac{1}{2} \rho S C_p V_0^2 = 1192 \text{ N}$$

PFS (Point de Fonctionnement Statique)

Les relations suivantes sont données par les équations du bilan des forces :

$$Y_A + Y_D = F_D$$

$$Z_A + Z_D = F_c + P$$

$$bP = cY_D$$

$$aF_c + bP = cZ_D$$

Calculons les forces :

$$Y_D = \frac{b}{c}P = 1826 \text{ N}, \quad Y_A = F_v - Y_D = -634 \text{ N}$$

$$Z_D = \frac{a}{c}F_c + \frac{b}{c}P = 1896 \text{ N}, \quad Z_A = F_c + P - Z_D = 2861,2 \text{ N}$$

Les charges résultantes sont :

$$P_A = \sqrt{Y_A^2 + Z_A^2} = 2930 \text{ N}, \quad P_D = \sqrt{Y_D^2 + Z_D^2} = 2632 \text{ N}$$

Calcul de la charge des roulements

Les roulements doivent fonctionner pendant 20 heures par jour pendant 10 ans, ce qui donne un total de :

$$L_{10h} = 20 \times 365 \times 10 = 73000 \text{ h}$$

La formule pour le dimensionnement des roulements est la suivante :

$$\frac{60N_{\text{rotor}}}{10^6} L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^3$$

D'où nous pouvons extraire la charge de base C des roulements :

$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{60N_{\text{rotor}}}{10^6} L_{10h}}$$

En appliquant les valeurs des charges P_A et P_D aux deux roulements, on obtient :

$C_A = 21449 \text{ N}, \quad C_B = 19267 \text{ N}$
--

Choix du roulement

Dans les catalogues, nous trouvons un roulement avec un diamètre extérieur de 100 mm et un diamètre intérieur de 65 mm, désigné par ****16013****. Nous avons donc choisi ce roulement pour les deux positions.

9 Dimensionnement de l'accouplement

L'accouplement élastique sert à transmettre le couple entre le réducteur et la génératrice.

On sait d'après les données qu'il y'aura un démarrage par heure. De plus, les critères permettant de dimensionner l'accouplement sont le diamètre des deux arbres en contact mais aussi le couple à transmettre.

On sait que :

$$d_{\text{ext}} = 60 \text{ mm}$$

$$d_{\text{gen}} = 38 \text{ mm}$$

Sachant que le couple à transmettre est de : $C_0 = 30,39 \text{ N.m}$

On a alors :

$$C_p = K_1 K_2 K_3 C_0$$

9.1 Calcul des coefficients K_i

Pour chercher K_1 , on s'aide du tableau suivant :

II.2.1 - Coefficient K_1 = Machine motrice/machine réceptrice

Machine Motrice			Machine réceptrice	Exemples de machines réceptrices
Moteur élect. et turbine	Mach. à piston 4 à 6 cylin.	1 à 3 cylin.		
1	1,2	1,4	① Marche régulière - Très faible inertie	• Arbre de renvoi • Générateur d'éclairage • Ligne d'arbres • Pompes centrifuges • Ventilateur centrifuge...
1,2	1,4	1,7	② Marche irrégulière - Faible inertie	• Agitateur pour liquide • Convoyeur à bande • Élévateur • Machine-outils rotatives à bois et à métaux • Machines textiles légères • Fieuses • Pompes à engrenages • Pompes à palettes • Ventilateurs...
1,4	1,7	2	③ Marche irrégulière - Inertie moyenne	• Agitateur pour liquide chargé • Compresseur rotatif • Convoyeur à rouleaux • Déchiqueteurs • Fours rotatifs • Machine à bois (dégauchisseuse, scie à ruban...) • Machine à imprimer • Mélangeur • Monte-charge • Peigneuse • Pompe centrifuge pour liquide chargé...
1,7	2	2,4	④ Marche irrégulière - Inertie moyenne - A-coups moyens	• Déconneuse • Broyeur à herbes • Broyeur à boudes • Compresseur à piston à volant d'inertie • Convoyeur à chaîne • Grue • Laminier à métaux légers • Machine de minoterie • Marteau pilon • Moteur à tisser • Pompe à piston à volant d'inertie • Raboteuse à métaux • Treuil • Ventilateurs de mine...
2	2,4	2,8	⑤ Marche irrégulière - Inertie importante - A-coups importants	• Broyeur à marteaux • Calandre (caoutchouc, textile...) • Compresseur à piston à faible volant d'inertie • Défilateur à bois • Excavateur • Laminier • Pompe à piston à faible volant d'inertie • Presse à forger • Presse de papeterie • Tapis vibrant...
2,4	2,8	3,3	⑥ Marche irrégulière - Inertie très importante - A-coups très importants	• Compresseur à piston sans volant d'inertie • Concasseur • Générateur de soudage • Laminier lourd • Presse de briqueterie • Pompe à piston sans volant d'inertie...

FIGURE 15 – Extrait du catalogue Paulstra

En effet, à partir des tableaux suivants, en supposant une marche irrégulière et une faible inertie, ce qui nous amène à :

$$K_1 = 1,4$$

Pour K_2 , on a le tableau suivant :

II.2.2 - Coefficient K_2 = Fréquence de démarrage

Suivant machine motrice - machine réceptrice Voir tableau K_1	NOMBRE DE DÉMARRAGE PAR HEURE				
	1	10	30	60	120
①	1	1,2	1,3	1,5	1,6
② ③	1	1,1	1,2	1,3	1,4
④ ⑤ ⑥	1	1,05	1,1	1,2	1,2

FIGURE 16 – Extrait du catalogue Paulstra

Sachant que l'on est à 1 démarrage par heure, à partir des données du tableau, on trouve :

$$K_2 = 1$$

Enfin, on peut en déduire K_3 par le tableau 3 :

II.2.3 - Coefficient K_3 = Nombre d'heures de fonctionnement quotidien

Nombre d'heures de fonctionnement quotidien	0 - 2	2 - 8	8 - 16	16 - 24
Coefficient K_3	0,9	1	1,1	1,2

FIGURE 17 – Extrait du catalogue Paulstra

Sachant que l'éolienne fonctionne 20h par jour. On en déduit

$$K_3 = 1,2$$

En conclusion, on a alors :

$$K_1 = 1,4 \quad K_2 = 1 \quad K_3 = 1,2$$

9.2 Calcul du couple et choix des composants

$$\text{On a donc : } C_p = 51 \text{ N.m} < C_{\text{ON.m}}$$

La référence de l'accouplement choisi sera alors 633047 sur le Miniplex pour concorder avec la valeur de C.

Donc, à partir du document suivant :

Référence accouplement	Référence élément élastique
633040	633501
633041	633501
633044	633540
633047	633640

FIGURE 18 – Extrait du catalogue Paulstra

On a alors pour l'accouplement la référence 633047 et l'élément élastique 633640.

10 Frein

10.1 Hypothèse de Simplification des Pâles

Chaque pôle de l'éolienne est modélisée comme un parallépipède rectangle, ce qui simplifie le calcul de l'inertie. Cependant, cette approximation surévalue l'inertie réelle de la pôle, entraînant une estimation supérieure du couple nominal de freinage nécessaire.

10.2 Calcul de l'Inertie d'une Pôle

Soit G le centre de gravité d'une pôle. La rotation des pôles s'effectue autour de l'axe (Ox) . L'inertie en G est donnée par :

$$I_{G,\text{pôle}} = \frac{m}{12}(h^2 + C^2) = 1.19 \text{ kg.m}^2. \quad (2)$$

Cependant, cette formule calcule l'inertie au centre de gravité. Par le théorème de Huygens, l'inertie en O , centre de l'arbre rotor, s'écrit :

$$I_O(1 \text{ pôle}) = md^2 + \frac{m}{12}(h^2 + C^2). \quad (3)$$

Les dimensions mesurées sont :

$$\begin{aligned} h &= 840 \text{ mm}, & \text{Aire section} &= 0.088 \text{ m}^2, & C &= \frac{A}{h} = 104 \text{ mm}, \\ L &= 5800 \text{ mm}, & d &= 975 \text{ mm}. \end{aligned}$$

La masse d'une pôle est $m_{\text{pôle}} = 20 \text{ kg}$.

10.3 Inertie de l'Arbre Creux

L'inertie de l'arbre creux est donnée par :

$$I_{O,\text{arbre}} = \frac{1}{2}m(R_2^2 + R_1^2). \quad (4)$$

La masse volumique de l'acier est $\rho_{\text{acier}} = 7750 \text{ kg.m}^{-3}$. Les dimensions sont :

$$R_1 = 22.5 \text{ mm}, \quad R_2 = 35.5 \text{ mm}.$$

En appliquant les calculs, on obtient :

$$I_{O,\text{arbre}} = \rho_{\text{acier}} L \pi (R_2^2 - R_1^2)(R_1^2 + R_2^2) = 0.089 \text{ kg.m}^2. \quad (5)$$

10.4 Inertie de la Génératrice

D'après le catalogue, l'inertie de la génératrice est :

$$I_{\text{génératrice}} = 0.01096 \text{ kg.m}^2. \quad (6)$$

10.5 Calcul de Puissance

L'énergie cinétique nécessaire pour la rotation de l'ensemble $S = \{3 \text{ pôles} + \text{arbre creux} + \text{génératrice}\}$ est :

$$E_c = \frac{1}{2} (I_{O,\text{arbre}} + 3I_{\text{pôle}} + K^2 I_{\text{génératrice}}) \omega_{\text{rotor}}^2, \quad (7)$$

où $K = \frac{\omega_{\text{entrée,génératrice}}}{\omega_{\text{rotor}}}$. Les calculs des vitesses précédents donnent : $K = 17.1$. L'inertie équivalente est alors :

$$I_{\text{équivalent}} = K^2 I_{\text{génératrice}} + 3I_{\text{pôle}} + I_{O,\text{arbre}}. \quad (8)$$

10.6 Détermination du Couple Nominal de Freinage

En appliquant le théorème de l'énergie cinétique :

$$I_{\text{équivalent}} \omega_{\text{rotor}} \frac{d\omega_{\text{rotor}}}{dt} = P_{\text{frein}} + P_{\text{rotor}}. \quad (9)$$

Avec : $\omega_{\text{rotor}} = \omega_{\text{arbre}} = 89.52 \text{ rad.s}^{-1}$, et un temps de freinage donné $\Delta t = 5 \text{ s}$, le couple nominal de freinage est :

$$C_{\text{frein,nominal}} = -717 \text{ Nm}. \quad (10)$$

Le couple de freinage maximal admissible est :

$$C_{\text{frein,max}} = -767 \text{ Nm}. \quad (11)$$

On vérifie :

$$|C_{\text{frein,nominal}}| < |C_{\text{frein,max}}|, \quad (12)$$

confirmant la cohérence des résultats.

10.7 Condition avec la Vitesse Maximale du Vent

Pour une vitesse de vent maximale $V_{\text{vent,max}} = 13 \text{ m.s}^{-1}$, la condition est :

$$C_{\text{frein}} = \max [|3 \times C_{\text{frein,nominal}}|, |C_{\text{frein,max}}|]. \quad (13)$$

$$C_{\text{frein}} = 2151 \text{ Nm}. \quad (14)$$

10.8 Choix du Frein dans le Catalogue

Avec cette valeur du couple de freinage, on en déduit la référence pour l'étrier de frein : HS 075 FHM.

Diamètre du disque de frein	Couple de freinage	Couple de freinage	Couple de freinage	Couple de freinage	Couple de freinage
mm	Nm	Nm	Nm	Nm	Nm
520	1500	3000	4400	5900	8100
630	1900	3800	5700	7600	10400
710	2200	4400	6600	8800	12100
900	3000	5900	8900	11900	16300
1250	4400	8700	13100	17500	24000
1600	5800	11500	17300	23100	31800
2000	7400	14700	22100	29500	40500

FIGURE 19 – Extrait du catalogue Siam Ringspann

11 Couronne d'orientation

On cherche maintenant à dimensionner la couronne d'orientation. La couronne d'orientation, sur une éolienne permet de pivoter la nacelle pour aligner les pales face au vent, optimisant ainsi la production d'énergie. Elle transmet le mouvement des moteurs d'orientation tout en assurant une fixation robuste à la tour. Ce système garantit également la sécurité en permettant de positionner l'éolienne en cas de vents extrêmes.

11.1 Définition des Paramètres

Tout d'abord, définissons les valeurs et coefficients utilisés tout au long du calcul :

— Coefficients :

$$K_s = 1, \quad K_v = 1, \quad K_A = 1,35 \quad (\text{Plateau tournant lent})$$

— Densité de l'acier :

$$\rho_{\text{acier}} = 7850 \text{ kg/m}^3$$

11.2 Calcul des Forces Exerçées par les Pièces

Sachant que l'on cherche la force totale ajustée, qui dépend des différents poids, on mesure sur 3D Experience les poids des composants qui entrent en jeu :

— Pales :

$$F_{\text{pales}} = 6539,7 \text{ N}$$

— Génératrice :

$$F_{\text{génératrice}} = 439,7 \text{ N}$$

— Rotor et arbre :

$$F_{\text{rotor/arbre}} = 2732,1 \text{ N}$$

— Multiplicateur :

$$F_{\text{multiplicateur}} = 1051,1 \text{ N}$$

Les autres pièces manquantes sont déterminées en utilisant l'outil de mesure de 3D Experience et en considérant toutes les pièces en acier :

$$\rho_{\text{reste}} = 0,084 \text{ kg.m}^3$$

$$F_{\text{reste}} = F_a = 15143 \text{ N}$$

11.3 Calcul de la Force Radiale F_r

Dans le cas où la vitesse du vent $V_{\text{vent}} = 14 \text{ m/s}$, on peut calculer la force radiale F_r à l'aide de la formule :

$$F_r = \frac{1}{2} \rho_{\text{air}} S C_p V_{\text{vent}}^2$$

$$F_r(\text{max}) = 2567,1 \text{ N}$$

Le rapport de la force radiale par rapport à la force totale est :

$$\frac{F_r}{F_a} = \frac{2567,1}{15143} = 0,16 \quad (\text{qui est inférieur à } 0,25)$$

On choisit donc $X_r = 0,5$, et la force totale ajustée F' devient :

$$F' = F_a + X_r F_r = 15143 + 0,5 \times 2567,1 = 16426,55 \text{ N}$$

La force équivalente F_{eq} est ensuite calculée comme suit :

$$F_{eq} = F' \times K_A \times K_v \times K_s = 16426,55 \times 1,35 \times 1 \times 1 = 22175,8 \text{ N}$$

11.4 Calcul des Moments M_{x0} et M_{y0}

Le moment M_{x0} est calculé avec la distance $L_m = 5880 \text{ mm} = 5,88 \text{ m}$ entre le rotor et la plaque tournante :

$$M_{x0} = -F_r \times L_m = -2567,1 \times 5,88 = -15094,5 \text{ N.m}$$

Le moment M_{y0} est donné par :

$$M_{y0} = (F_{frein} + F_{rotor} + F_{poulie}) \times \text{distance} + F_{multiplicateur} \times 0,2775 + F_{génératrice} \times 0,175$$

$$M_{y0} \approx 482 \text{ N.m}$$

Ainsi, le moment total M_t est calculé par :

$$M_t = \sqrt{M_{x0}^2 + M_{y0}^2} = \sqrt{15094^2 + 482^2} \approx 15,1 \text{ kN.m}$$

11.5 Choix de Couronnes

Pour le choix de la couronne, nous mesurons dans notre base $D_e = 1120 \text{ mm}$ et $D_i = 480 \text{ mm}$. Le diamètre intérieur n'a pas un rôle fondamental, car il peut être placé n'importe où. Ainsi, nous choisissons la couronne suivante dans le catalogue Rollix :

RÉFÉRENCES DES COURONNES

COURONNES A DENTURE EXTÉRIEURE - Classement par Diamètre extérieur

Diamètre extérieur	Diamètre intérieur	Epaisseur	Poids	Module	Nombre de dents	Référence Couronne	Page	Qualité	STD = STANDARD SF = SÉRIE FINE
1144	869	100	228	10	111	06 0980 09	61	STD	

FIGURE 20 – Extrait du catalogue Rollix

Référence : 06098009

12 Conclusion

Au cours de ce deuxième jalon, nous avons dimensionné divers systèmes de l'éolienne en nous appuyant sur des principes mécaniques et aérodynamiques, afin de répondre aux exigences du cahier des charges. Chaque composant a été dimensionné en tenant compte de ses interactions avec les autres, plutôt qu'indépendamment du reste du système. Cette approche a rendu le processus plus complexe, la réussite d'une tâche étant étroitement liée à celle des autres membres de l'équipe.

Grâce à ces dimensionnements, nous avons pu modéliser notre éolienne urbaine sur 3DX. Bien que la solution obtenue semble conforme au cahier des charges et globalement satisfaisante, elle pourra être optimisée dans les jalons à venir, notamment par des améliorations portant sur la conception et les performances.

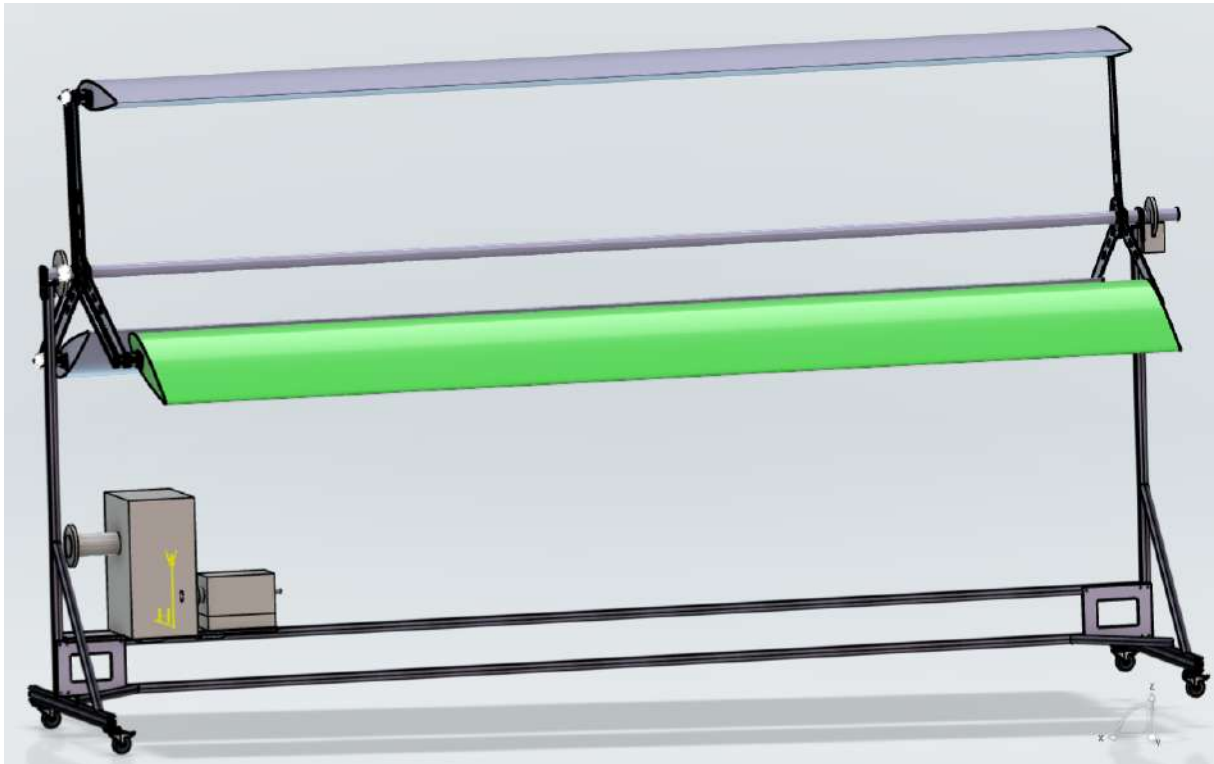


FIGURE 21 – Eolienne modélisée sur 3DX

PJT Jalon 3 : Synthèse



Anis Turki, Martin Saulnier, Louis Abily, Raphaël Ambrosio-Palos

GIM ED2

28 avril 2025

Table des matières

1	Introduction	2
2	Calculs préliminaires	4
3	Engrenages	5
3.1	Hypothèses	5
3.2	Dimensionnement	6
3.2.1	Critère de Hertz (tenue en surface)	6
3.2.2	Valeurs des coefficients pour $\sigma_{H\max}$	6
3.3	Valeurs des coefficients pour $\sigma_{H\text{adm}}$:	9
3.3.1	Critère de flexion (tenue à la base de la dent)	11
3.4	Valeurs des coefficients pour $\sigma_{F\max}$	11
3.4.1	Valeurs des coefficients pour $\sigma_{F\text{adm}}$	13
4	Dimensionnement des roulements du multiplicateur	16
4.1	Méthode déployée et données	16
4.1.1	Dimensionnement des données géométriques	16
4.1.2	Dimensionnement de l'arbre d'entrée	17
4.1.3	Dimensionnement de l'arbre intermédiaire	18
4.1.4	Dimensionnement de l'arbre de sortie	19
4.1.5	Récapitulatif des efforts	20
4.2	Calcul de la durée de vie	20
5	Arbres	22
5.1	Arbre d'entrée	22
5.2	Arbre intermédiaire	23
5.3	Arbre de sortie	23
6	CAO : Cohérence et faisabilité	24
6.1	Démarche suivie	24
6.2	Utilisation des paramètres du dimensionnement dans le squelette	24
6.3	Réalisation des pièces à partir du squelette	25
6.4	Structure finale	25
6.5	Observation de collisions entre les roulements	26
7	Conclusion	27

1 Introduction

Au cours du premier jalon, nous avons procédé à une analyse structurelle approfondie et à une étude fonctionnelle globale de notre éolienne domestique. Cette étape nous a permis de cerner les contraintes mécaniques et les exigences fonctionnelles essentielles à la conception du système.

Dans le second jalon, l'accent a été mis sur les spécifications techniques de l'éolienne. Nous avons entrepris une modélisation détaillée de l'éolienne à l'aide de la plateforme 3DX, ce qui nous a permis de nous familiariser avec le système et de mieux appréhender ses caractéristiques. Cette modélisation a facilité la visualisation de la forme et des dimensions finales de l'éolienne, éléments cruciaux pour le dimensionnement ultérieur. Afin de poursuivre le processus de conception, nous rappelons ci-après les paramètres essentiels au dimensionnement du système.

Symbole	Description	Valeur
C_p	Coefficient de Betz	$C_p^{\text{optimum}} = 0,4$
λ	Coefficient de vitesse périphérique	$\lambda = 0,7$
R_{optim}	Rapport de solidité	$R_{\text{optim}} = 1,3$
C	Longueur de corde du profil (NACA 18) utilisé pour les pales	
N_p	Nombre de pales utilisé	$N_p = 3$
\varnothing_r	Diamètre du rotor	
L_p	Longueur des pales	
η_p	Rendement du palier à roulement	$\eta_p = 0,95$
η_f	Rendement de la transmission par lien flexible	$\eta_f = 0,96$
η_{eng}	Rendement d'un engrenage dans le multiplicateur	$\eta_{\text{eng}} = 0,98$
N_{beng}	Nombre d'engrenages dans le multiplicateur	$N_{\text{beng}} = 2$
K_r	Coefficient de rugosité du sol	$K_r = 0,9$
P_{∞}	Puissance de vent contenue dans un cylindre	
K	Rapport de multiplication global	
K_m	Rapport de multiplication du multiplicateur	
K_f	Rapport de multiplication du lien flexible	
ρ	Masse volumique de l'air à 15°C	$\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$

TABLE 1 – Paramètres et valeurs associés à l'éolienne urbaine

Dans ce troisième jalon, nous nous concentrons sur le dimensionnement détaillé d'un composant essentiel de l'éolienne : le multiplicateur de vitesse. Ce système doit être conçu pour être le plus léger et le moins encombrant possible, tout en assurant une performance optimale. Pour une vitesse de vent de $V_0 = 13 \text{ m/s}$, le coefficient γ est fixé à 0,95, conformément aux spécifications du sujet.

Le dimensionnement du multiplicateur sera réalisé à l'aide d'une méthode itérative, permettant de déterminer avec précision chacun de ses paramètres. Cette approche inclura notamment l'application du critère de Hertz pour évaluer les contraintes de contact. La démarche suivie est la suivante :

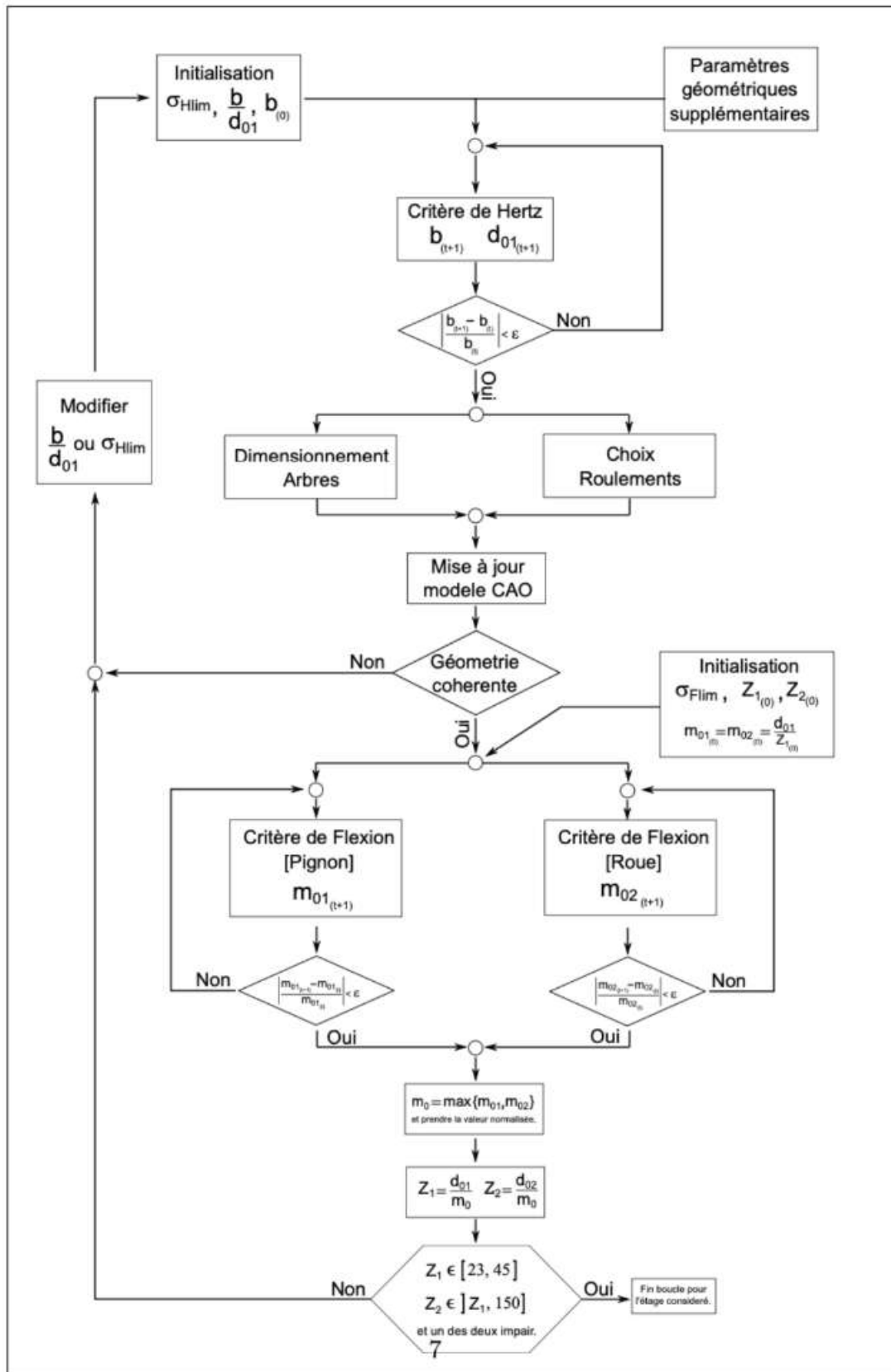


FIGURE 1 – Méthode itérative

2 Calculs préliminaires

Par soucis de compréhension, on utilisera les notations de la Figure 2, pour se repérer sur les différents arbres et pignons du multiplicateur :

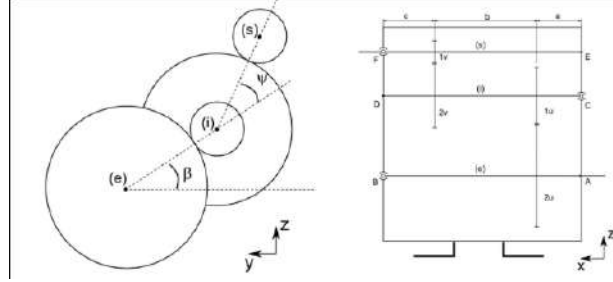


FIGURE 2 – Méthode itérative

Nous travaillons avec une vitesse de vent $V_0 = 13 \text{ m s}^{-1}$, et donc $\gamma = \frac{K_u}{K_v} = 0,95$ d'après le sujet. Nous avons déterminé au jalon 2 :

$$K_m = K_u K_v = \frac{K_u^2}{\gamma} = 14,5, \quad \omega_{m_0} = \omega_r = 9.38 \text{ rad s}^{-1}, \quad K_f = 1,156$$

D'où :

$$\begin{cases} K_v = \sqrt{\frac{K_m}{\gamma}} = 3,91 \\ K_u = \sqrt{K_m \gamma} = 3,71 \end{cases}$$

De plus, on suppose que la puissance est conservée, ce qui implique :

$$P_e = P_i = P_s = P_g = 4.9 \text{ kW}$$

On peut donc calculer les différentes vitesses de rotation ainsi que les couples appliqués sur les différents arbres :

$$\begin{cases} \omega_e = K_f \cdot \omega_{m_0} = 10.8 \text{ rad s}^{-1} \Rightarrow C_e = \frac{P_e}{\omega_e} = 451.9 \text{ N.m} \\ \omega_i = K_u \cdot \omega_e = 40.2 \text{ rad s}^{-1} \Rightarrow C_i = \frac{P_i}{\omega_i} = 121.8 \text{ N.m} \\ \omega_s = K_v \cdot \omega_i = 157.29 \text{ rad s}^{-1} \Rightarrow C_s = \frac{P_s}{\omega_s} = 31.15 \text{ N.m} \end{cases}$$

3 Engrenages



3.1 Hypothèses

Pour simplifier la démarche de dimensionnement, les hypothèses suivantes sont prises en compte :

- **Puissance d'entrée** : On considère la puissance d'entrée en situation de vie (SV) « vent nominal ».
- **Rendement** : Les efforts aux roulements sont calculés en supposant que le rendement de chaque étage est unitaire, soit $\eta_e = 1$. On obtient donc :

$$P_{eM0} = \frac{P_{a0}}{(\eta_e)^N} = P_{a0}$$

Cette hypothèse permet de négliger les pertes par frottement au contact entre les dentures et autorise l'utilisation du modèle de Hertz pour le calcul des efforts de contact.

- **Angle de pression** : L'angle de pression au point de fonctionnement est supposé égal à celui de taillage :

$$\alpha_0 = 20^\circ$$

- **Angles d'hélice** : On adopte l'hypothèse suivante sur les angles d'hélice :

$$\chi_{1j} + \chi_{2j} = 0 \quad \text{avec } j = u, v$$

Cela signifie que les paramètres géométriques de fonctionnement sont égaux à ceux de taillage. Pour un multiplicateur à étages parallèles, on pourra prendre :

$$\chi_{ij} = 0$$

- **Arbres** :

- L'arbre d'entrée est supposé **creux**, avec un rapport diamètre interne / diamètre externe de :

$$\frac{d_{\text{int}}}{d_{\text{ext}}} = 0,6$$

- Les arbres intermédiaires et de sortie sont supposés **pleins**.

- **Contraintes de conception (règles métier)** :

1. Coefficients dynamiques sur les dentures :

$$K_j \in]2, 4[\quad \text{avec } j = u, v$$

(Vérifiés dans les calculs préliminaires avec : $K_u = 3,71$ et $K_v = 3,91$)

2. Ordre de grandeur :

$$K_u < K_v$$

3. Nombres de dents :

$$Z_{1j} \in [23, 45], \quad Z_{2j} \in [Z_{1j}, 150] \quad \text{avec } j = u, v$$

Avec l'un des deux nombres (Z_{1j} ou Z_{2j}) impair, afin d'éviter les phénomènes de résonance.

4. Rapport largeur sur diamètre primitif :

$$\boxed{\frac{b}{d_{01j}} \in [0,7, 1,1]} \quad \text{avec } j = u, v$$

Dans un premier temps, nous poserons $\frac{b}{d_{01j}} = 1$, que nous modifierons plus tard en aval si non-compatibilité avec la CAO.

3.2 Dimensionnement

Pour chaque étage, nous serons amenés à calculer, pour le **pignon** et la **roue** de chaque étage $j = u, v$:

- La largeur b_j
- Le module m_{0j}
- Le nombre de dents Z_{ij} avec $i = 1, 2$

On pourra alors s'aider de deux critères de dimensionnement :

3.2.1 Critère de Hertz (tenue en surface)

Dans un premier temps, nous utilisons le critère de Hertz. Ce critère permet d'assurer la tenue de la denture en surface (zone de contact). Il s'écrit :

$$\boxed{\sigma_{H\max} \leq \frac{\sigma_{H\text{adm}}}{S_H}} \quad (1.1)$$

avec :

$$\begin{cases} \sigma_{H\max} : \text{contrainte maximale en surface (zone de contact)} \\ \sigma_{H\text{adm}} : \text{contrainte admissible en surface (fonction de } \sigma_{H\text{lim}} \\ S_H : \text{coefficient de sécurité pour la tenue en surface} \end{cases}$$

Ce critère permet notamment de dimensionner l'**encombrement du pignon**, défini par le produit :

$$\boxed{b_j \cdot d_{01j} \quad \text{avec } j = u, v}$$

Sachant que le critère de Hertz ne s'applique qu'aux pignons ($1u$ et $1v$) des deux étages, l'expression de la contrainte maximale en surface est donnée par :

$$\boxed{\sigma_{H\max} = \frac{2|C_1|}{b d_{01}^2 \chi_r} \cdot K_{H\alpha} K_{H\beta} K_A K_V Z_E Z_H Z_\varepsilon Z_\beta Z_B} \quad (1.11)$$

3.2.2 Valeurs des coefficients pour $\sigma_{H\max}$

Les différentes valeurs des coefficients nécessaires pour calculer les contraintes sont regroupées dans le tableau suivant :

Symbole	Valeur	Description
C_1	$C \in \{C_e, C_i, C_s\}$	Couple appliqué au pignon
b	–	Largeur du pignon
d_{01}	–	Diamètre primitif de taillage
$\chi_r = \frac{K}{1+K}$	–	Coefficient de réduction lié au rapport de transmission K
K_A	1.25	Facteur d'application
K_V	1	Facteur de vitesse
$K_{H\alpha}$	1.05	Rapport de conduite des engrenages
$K_{H\beta}$	A déterminer	Facteur de portée longitudinale
Z_E	A déterminer	Facteur d'élasticité
Z_H	2.495	Facteur de forme
Z_ϵ	1	Recouvrement
Z_β	1	Hélice
Z_B	1	Pour simplification

TABLE 2 – Paramètres et coefficients pour le calcul de $\sigma_{H\max}$

Avec

$$\begin{cases} C_e = 451,9 \text{ N.m} \\ C_i = 121,8 \text{ N.m} \\ C_s = 31,15 \text{ N.m} \end{cases}$$

On va alors chercher les valeurs de $K_{H\beta}$ et Z_E à partir des abaques et du cours.

Valeur de $K_{H\beta}$:

Le facteur K_β représente la portée longitudinale. Pour une qualité ISO 7, on peut l'approximer en supposant une évolution linéaire du facteur d'ajustement $\varphi = \frac{b}{d}$, fixée ici à $\varphi = 1$ (c'est-à-dire sans ajustement après montage). On dispose alors de l'abaque suivante :

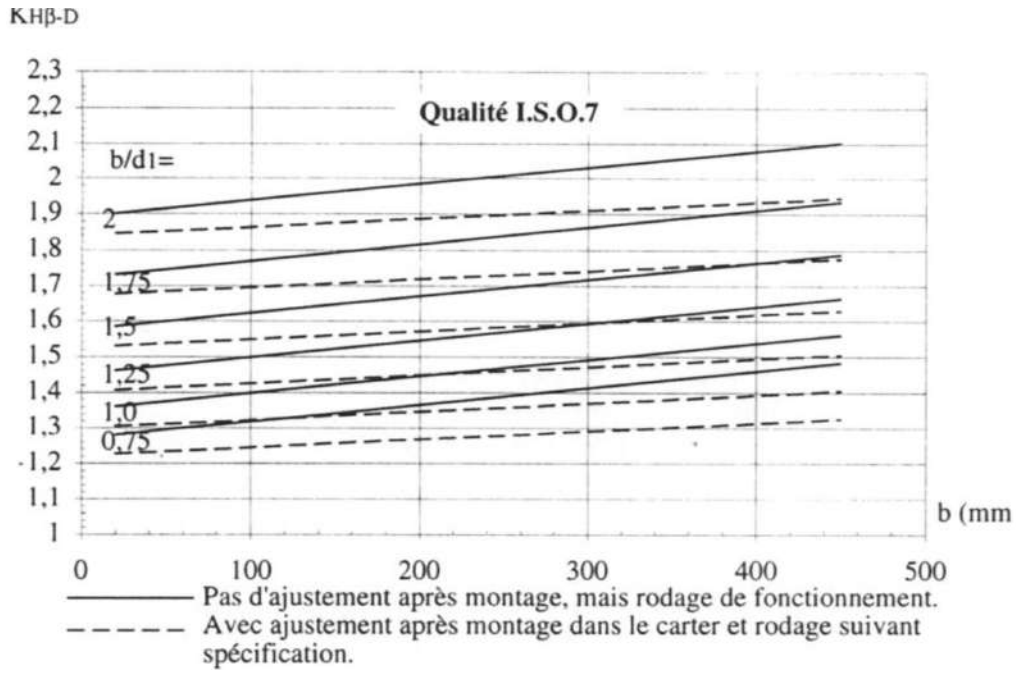


FIGURE 3 – Abaque pour trouver K_β

Ainsi, on peut utiliser la formule suivante pour calculer K_β :

$$K_\beta = 1,35 + 2,33 \times 10^{-4} \cdot b$$

où :

- b est la largeur du pignon (en mm),
- d est le diamètre primitif (en mm).

Valeur de Z_E :

On choisit le pignon et la roue en acier forgé, à partir du cours et du tableau suivant, on a :

Pignon		Roue		Z_E
Matériaux	E1(N/mm ²)	Matériaux	E2(N/mm ²)	$\sqrt{N/mm^2}$
Acier forgé	206 000	Acier forgé	206 000	189,8
		Acier moulé	202 000	188,9
		Fonte GS	173 000	181,4
		Bronze à l'étain moulé	103 000	155,0

FIGURE 4 – Abaque pour trouver Z_E

On trouve alors

$$Z_E = 189,8 \sqrt{\frac{N}{mm^2}}$$

De plus, sachant que l'expression de la contrainte admissible s'écrit :

$$\sigma_{Hadm} = \frac{Z_{NT}Z_LZ_VZ_RZ_WZ_X}{K_R} \cdot \sigma_{Hlim} \quad (1.12)$$

3.3 Valeurs des coefficients pour σ_{Hadm} :

Les coefficients de cette équation sont alors regroupés dans le tableau suivant :

TABLE 3 – Valeurs des coefficients pour le calcul de σ_{Hadm}

Coefficient	Valeur	Remarques
Z_{NT}	–	Facteur de durée
Z_L, Z_V, Z_R	1	–
Z_W	1	–
Z_X	1	–
K_R	1	–
σ_{Hlim}	[800, 1100] MPa	Voir poly pages 58-60

- On va alors chercher Z_{NT} pour un fonctionnement de 20h par jour pendant 10 ans et on se place sur l'arbre d'entrée, soit $N_e = 103,1$ tr/mn.

Soit :

$$N_{cycle} = N_e \cdot 60 \cdot 20 \cdot 365 \cdot 10 = 4,51 \cdot 10^8 \text{ cycles}$$

Or on a les valeurs suivantes :

$$N_{S_1} = 10^5 \text{ cycles}, \quad N_{S_2} = 2 \times 10^6 \text{ cycles}, \quad N_{lim} = 10^{10} \text{ cycles}$$

Comme :

$$N_{S_2} < N_{cycle} < N_{lim} \Rightarrow Z_{NT}(N) = \left(\frac{N_{S_2}}{N_{cycle}} \right)^{1/6} = \left(\frac{2 \times 10^6}{4,5 \times 10^8} \right)^{1/6} \approx 0,87$$

- De plus, σ_{Hlim} est la contrainte de référence, avec $\sigma_{Hlim} \in [800, 1100]$ MPa. On choisit : $\sigma_{Hlim} = 900$ MPa
- On prendra un coefficient de sécurité $S_H = 1.3$ pour le critère de Hertz.

On a alors finalement :

$$\left(\sqrt{\frac{2|C|K_{H\alpha}K_{H\beta}K_AK_V\varphi^2}{\chi_r}} \cdot \frac{Z_H Z_\epsilon Z_\beta Z_B S_H}{Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \frac{1}{K_r} \sigma_{Hlim}} \right)^{\frac{2}{3}} \leq b \quad (1)$$

A partir du programme Python suivant, nous allons alors par itération, trouver les valeurs de d_1, d_2, b en se rapprochant de la valeur de b avec une erreur $\epsilon = 10^{-3}$ tout en conservant la règle métier. On se place d'abord dans le cas $\frac{d}{b} = 1$, puis ferons varier ce rapport entre $[0.7, 1.1]$.


```

4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60
61
62
63
64
65
66
67
68
69
70
71
72
73
74
75
76
77
78
79
80
81
82
83
84
85
86
87
88

###
import numpy as np
import matplotlib.pyplot as plt

### Valeurs ###
V_vent = 13 # m/s
gamma = 0.95

Km = 14 # Rapport de multiplication global
Kv = 3.91 # Rapport de réduction v
Ku = 3.71 # Rapport de réduction u

omega_e = 10.8 # Vitesse rotation arbre entrée en rad/s
omega_i = 40.2 # Vitesse rotation arbre intermédiaire en rad/s
omega_s = 157.29 # Vitesse rotation arbre sortie en rad/s

C_e = 451.9 # Couple au niveau de l'arbre d'entrée en N.m
C_i = 121.8 # Couple au niveau de l'arbre intermédiaire N.m
C_s = 31.15 # Couple au niveau de l'arbre de sortie N.m

# Valeurs des constantes

### Données Hertz ###
Xru, Xrv = Ku/(1+Ku), Kv/(1+Kv)
SigmaHlim = 900 # MPa
K_Halpha = 1.05
K_A = 1.25
K_V = 1
Z_NT = 0.87
Sh = 1.3
Ze = 189.8
Z_H = 2.495
Z_eps = 1
Z_beta = 1
Z_B = 1
Z_L, Z_V, Z_R, Z_W, Z_X, Kr = 1, 1, 1, 1, 1, 1

C1v = C_s * 1000 # N.mm
C1u = C_i * 1000 # N.mm
C2u = C_e * 1000 # N.mm
C2v = C1u

cste = 1 # cste = b/d

### Critère de Hertz ###
def b_plus_unU(b):
    K_Hbeta = 0.55 + 0.8 * cste + 2.33e-4 * b # on fixe manuellement b/d=1
    return (((2 * C1u * K_Hbeta * K_Halpha * K_A * cste**2) / Xru)**0.5 *
            ((Ze * Z_H * Sh) / (SigmaHlim * Z_NT))**(2 / 3))

def b_plus_unV(b):
    K_Hbeta = 0.55 + 0.8 * cste + 2.33e-4 * b # on fixe manuellement b/d=1
    return (((2 * C1v * K_Hbeta * K_Halpha * K_A * cste**2) / Xrv)**0.5 *
            ((Ze * Z_H * Sh) / (SigmaHlim * Z_NT))**(2 / 3))

def hertzU(b0, eps):
    b_t = b0
    b_T = b_plus_unU(b0)
    while np.abs((b_T - b_t) / b_t) > eps:
        b_t = b_T
        b_T = b_plus_unU(b_t)
    return b_t, b_T / cste

def hertzV(b0, eps):
    b_t = b0
    b_T = b_plus_unV(b0)
    while np.abs((b_T - b_t) / b_t) > eps:
        b_t = b_T
        b_T = b_plus_unV(b_t)
    return b_t, b_T / cste

b1v, d1v = hertzV(5, 1e-4)
b1u, d1u = hertzU(5, 1e-4)

d2v = Kv * d1v
d2u = Ku * d1u

print("Critère de Hertz")
print("b1u =", b1u)
print("d1u =", d1u)
print("b1v =", b1v)
print("d1v =", d1v)
print("d2v =", d2v)

```

FIGURE 5 – Programme Python pour trouver les valeurs de b, d_1, d_2

Les résultats du programme python pour la méthode de Hertz sont alors résumés dans le tableau suivant :

TABLE 4 – Valeurs comparatives pour les cas u et v

Paramètre	Cas u	Cas v
φ	1	1
d_1 (mm)	58.32	37.40
b (mm)	58.32	37.40
d_2 (mm)	216.36	138.75
K_{CF}	1.363	1.358

3.3.1 Critère de flexion (tenue à la base de la dent)

Ce critère assure la tenue mécanique de la dent à sa racine (côté tendu). Il s'écrit :

$$\sigma_{F\max} \leq \frac{\sigma_{F\text{adm}}}{S_F} \quad (1.2)$$

avec :

$$\begin{cases} \sigma_{F\max} : \text{contrainte maximale à la racine de la dent (côté tendu)} \\ \sigma_{F\text{adm}} : \text{contrainte admissible en flexion (fonction de } \sigma_{F\text{lim}} \\ S_F : \text{coefficient de sécurité en flexion} \end{cases}$$

La contrainte maximale à la racine de la dent est donnée par :

$$\sigma_{F\max} = \frac{F_{T0}}{b m_0} \cdot Y_{FS} Y_{\beta} K_{F\beta} K_{F\alpha} K_A K_V \quad (1.14)$$

où $F_{T0} = \frac{2C_i}{d_{0i}}$, avec $i = 1, 2$.

3.4 Valeurs des coefficients pour $\sigma_{F\max}$

Les valeurs des coefficients pour le calcul de $\sigma_{F\max}$ sont référencées dans ce tableau :

TABLE 5 – Valeurs des coefficients pour le calcul de $\sigma_{F\max}$

Coefficient	Valeur	Remarques
K_A	1.25	–
K_V	1	–
$K_{F\alpha}$	1.05	Rapport de conduite des engrenages
$K_{F\beta}$	Déterminé dans la partie précédente	
Y_{FS}	A déterminer	
Y_{ε}	0.7188	–
Y_{β}	1	–

- De plus, $\sigma_{H\text{lim}}$ est la contrainte de référence, avec $\sigma_{H\text{lim}} \in [800, 1100]$ MPa. On choisit : $\sigma_{H\text{lim}} = 900$ MPa

On peut alors faire de même pour l'arbre intermédiaire et l'arbre de sortie.

- Puisque le rapport $\frac{\sigma_{H\text{lim}}}{\sigma_{F\text{lim}}}$ est compris entre 2 et 5, et que l'on considère $\sigma_{H\text{lim}} = 900$ MPa, on choisit un rapport de 2,25. On en déduit alors :

$$\sigma_{F\text{lim}} = \frac{900}{2,25} = 400 \text{ MPa}$$

(une valeur inférieure, par exemple $\sigma_{F\lim} = 300$ MPa, ne permettait pas de satisfaire les conditions du dimensionnement).

- Le coefficient de sécurité Y_{FS} dépend du rapport $Z_n = \frac{d}{m_0}$. Sa valeur peut être déterminée à l'aide de l'abaque ci-dessous :

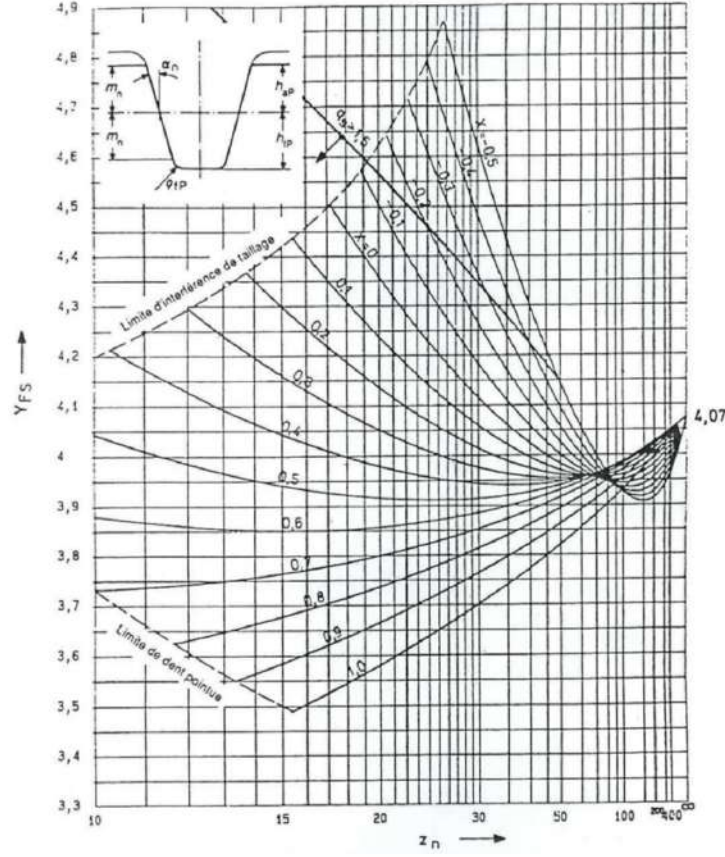


FIGURE 6 – Détermination de Y_{FS} à partir de l'abaque en fonction du rapport Z_n

Pour obtenir une estimation précise de Y_{FS} à partir d'une valeur donnée de Z_n , la courbe pourra être approximée numériquement en Python, notamment pour $x = 0$, afin de déterminer la valeur de Y_{FS} correspondante à Z_{NT} .

En ce qui concerne le coefficient $K_{F\beta}$, on utilise la relation :

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{N_F} \quad \text{avec} \quad N_F = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2} \quad \text{et} \quad h = 2,25 m_0$$

Les valeurs de $K_{F\beta}$ et de b seront issues du dimensionnement par le critère de Hertz présenté précédemment.

La contrainte admissible en flexion est donnée par :

$$\sigma_{F\text{adm}} = \frac{Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta\text{rel}T} Y_{R\text{rel}T} Y_X}{K_R} \cdot \sigma_{F\lim} \quad (1.15)$$

3.4.1 Valeurs des coefficients pour σ_{Fadm}

De même que précédemment, les valeurs des coefficients nécessaires pour le calcul de σ_{Fadm} sont répertoriées dans le tableau suivant :

Coefficient	Valeur	Remarques
Y_{NT}	Poly page 74-75	À choisir en fonction de la durée de vie.
$Y_{\delta_{rel}T} Y_{R_{rel}T} Y_X$	1	
Y_{ST}	2	
K_r	1	

TABLE 6 – Valeurs des coefficients pour le calcul de σ_{Fadm}

- On va alors chercher Z_{NT} pour un fonctionnement de 20h par jour pendant 10 ans et on se place sur l'arbre d'entrée, soit $N_e = 103,1$ tr/mn.

Soit :

$$N_{cycle} = N_e \cdot 60 \cdot 20 \cdot 365 \cdot 10 = 4,51 \cdot 10^8 \text{ cycles}$$

Or on a les valeurs suivantes :

$$N_{S_1} = 10^5 \text{ cycles}, \quad N_{S_2} = 2 \times 10^6 \text{ cycles}, \quad N_{lim} = 10^{10} \text{ cycles}$$

Comme :

$$N_{S_2} < N_{cycle} < N_{lim} \Rightarrow Z_{NT}(N) = \left(\frac{N_{S_2}}{N_{cycle}} \right)^{1/6} = \left(\frac{2 \times 10^6}{4,5 \times 10^8} \right)^{1/6} \approx 0,87$$

- Pour ce critère, on utilisera un coefficient de sécurité $S_F = 2$.

Sachant que l'on a au final

$$m_0 \geq \frac{F_{T0} Y_{FS} Y_{\beta} K_{F\beta} K_{F\alpha} K_A K_V S_F}{b Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta_{rel}T} Y_{R_{rel}T} \frac{Y_X}{K_r} \sigma_{Flim}} \quad (2)$$

Maintenant que tous les coefficients ont été définis, nous pouvons dimensionner les engrenages à l'aide du critère de flexion donné par l'équation (2) :

Pour résoudre cette inégalité, une itération numérique est mise en œuvre à l'aide d'un script Python. On fixe initialement $b = 5$ mm et on utilise un critère d'arrêt $\varepsilon = 10^{-5}$ pour la convergence.

Voici le code Python utilisé pour effectuer cette itération :

```

92     ### Critère de Flexion
93
94     ### Données flexion
95     sigmaFlim = 400 # MPa
96     Sf = 2
97     K_A = 1.25
98     K_v = 1
99     K_Falpha = 1.05
100    C_alpha = 1.6
101    Y_eps = 0.7188
102    Y_beta = 1
103    Y_NTe = 0.90
104    Y_NTi = 0.88
105    Y_NTt = 0.86
106
107    Y_sig_Y_r_Y_x = 1
108    Y_ST = 2
109    K_r = 1
110    K_Hbeta_u = 1.363
111    K_Hbeta_v = 1.358
112
113    C1v = C_s * 1000 # N.mm
114    C1u = C_i * 1000 # N.mm
115    C2u = C_e * 1000 # N.mm
116    C2v = C1u
117
118    bv = 37.40
119    d1u = 58.32
120    d1v = 37.40
121    d2v = 138.75
122    d2u = 216.36
123
124    # Fonction Yfs
125    def Yfs(m0, d):
126        x = np.array([17, 2, 19, 23, 40, 70, 200, 400])
127        y = np.array([4.5, 4.4, 4.25, 4.025, 3.95, 4.03, 4.4, 4.03])
128        Y_FS = interpolate.interpld(x, y) # Interpolation
129        return Y_FS(d / m0)
130
131    ### Pignon 1v
132    def m_plus_un_vp(m0):
133        K_Fbeta = (K_Hbeta_v) ** (1 / (1 + ((2 * m0) / bv) + ((2 * m0) / bv) ** 2))
134        F_T0 = (2 * C1v) / d1v
135        return (F_T0 * Yfs(m0, d1v) * K_Fbeta * K_Falpha * K_A * Sf) / (bv * Y_ST * Y_NTt * sigmaFlim)
136
137    def flexionVp(m0_ini, eps):
138        m_p = m0_ini
139        m_t_p = m_plus_un_vp(m0_ini)
140        while np.abs((m_t_p - m_p) / m_p) > eps:
141            m_p = m_t_p
142            m_t_p = m_plus_un_vp(m_p)
143        return m_t_p
144
145    ### Roue 2v
146    def m_plus_un_vr(m0):
147        K_Fbeta = (K_Hbeta_v) ** (1 / (1 + ((2 * m0) / bv) + ((2 * m0) / bv) ** 2))
148        F_T0 = (2 * C2v) / d2v
149        return (F_T0 * Yfs(m0, d2v) * K_Fbeta * K_Falpha * K_A * Sf) / (bv * Y_ST * Y_NTt * sigmaFlim)
150
151    def flexionVr(m0_ini, eps):
152        m_r = m0_ini
153        m_t_r = m_plus_un_vr(m0_ini)
154        while np.abs((m_t_r - m_r) / m_r) > eps:
155            m_r = m_t_r
156            m_t_r = m_plus_un_vr(m_r)
157        return m_t_r
158
159    # Calculs finaux
160    m2u = flexionVp(1, 1e-3)
161    m1u = flexionVp(1, 1e-3)
162    m2v = flexionVr(1, 1e-3)
163    m1v = flexionVp(1, 1e-3)
164
165
166    print(m2u, m1u, m2v, m1v)

```

FIGURE 7 – Programme Python pour trouver les valeurs de b, d_1, d_2

Les résultats obtenus peuvent être résumés dans le tableau suivant :

	1u	2u	1v	2v
Y_{FS}	4,01	4,00	4,05	3,93
m_0	1	1	1	1
$\max(m_{01}, m_{02})$	1	1	1	1
$Z = \frac{d}{\max(m_{01}, m_{02})}$	58	217	38	138

Un engrenage possède un nombre de dents impair tandis que l'autre est pair.

Ainsi, les résultats sont conformes aux intervalles attendus, garantissant un bon engrènement entre les pignons et les roues.

4 Dimensionnement des roulements du multiplicateur

4.1 Méthode déployée et données

Nous nous intéressons à présent aux dimensions des roulements du multiplicateur. Afin de les calculer, nous déploierons pour chaque arbre la méthode suivante :

1. Calcul des angles d'enroulement β et ψ
2. Dimensionnement des longueurs a , b et c , définissant l'encombrement axial du moteur
3. Calcul des charges sur les roulements, en accord avec le cahier des charges
4. Sélection des roulements à partir du catalogue SKF

Nous disposons de plus des données suivantes, déterminées au précédent jalon :

- $t = 36,97 \text{ N}$
- $T = 3597,5 \text{ N}$
- $\delta = \frac{180-\theta}{2} = 0,785^\circ$

4.1.1 Dimensionnement des données géométriques

Tout d'abord, nous devons déterminer les données géométriques nécessaires au dimensionnement des roulements. Nous nous sommes appuyés sur la CAO, faite sur le logiciel 3DX, afin de mesurer :

- Angles d'encombrement β et ψ :

Nous souhaitons minimiser l'encombrement du multiplicateur, c'est-à-dire que nous désirions l'aire de sa section la plus petite possible. A l'aide des différents diamètres d'engrenages trouvés précédemment, nous avons pu tracer la section du multiplicateur sur Geogebra, puis mesurer les différents angles correspondant à l'aire la plus faible possible :

$$\boxed{\beta = 72,46^\circ \quad \text{et} \quad \psi = 180^\circ - \alpha = 62,64^\circ}$$

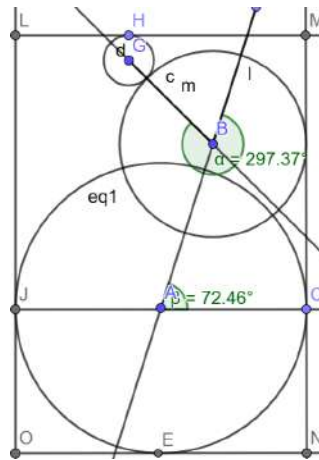


FIGURE 8 – Détermination des angles d'encombrement β et ψ

- les longueurs définissant l'encombrement axial du moteur a , b et c :

Plusieurs approches étaient envisageables pour déterminer les longueurs a , b et c . En règle générale, une méthode itérative consistant à fixer arbitrairement ces valeurs jusqu'à obtenir un dimensionnement optimal aurait été appropriée. Toutefois, cette méthode s'est révélée trop fastidieuse. Nous avons donc opté pour des valeurs de a , b et c que nous estimions cohérentes, permettant l'installation de roulements adaptés sur l'arbre. Cette approche visait également à garantir que la somme $a+b+c$ reste inférieure à l'épaisseur des engrenages correspondants sur chaque arbre. Ainsi :

$$a = 60,5\text{mm} \quad b = 85,5\text{mm} \quad c = 40,5\text{mm}$$

4.1.2 Dimensionnement de l'arbre d'entrée

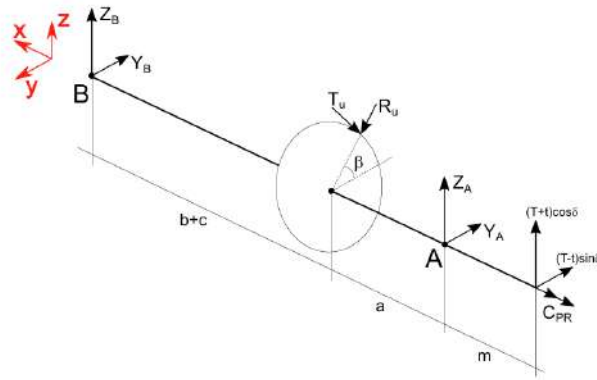


FIGURE 9 – Schéma des efforts et réactions de l'arbre d'entrée

On applique le Principe Fondamental de la Statique au système isolé $\Sigma_e = \{\text{arbre d'entrée}\}$:

- Théorème de la Résultante Statique :

- Selon \vec{y} : $Y_B + Y_A + (T - t) \sin \delta - R_u \cos \beta + T_u \sin \beta = 0$
- Selon \vec{z} : $Z_B + Z_A + (T + t) \cos \delta - R_u \sin \beta - T_u \cos \beta = 0$

- Théorème du Moment Statique au point B :

- Selon l'axe (O, \vec{y}) :
 $(b + c)(R_u \sin \beta + T_u \cos \beta) - (a + b + c)(T + t)Z_A - (a + b + c + m)(T + t) \cos \delta = 0$
- Selon l'axe (O, \vec{z}) :
 $(b + c)(R_u \cos \beta - T_u \sin \beta) - (a + b + c + m)(T - t) \sin \delta = 0$

avec $R_u = T_u \tan(\alpha_0)$ avec $\alpha_0 = 20^\circ$ et $T_u = \frac{2C_e}{d_{2u}}$

Dès lors, on obtient après résolution :

•

$$Y_B = \frac{a(R_u \cos \beta - T_u \sin \beta) + m(T - t) \sin \delta}{a + b + c} \quad (3)$$

•

$$Z_B = \frac{a(R_u \sin \beta + T_u \cos \beta) + m(T + t) \cos \delta}{a + b + c} \quad (4)$$

•

$$Y_A = \frac{(b+c)(R_u \cos \beta - T_u \sin \beta) - (a+b+c+m)(T-t) \sin \delta}{a+b+c} \quad (5)$$

•

$$Z_A = \frac{(b+c)(R_u \sin \beta + T_u \cos \beta) - (a+b+c+m)(T+t) \cos \delta}{a+b+c} \quad (6)$$

4.1.3 Dimensionnement de l'arbre intermédiaire

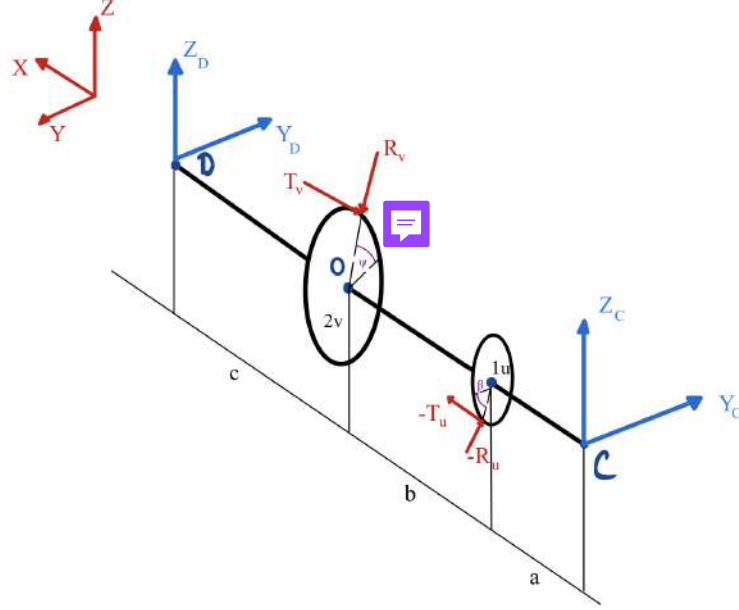


FIGURE 10 – Schéma des efforts et réactions de l'arbre intermédiaire

On applique le Principe Fondamental de la Statique au système isolé $\Sigma_i = \{\text{arbre intermédiaire}\}$:

- Théorème de la Résultante Statique :

- Selon \vec{y} : $Y_C + Y_D - (R_u \cos \beta + T_u \sin \beta) - R_v \cos \psi + T_v \sin \psi = 0$
- Selon \vec{z} : $Z_C + Z_D + (-R_u \sin \beta - T_u \cos \beta) - R_v \sin \psi - T_v \cos \psi = 0$

avec $T_v = \frac{2C_{(i)}}{d_{02v}}$ et $R_v = T_v \tan \alpha_0$

- Théorème du Moment Statique en O :

- Selon \vec{y} : $(a+b)Z_C + b(-R_u \sin \beta - T_u \cos \beta) - cZ_D = 0$
- Selon \vec{z} : $(a+b)Y_C + b(R_u \cos \beta - T_u \sin \beta) - cY_D = 0$

Dès lors, on obtient après résolution :

- $$Y_C = \frac{(b+c)(-R_u \cos \beta + T_u \sin \beta) + c(R_v \cos \psi - T_v \sin \psi)}{a+b+c} \quad (7)$$

- $$Y_D = \frac{a(-R_u \cos \beta + T_u \sin \beta) + (a+b)(R_v \cos \psi - T_v \sin \psi)}{a+b+c} \quad (8)$$

- $$Z_C = \frac{(b+c)(-R_u \sin \beta - T_u \cos \beta) + c(R_v \sin \psi + T_v \cos \psi)}{a+b+c} \quad (9)$$

- $$Z_D = \frac{a(-R_u \sin \beta - T_u \cos \beta) + (a+b)(R_v \sin \psi + T_v \cos \psi)}{a+b+c} \quad (10)$$

4.1.4 Dimensionnement de l'arbre de sortie

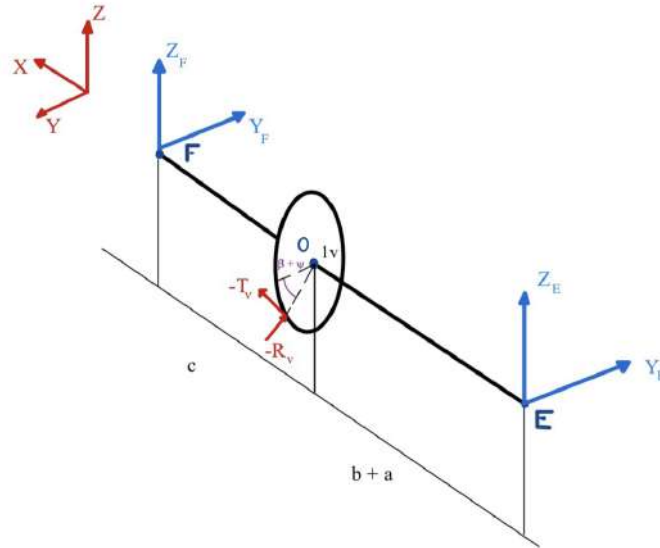


FIGURE 11 – Schéma des efforts et réactions de l'arbre de sortie

On applique le Principe Fondamental de la Statique au système isolé $\Sigma_s = \{\text{arbre de sortie}\}$:

- Théorème de la Résultante Statique :

- Selon \vec{y} : $Y_E + Y_F + R_{v2} \cos(\beta + \psi) - T_{v2} \sin(\beta + \psi) = 0$
- Selon \vec{z} : $Z_E + Z_F - R_{v2} \sin(\beta + \psi) - T_{v2} \cos(\beta + \psi) = 0$

avec $T_{v2} = \frac{2C_{(i)}}{d_{01v}}$ et $R_{v2} = T_v \tan \alpha_0$

- Théorème du Moment Statique en O :

- Selon \vec{y} : $cZ_F - (a+b)Z_E = 0$
- Selon \vec{z} : $cY_F - (a+b)Y_E = 0$

Dès lors, on obtient après résolution :

- $$Y_E = \frac{c(T_{v2} \sin(\beta + \psi) + R_{v2} \cos(\beta + \psi))}{a + b + c} \quad (11)$$

- $$Y_F = \frac{(a + b)(T_{v2} \sin(\beta + \psi) + R_{v2} \cos(\beta + \psi))}{a + b + c} \quad (12)$$

- $$Z_E = \frac{c(R_{v2} \sin(\beta + \psi) + T_{v2} \cos(\beta + \psi))}{a + b + c} \quad (13)$$

- $$Z_F = \frac{(a + b)(R_{v2} \sin(\beta + \psi) + T_{v2} \cos(\beta + \psi))}{a + b + c} \quad (14)$$

4.1.5 Récapitulatif des efforts

A l'aide des valeurs des différents paramètres géométriques nécessaires au dimensionnement, on obtient par application numérique :

	Y_A	Z_A	Y_B	Z_B	Y_C	Z_C	Y_D	Z_D	Y_E	Z_E	Y_F	Z_F
Effort (en kN)	+109,4	-73,4	+43,5	-29,2	-32,8	+46,7	-53,4	+70,1	+24,6	-19,8	-44,3	+35,6

TABLE 7 – Valeurs numériques des efforts avec signes corrigés

4.2 Calcul de la durée de vie

Nous allons à présent calculer la durée de vie de chaque roulement des différents arbres, afin de déterminer la charge dynamique équivalente. Cela nous permettra de sélectionner les roulements appropriés à partir du catalogue SKF.

Données :

- L'éolienne fonctionne 20h par jour, soit 73 000h par an.
- Nous choisissons de prendre des roulements à une rangée de billes à contact radiale, d'où :
 $\alpha = 3$

On rappelle les formules suivantes :

- $L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^\alpha$
- $L_{10h} = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{60N}$ avec N en $tr.min^{-1}$

Or nous disposons uniquement de la durée de vie de l'ensemble, et non de chaque roulement, donc nous calculerons L_{02} puisque $\sqrt[6]{0,90} \approx 0,98$.

Pour le roulement A, on a :

$$P_A = \sqrt{Y_A^2 + Z_A^2} = 131688,5N$$

D'où :

$$C_A \geq P_A^k \sqrt{\frac{L_{02h} \cdot 60 N_{(e)}}{10^6 a_1}} \quad (15)$$

avec $a_1 = \frac{L_{02}}{L_{10}} = 0,33$; $N_{(e)} = tr.min^{-1}$; $L_{02h} = 73000 h$

Ainsi :

$$C_A = 16,46 kN$$

Dès lors, il est possible de chercher les dimensions du roulement dans les catalogues SKF.

En réitérant la même méthode pour les autres roulements présents, nous avons pu dimensionner et choisir les 5 roulements restants :

Roulement	$N (tr.min^{-1})$	Effort Y (N)	Effort Z (N)	$P (N)$	$C (N)$	Roulement SKF	$\varphi_{int} (mm)$	$\varphi_{ext} (mm)$
A	1500	109400	73400	131145	16460	6212-2Z C3	60	110
B	1500	43500	29200	52227	8720	6209-2Z C3	45	85
C	500	32800	46700	57172	7240	6208-2Z C3	40	80
D	500	53400	70100	87880	10930	6211-2Z C3	55	100
E	250	24600	19800	31663	5280	6206-2Z C3	30	62
F	250	44300	35600	56747	9540	6209-2Z C3	45	85

TABLE 8 – Tableau récapitulatif des différents roulements

5 Arbres

Nous allons utiliser le comportement en traction pour dimensionner le diamètre minimal des arbres. Pour cela, nous utiliserons le critère de torsion maximale :

$$\theta_{\max} \leq \frac{0,5^\circ}{\text{m}}$$

On a :

$$\theta_{\max} \geq \frac{M_t}{GJ_G} \quad \text{avec} \quad G_{\text{acier}} = 81 \text{ GPa}$$

Et :

$$J_G = \begin{cases} \frac{\pi D^4}{32} & \text{si l'arbre est plein} \\ \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32} & \text{si l'arbre est creux} \end{cases}$$

avec comme relation entre les deux diamètres :

$$d = 0,6D$$

Nous pouvons ainsi exprimer les deux relations que doivent satisfaire les diamètres :

$$\begin{cases} D \geq \sqrt[4]{\frac{32M_t}{G\pi\theta_{\max}}} \\ d \geq \sqrt[4]{\frac{32M_t}{G\pi\theta_{\max}(1 - 0,6^4)}} \end{cases}$$

5.1 Arbre d'entrée

On a $M_t = C_e = 451.9 \text{ N.m}$. L'arbre étant creux, on a :

$$\begin{cases} D_e \geq \boxed{50.56 \text{ mm}} \\ d_e \geq \boxed{30.31 \text{ mm}} \end{cases}$$

On vérifie que ces valeurs de diamètres respectent le critère de torsion de l'acier :

$$\tau_{\text{cisail}} \leq \tau_{\text{acier}} \approx 0,7R_{e,\text{acier}}$$

On sait que :

$$\tau_{\text{cisail}} = Gr\theta$$

Ainsi :

$$\tau_{\text{cisail}} = \boxed{1017.8 \text{ MPa}}$$

Pour satisfaire ce critère, on choisit donc un acier à haute résistance avec $R_e = 1500 \text{ MPa}$, ce qui donne :

$$\tau_{\text{acier}} = \boxed{1050 \text{ MPa}}$$

On a donc bien :

$$\tau_{\text{cisail}} \leq \tau_{\text{acier}}$$

Ce critère est donc également vérifié pour les autres arbres, car ils ont un rayon extérieur inférieur et donc une contrainte de cisaillement plus faible.

On vérifie que le diamètre de la bague intérieure des roulements est supérieur au diamètre extérieur des arbres. On a bien :

$$\varphi_{\text{int,e}} = \boxed{60 \text{ mm}} \geq D_e$$

5.2 Arbre intermédiaire

On a $M_t = C_i = 121.8 \text{ N m}$. L'arbre étant plein, on a :

$$D_i \geq \boxed{36.5 \text{ mm}}$$

On vérifie :

$$\varphi_{\text{int,i}} = \boxed{40 \text{ mm}} \geq D_i$$

5.3 Arbre de sortie

On a $M_t = C_s = 31.15 \text{ N m}$. L'arbre étant plein, on a :

$$D_s \geq \boxed{25.85 \text{ mm}}$$

Et :

$$\varphi_{\text{int,s}} = \boxed{30 \text{ mm}} \geq D_s$$

6 CAO : Cohérence et faisabilité

Nous avons réalisé un modèle CAO afin de vérifier la cohérence et la faisabilité de nos résultats.

6.1 Démarche suivie

La démarche suivie est la suivante :

- Création de quatre sous-ensembles : **squelette**, **ensemble d'entrée**, **ensemble intermédiaire** et **ensemble de sortie**. Les trois derniers sous-ensembles correspondent aux trois axes du multiplicateur avec les roulements et roues dentées entraînés en rotation autour de ceux-ci.
- Dans le squelette, nous avons défini la structure du multiplicateur ainsi que les paramètres nécessaires pour la suite.

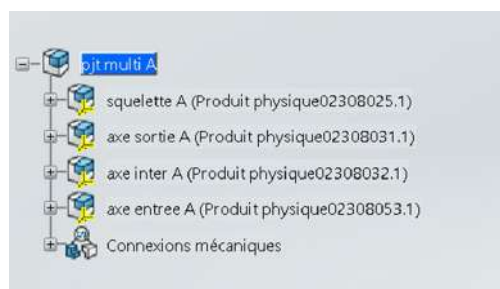


FIGURE 12 – Création des sous-ensembles

6.2 Utilisation des paramètres du dimensionnement dans le squelette

Tous les paramètres déterminés lors de la phase de dimensionnement ont été renseignés directement dans le squelette du produit.

Cette organisation permet de centraliser l'ensemble des valeurs critiques et d'assurer une modification rapide et sécurisée du modèle en cas d'erreur ou d'évolution des résultats de calculs.

Ainsi, toute modification d'un paramètre dans le squelette entraîne automatiquement la mise à jour des pièces et des assemblages associés, sans nécessiter de retoucher manuellement les géométries. Cette méthode offre une grande souplesse et réduit considérablement les risques d'incohérence lors des ajustements de conception.

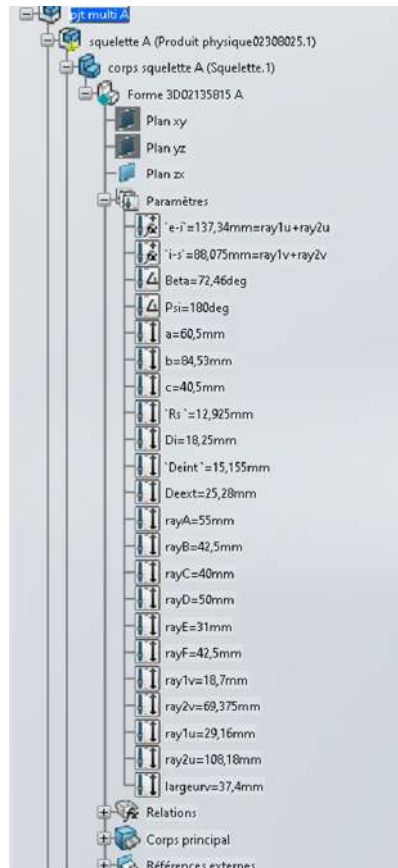


FIGURE 13 – Utilisation des paramètres de dimensionnement

6.3 Réalisation des pièces à partir du squelette

La conception des pièces, notamment les arbres et les roulements, a été réalisée en s'appuyant directement sur la géométrie du squelette.

Le squelette a servi de base commune pour positionner, dimensionner et orienter l'ensemble des composants mécaniques du sous-assemblage.

Chaque pièce a été créée à partir de la structure du squelette avec la formulation des esquisses et des extrusions à l'aide des paramètres définis précédemment.

La définition des formes et des dimensions des pièces repose donc sur l'ensemble des résultats obtenus lors des phases de calcul et de dimensionnement précédentes, afin d'assurer la conformité mécanique et fonctionnelle du système.

Cette approche permet d'assurer la cohérence géométrique entre les pièces et de garantir le respect des contraintes d'encombrement et d'alignement imposées au niveau global de l'assemblage.

Cependant, il est important de noter que cette méthode de création a malencontreusement modifié la forme initiale du squelette. Lors de la construction des pièces par association directe avec la géométrie du squelette, certaines entités ont été déformées ou altérées, entraînant une perte partielle de la forme originale du squelette de référence.

Malgré plusieurs tentatives pour corriger cette altération sans compromettre les pièces dérivées, ce problème n'a pas pu être totalement résolu dans la version actuelle du modèle.

6.4 Structure finale

On voit ici dans chaque sous-ensemble les pièces qui lui sont associées :

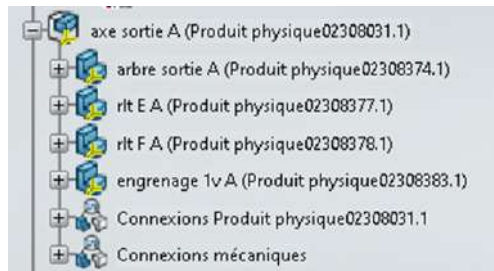


FIGURE 14 – Pièces

On obtient finalement cette structure :

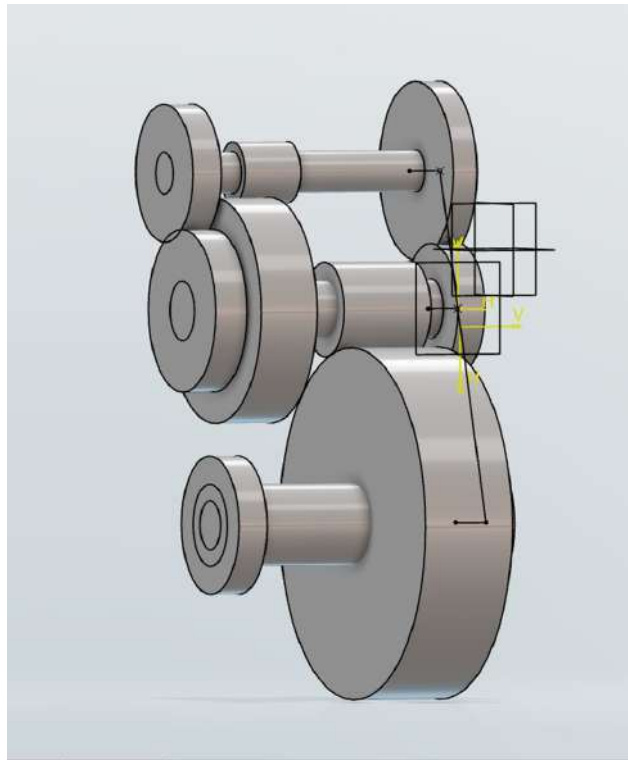


FIGURE 15 – Structure finale

6.5 Observation de collisions entre les roulements

Lors de la validation du modèle, des collisions entre certains roulements ont été observées. Ces interférences peuvent être attribuées soit à une erreur dans le dimensionnement initial des roulements, soit à une erreur de manipulation ou d'assemblage dans le logiciel de CAO.

Une analyse complémentaire sera nécessaire pour identifier l'origine exacte du problème et corriger la conception en conséquence.

7 Conclusion

Dans ce jalon, nous avons procédé au dimensionnement détaillé du multiplicateur de l'éolienne. En nous appuyant sur une méthode itérative, nous avons déterminé l'ensemble des paramètres du multiplicateur, en veillant à leur cohérence avec les dimensions établies lors du jalon précédent. Les critères de Hertz et de flexion ont notamment guidé le dimensionnement des engrenages, assurant leur conformité aux contraintes mécaniques. Cette démarche nous a permis d'identifier les enjeux et les défis associés au dimensionnement de composants mécaniques. Par ailleurs, l'utilisation d'un logiciel de CAO a facilité la vérification de la cohérence des résultats obtenus et a permis d'apporter des ajustements en temps réel.

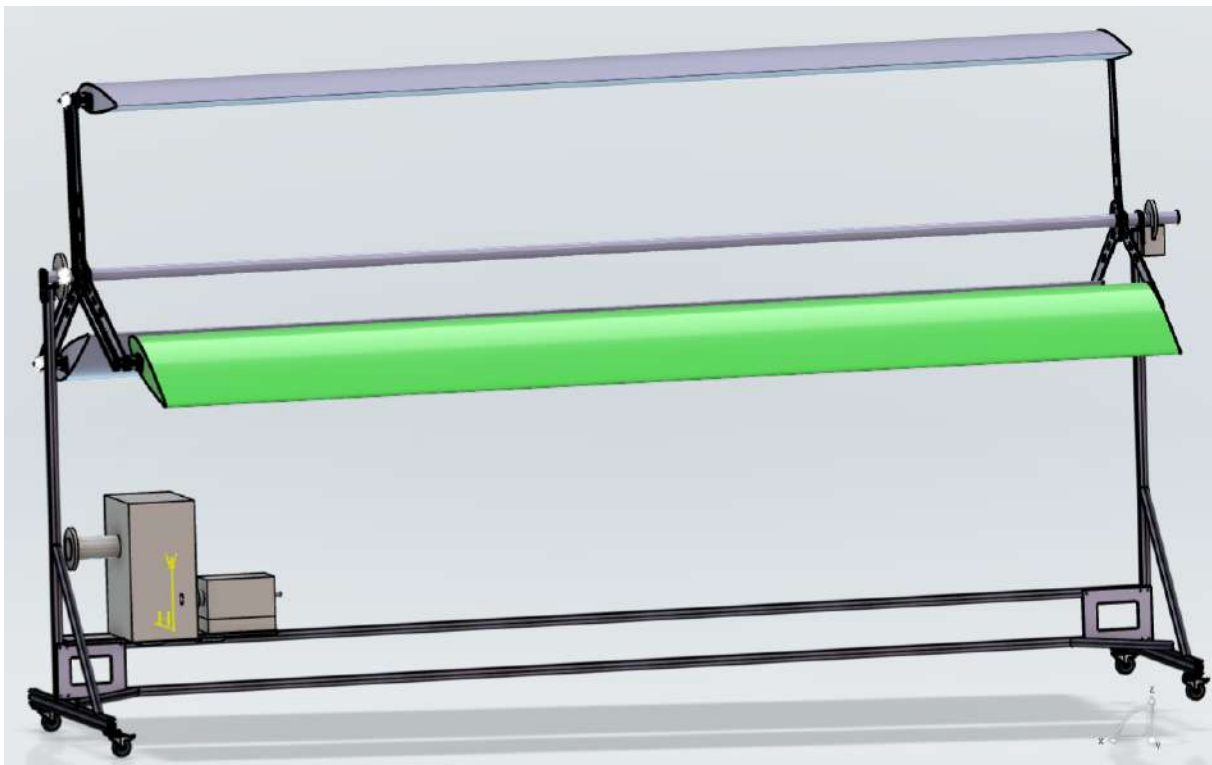


FIGURE 16 – Eolienne modélisée sur 3DX

PJT Jalon 4 : Synthèse



Anis Turki, Martin Saulnier, Louis Abily, Raphaël Ambrosio-Palos

GIM ED2

23 juin 2025

Table des matières

1	Introduction	2
2	Dimensionnement de l'arbre intermédiaire	3
2.1	Hypothèses	3
2.2	Données issues du Jalon 3	3
2.3	Efforts aux roulements (ajustés avec le poids total P_{tot})	4
2.4	Calcul des poids	4
2.5	Torseurs de cohésion	4
2.5.1	Sur le tronçon [DO]	4
2.5.2	Sur le tronçon [OO']	4
2.5.3	Sur le tronçon [O'C]	4
2.6	Calcul des flèches	6
2.7	Critères de dimensionnement	7
2.7.1	Von Mises	7
2.7.2	Tresca	7
2.7.3	Contraintes maximales	7
2.8	Vérification par les éléments finis	7
3	Dimensionnement du bras du support du multiplicateur	9
3.1	Estimation de la masse à l'aide du modèle CAO	9
3.2	Détermination du couple C_c	9
3.3	Détermination de l'effort F_b	9
3.4	Détermination des efforts de réaction à l'arbre de sortie	9
3.5	Correction du dimensionnement des roulements de l'arbre de sortie	10
4	CAO	11
5	Technologie des arbres	15
5.1	Montage de l'arbre d'entrée	15
5.2	Montage de l'arbre intermédiaire	16
5.3	Montage de l'arbre de sortie	17
6	Frettage	19
7	Lubrification	22
7.1	Calcul de K_a	23
7.2	Calcul du rapport k_s/v	23
8	Conclusion	25

1 Introduction

Au cours du premier jalon, nous avons procédé à une analyse structurelle approfondie et à une étude fonctionnelle globale de notre éolienne domestique. Cette étape nous a permis de cerner les contraintes mécaniques et les exigences fonctionnelles essentielles à la conception du système.

Dans le second jalon, l'accent a été mis sur les spécifications techniques de l'éolienne. Nous avons entrepris une modélisation détaillée de l'éolienne à l'aide de la plateforme 3DX, ce qui nous a permis de nous familiariser avec le système et de mieux appréhender ses caractéristiques. Cette modélisation a facilité la visualisation de la forme et des dimensions finales de l'éolienne, éléments cruciaux pour le dimensionnement ultérieur. Le troisième jalon s'est concentrée principalement sur la conception du multiplicateur. Dans la continuité du jalon 3, nous poursuivons le dimensionnement du multiplicateur en apportant davantage de précisions sur certains éléments. Le logiciel 3DX sera utilisé pour la modélisation des pièces, tandis qu'Abaqus permettra de vérifier numériquement le modèle poutre.

Symbole	Description	Valeur
C_p	Coefficient de Betz	$C_p^{\text{optimum}} = 0,4$
λ	Coefficient de vitesse périphérique	$\lambda = 0,7$
R_{optim}	Rapport de solidité	$R_{\text{optim}} = 1,3$
C	Longueur de corde du profil (NACA 18) utilisé pour les pales	
N_p	Nombre de pales utilisé	$N_p = 3$
\varnothing_r	Diamètre du rotor	
L_p	Longueur des pales	
η_p	Rendement du palier à roulement	$\eta_p = 0,95$
η_f	Rendement de la transmission par lien flexible	$\eta_f = 0,96$
η_{eng}	Rendement d'un engrenage dans le multiplicateur	$\eta_{\text{eng}} = 0,98$
N_{beng}	Nombre d'engrenages dans le multiplicateur	$N_{\text{beng}} = 2$
K_r	Coefficient de rugosité du sol	$K_r = 0,9$
P_{∞}	Puissance de vent contenue dans un cylindre	
K	Rapport de multiplication global	
K_m	Rapport de multiplication du multiplicateur	
K_f	Rapport de multiplication du lien flexible	
ρ	Masse volumique de l'air à 15°C	$\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$

TABLE 1 – Paramètres et valeurs associés à l'éolienne urbaine

2 Dimensionnement de l'arbre intermédiaire

2.1 Hypothèses

Nous allons dimensionner les arbres de deux manières différentes : une approche analytique suivie d'une vérification via une simulation ABAQUS. Nous nous concentrons uniquement sur l'arbre intermédiaire, étant le plus chargé. La méthode reste applicable aux autres arbres.

2.2 Données issues du Jalon 3

Nous avons le schéma d'arbre suivant :

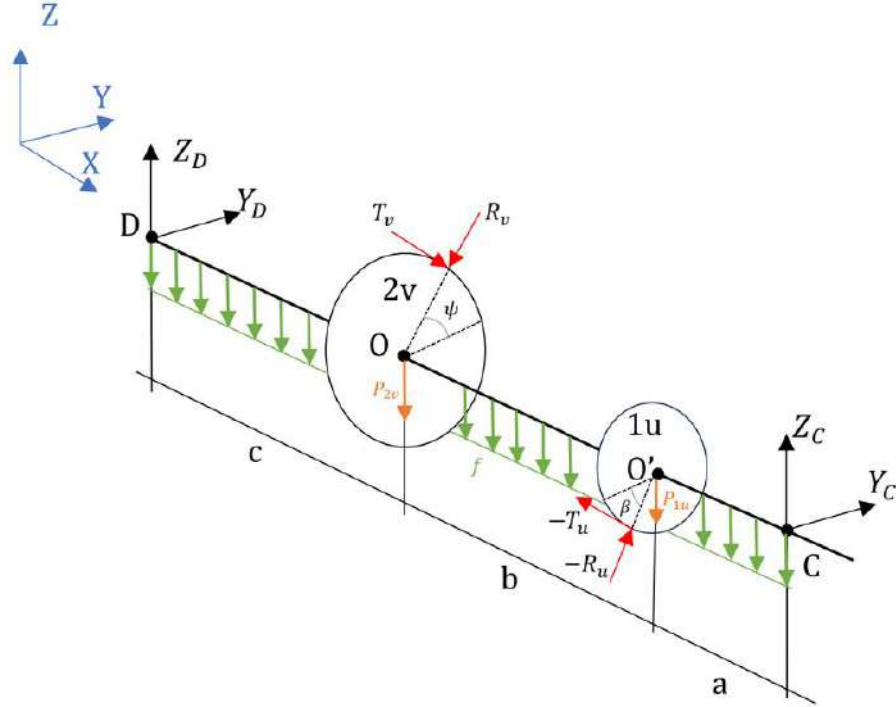


FIGURE 1 – Schéma des liaisons et efforts exercés sur l'arbre

$ZD = 197.24 \text{ N}$	$YD = 152.7 \text{ N}$	
$YC = 2107 \text{ N}$	$ZC = -1532 \text{ N}$	
$Tv = 1755.6 \text{ N}$	$Rv = 639.01 \text{ N}$	
$Tu = 4177.3 \text{ N}$	$Ru = 1520.4 \text{ N}$	
$\psi = 62.64^\circ$	$\beta = 72.46^\circ$	
$a = 60.5 \text{ mm}$	$b = 85.5 \text{ mm}$	$c = 40.5 \text{ mm}$

2.3 Efforts aux roulements (ajustés avec le poids total P_{tot})

$$\begin{cases} YC = \frac{(b+c)(-Ru \cos \beta + Tu \sin \beta) + c(Rv \cos \psi - Tv \sin \psi)}{a+b+c} \\ YD = \frac{a(-Ru \cos \beta + Tu \sin \beta) + (a+b)(Rv \cos \psi - Tv \sin \psi)}{a+b+c} \\ ZC = \frac{(b+c)(-Ru \sin \beta - Tu \cos \beta + P_{1u}) + c(Rv \sin \psi + Tv \cos \psi + P_{2v}) + \frac{fL^2}{2}}{a+b+c} \\ ZD = \frac{a(-Ru \sin \beta - Tu \cos \beta + P_{1u}) + (a+b)(Rv \sin \psi + Tv \cos \psi + P_{2v}) + \frac{fL^2}{2}}{a+b+c} \end{cases}$$

2.4 Calcul des poids

$$m_{1u} = \rho \cdot \frac{\pi(d_{1u}^2 - d^2)}{4} \cdot b_{1u} \Rightarrow m_{1u} = 0.47 \text{ kg} \Rightarrow P_{1u} = 4.65 \text{ N}$$

$$m_{2v} = 4.11 \text{ kg} \Rightarrow P_{2v} = 40.3 \text{ N}$$

$$f = \rho g S = 0.08 \text{ N/mm}, \quad S = \frac{\pi D^2}{4}$$

2.5 Torseurs de cohésion

2.5.1 Sur le tronçon [DO]

$$\{\tau_{coh}\} = \left\{ \begin{array}{l} -Y_D \vec{y} + (-Z_D + fx) \vec{z} \\ (xZ_D - \frac{fx^2}{2}) \vec{y} - xY_D \vec{z} \end{array} \right\}_G$$

2.5.2 Sur le tronçon [OO']

$$\{\tau_{coh}\} = \left\{ \begin{array}{l} (-Y_D - (T_v + R_v) \cos \psi) \vec{y} + (Z_D - fx + (R_v - T_v) \sin \psi - P_{2v}) \vec{z} \\ -R_{2v} T_v \vec{x} + \left(xZ_D - \frac{fx^2}{2} + (T_v - R_v)(x - c) \cos \psi \right) \vec{y} \\ + (-xY_D + (R_v + T_v)(x - c) \sin \psi) \vec{z} \end{array} \right\}_G$$

2.5.3 Sur le tronçon [O'C]

$$\{\tau_{coh}\} = \left\{ \begin{array}{l} Y_C \vec{y} + (Z_C - f(L - x)) \vec{z} \\ \left(\frac{f(L - x)^2}{2} - Z_C(L - x) \right) \vec{y} + Y_C(L - x) \vec{z} \end{array} \right\}_G$$

On obtient finalement les diagrammes suivants :

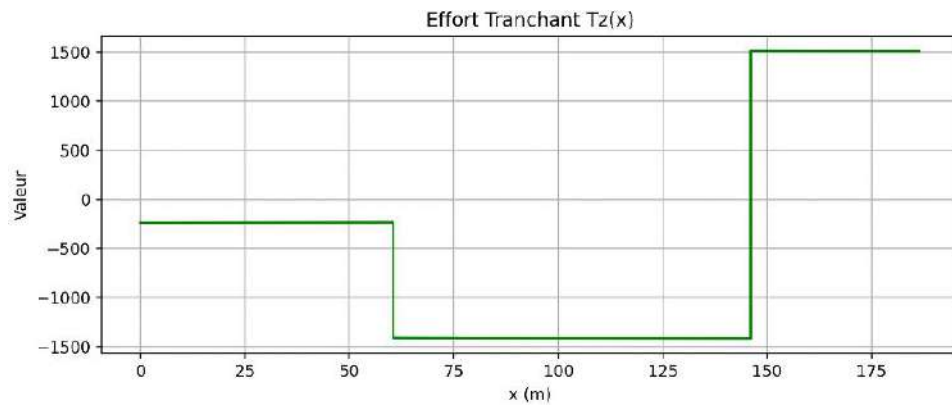


FIGURE 2 – Effort tranchant $T_z(x)$

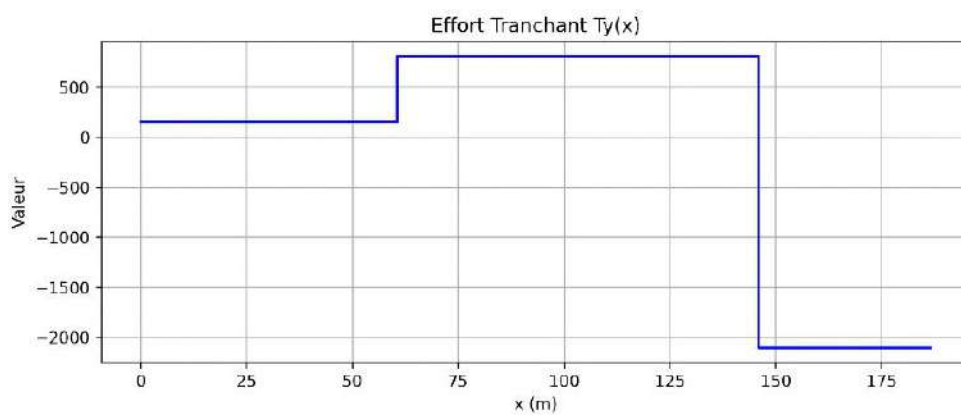


FIGURE 3 – Effort tranchant $T_y(x)$



FIGURE 4 – Moment fléchissant $M_z(x)$



FIGURE 5 – Moment fléchissant $M_y(x)$

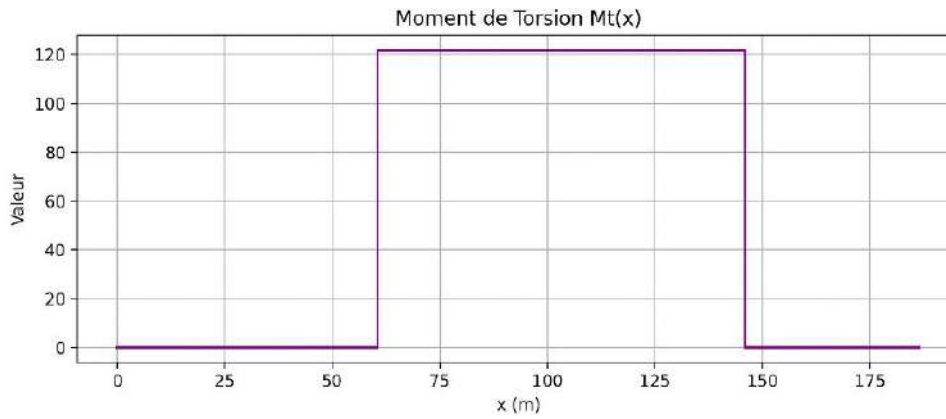


FIGURE 6 – Moment de torsion $M_t(x)$

2.6 Calcul des flèches

Hypothèses de Bernoulli :

$$\frac{d^2 v(x)}{dx^2} = -\frac{M_f^z(x)}{EI}, \quad \frac{d^2 w(x)}{dx^2} = \frac{M_f^y(x)}{EI}$$

Conditions aux limites :

$$\begin{cases} v(0) = w(0) = 0 \\ v(L) = w(L) = 0 \\ \text{Continuité des dérivées aux jonctions entre tronçons} \end{cases}$$

Résultats numériques (Python) :

$$\begin{aligned} C_1 &= -8.8 \times 10^{-4}, & C_2 &= -1.6 \times 10^{-3}, \\ C_3 &= -9.7 \times 10^{-4}, & C_4 &= -6.8 \times 10^{-4}, \\ C_5 &= 2.2 \times 10^{-3}, & C_6 &= 2.3 \times 10^{-3} \end{aligned}$$

Flèche maximale :

$$f_l(x) = \max \left(\sqrt{v(x)^2 + w(x)^2} \right) < \frac{L}{800} = 0.233 \text{ mm} \Rightarrow f_{l,\max} = 0.1879 \text{ mm}$$

2.7 Critères de dimensionnement

2.7.1 Von Mises

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{xx}^2 + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2)}$$

2.7.2 Tresca

$$\sigma_{Tresca} = \sqrt{\sigma_{xx}^2 + 4(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2)}$$

2.7.3 Contraintes maximales

$$\begin{aligned}\sigma_{VM} &= 61.47 \text{ MPa} \\ \sigma_{Tresca} &= 64.45 \text{ MPa}\end{aligned}$$

2.8 Vérification par les éléments finis

On utilise la méthode des éléments finis dans le logiciel **Abaqus**, afin de vérifier les résultats obtenus analytiquement. Pour cela, on modélise chacun de nos arbres numériquement en utilisant un modèle poutre avec une géométrie de section et des dimensions propres à chaque arbre. En revanche, on prendra le même matériau (équivalent à un acier classique) pour les trois arbres avec les propriétés suivantes

Pour l'arbre intermédiaire, une ligne de longueur $a + b + c$ est créée, avec des points spécifiques placés à l'emplacement des roues dentées. Chaque segment de la ligne délimité par deux points est ensuite partitionné. Une fois le maillage réalisé, on obtient la configuration suivante :

À l'issue des calculs, on obtient les diagrammes représentant les composantes du tenseur de cohésion le long de l'arbre intermédiaire :

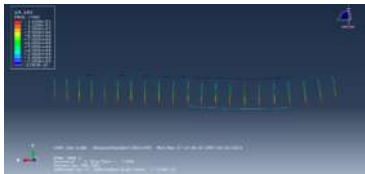


FIGURE 7 – Moment de torsion $M_t(x)$

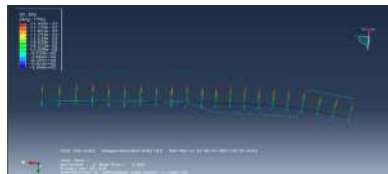


FIGURE 8 – Effort tranchant $T_y(x)$

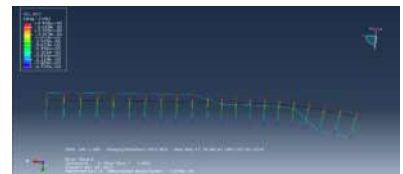


FIGURE 9 – Effort tranchant $T_z(x)$

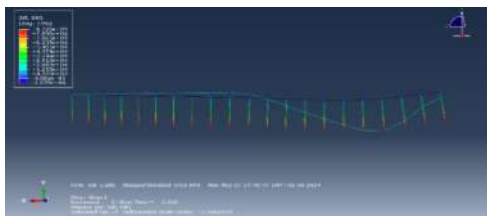


FIGURE 10 – Moment fléchissant $M_z(x)$

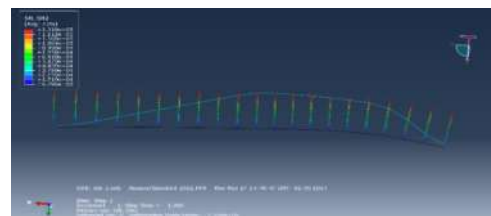


FIGURE 11 – Moment fléchissant $M_y(x)$

FIGURE 12 – Diagrammes des composantes du tenseur de cohésion le long de l'arbre intermédiaire.

On peut comparer ces diagrammes à ceux trouvés précédemment avec la méthode analytique. On remarque qu'on obtient exactement la même chose pour le moment de torsion et que les allures des autres courbes sont sensiblement les mêmes avec les mêmes ordres de grandeurs.

On peut comparer ces diagrammes à ceux trouvés précédemment avec la méthode analytique. On remarque qu'on obtient exactement la même chose pour le moment de torsion et que les allures des autres courbes sont sensiblement les mêmes avec les mêmes ordres de grandeurs.

On peut également s'intéresser à d'autres données sur ABAQUS que l'on peut comparer à celles de la méthode analytique.

Pour la contrainte de Von Mises :

$$\sigma_{VM,abaqus} = 58,4 \text{ MPa} \quad \text{et} \quad \sigma_{VM,analytique} = 61,47 \text{ MPa}$$

On obtient un écart relatif :

$$\varepsilon_{relatif} = 5,3\%$$

Pour la contrainte de Tresca :

$$\sigma_{Tresca,analytique} = 64,45 \text{ MPa} \quad \text{et} \quad \sigma_{Tresca,abaqus} = 61,2 \text{ MPa}$$

On obtient un écart relatif :

$$\varepsilon_{relatif} = 4,9\%$$

La flèche maximale de l'arbre :

$$f_{lmax,abaqus} = 18,23 \times 10^{-1} \text{ mm} \quad \text{et} \quad f_{lmax,analytique} = 18,79 \times 10^{-1} \text{ mm}$$

On peut calculer l'écart relatif entre la flèche obtenue sur ABAQUS et celle trouvée analytiquement, on a :

$$\varepsilon_{relatif} = 3,07\%$$

De plus, la flèche calculée par **Abaqus** respecte le critère de :

$$f_{lmax} \leq \frac{L}{800}$$

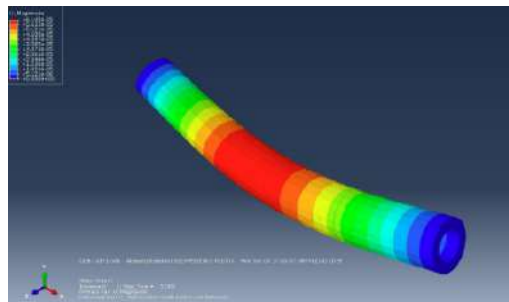


FIGURE 13 – Flèche maximale de l'arbre intermédiaire (nous avons oublié de photographier les contraintes de Von Mises et de Tresca...)

3 Dimensionnement du bras du support du multiplicateur

3.1 Estimation de la masse à l'aide du modèle CAO

Données issues de la CAO :

- Masse ensemble $\Sigma = \{\text{arbre} + \text{roulement} + \text{roues}\} : M_1 = 21,5 \text{ kg}$
- Masse boîtier avant : $M_2 = 11,2 \text{ kg}$
- Masse boîtier arrière : $M_3 = 8,8 \text{ kg}$
- Masse support joint avant et arrière : $M_4 = 2,9 \text{ kg}$

On en déduit la masse totale :

$$M_{tot} = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 = 21,5 + 11,2 + 8,8 + 2,9 = 44,4 \text{ kg}$$

3.2 Détermination du couple C_c

On sait que :

$$C_c = \frac{1 - K_m}{K_m} \cdot C_e$$

Or, on a obtenu au précédent jalon

- $K_m = 14,5$
- $C_e = 451,9 \text{ N} \cdot \text{m}$

D'où finalement :

$$C_c = \frac{1 - 14,5}{14,5} \times 451,9 \approx -420,7 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (|C_c| \approx 420 \text{ N} \cdot \text{m})$$

3.3 Détermination de l'effort F_b

On sait que :

$$F_b = \frac{|C_c|}{v_b \sin \theta + h_b \cos \theta}$$

À l'aide de la CAO, on a accès aux paramètres géométriques v_b , h_b et θ

D'où finalement :

$$F_b = \frac{420}{0,229} \approx 1\,835 \text{ N}$$

3.4 Détermination des efforts de réaction à l'arbre de sortie

On dispose du système d'équations suivants :

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_G - F_b - M_g + (T + t) \cos \delta = 0 \\ Y_G - F_b \sin \theta - (T - t) \sin \delta = 0 \\ M_{YG} - \left(n + \frac{a + b + c}{2} \right) (M_g + F_b \cos \theta) + (n + m + a + b + c)(T + t) \cos \delta = 0 \\ M_{ZG} - \left(n + \frac{a + b + c}{2} \right) F_b \sin \theta + (n + m + a + b + c)(T - t) \sin \delta = 0 \end{array} \right.$$

On obtient après résolution :

$$\begin{cases} Z_G = 664 \text{ N} \\ Y_G = 561 \text{ N} \\ M_{YG} = -636 \text{ N} \cdot \text{m} \\ M_{ZG} = -107 \text{ N} \cdot \text{m} \end{cases}$$

3.5 Correction du dimensionnement des roulements de l'arbre de sortie

Par ce qui précède, il est possible de calculer la charge équivalente côté sortie de l'arbre de sortie du multiplicateur :

$$P_s = \sqrt{(Z_G + Z_F)^2 + (Y_G + Y_F)^2} = 1\,442 \text{ N}$$

La nouvelle charge est 40% plus élevée que celle obtenue au jalon 3. Il est donc nécessaire de redimensionner le roulement de sortie du multiplicateur pour garantir une durée de vie identique. On souhaite ainsi vérifier la condition suivante :

$$C_S \geq P_S \sqrt[k]{\frac{L_{02h} \cdot 60 \cdot N_s}{10^6 a_1}} \quad \text{où } a_1 = \frac{L_{02}}{L_{10}} = 0,33 \quad ; \quad N_s = 1501,8 \text{ tr.min}^{-1} \quad ; \quad L_{02h} = 73000 \text{ h}$$

En remplaçant les valeurs :

$$C_S \geq 5,4 \cdot \left(\frac{73000 \cdot 60 \cdot 1501,8}{10^6 \cdot 0,33} \right)^{1/3} \approx 146,7 \text{ kN}$$

Après consultation du catalogue SKF, le roulement modèle **6313** offre une capacité dynamique de 153 kN, ce qui satisfait les exigences. Ce modèle est donc recommandé. L'ancien modèle n'est plus suffisant dans ce nouveau contexte.

4 CAO

Dans cette étape, nous allons nous concentrer sur la modélisation du carter du multiplicateur, indispensable à la poursuite de la conception en CAO.

La première démarche consiste à définir la géométrie globale du carter, afin qu'il soit en mesure d'intégrer l'ensemble des composants mécaniques : engrenages, roulements et arbres.

Pour cela, nous nous appuyerons sur les dimensions des éléments mécaniques déterminées lors du jalon 3, qui restent valides pour cette phase de conception.

La conception du carter exige alors ces paramètres :

- être composé de deux moitiés avec bride (plan de jonction avec joint d'étanchéité),
- épaisseur de la tôle de 3 mm,
- épaisseur de la bride de chaque semi-carter (bride sur le plan de jonction des deux moitiés du carter) de 10 mm,
- largeur de la bride égale à 30 mm,
- nombre de boulons entre 30 et 45, équirépartis le long de la bride.

On doit aussi avoir des joints d'étanchéité présents sur le carter. Pour la forme de base du carter, on utilise l'application *Sheet Metal Design* où dessine l'esquisse :

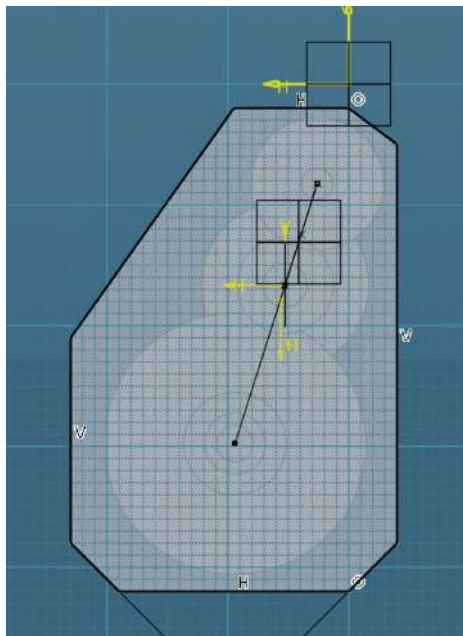


FIGURE 14 – Esquisse de l'arbre

Cette forme de carter a été choisie pour minimiser l'encombrement et la masse totale du système. On peut alors sur la même application extruder l'esquisse de base et aussi de faire la bride. Ensuite sur *Part Design*, on dispose 40 points équirépartis sur la bride :

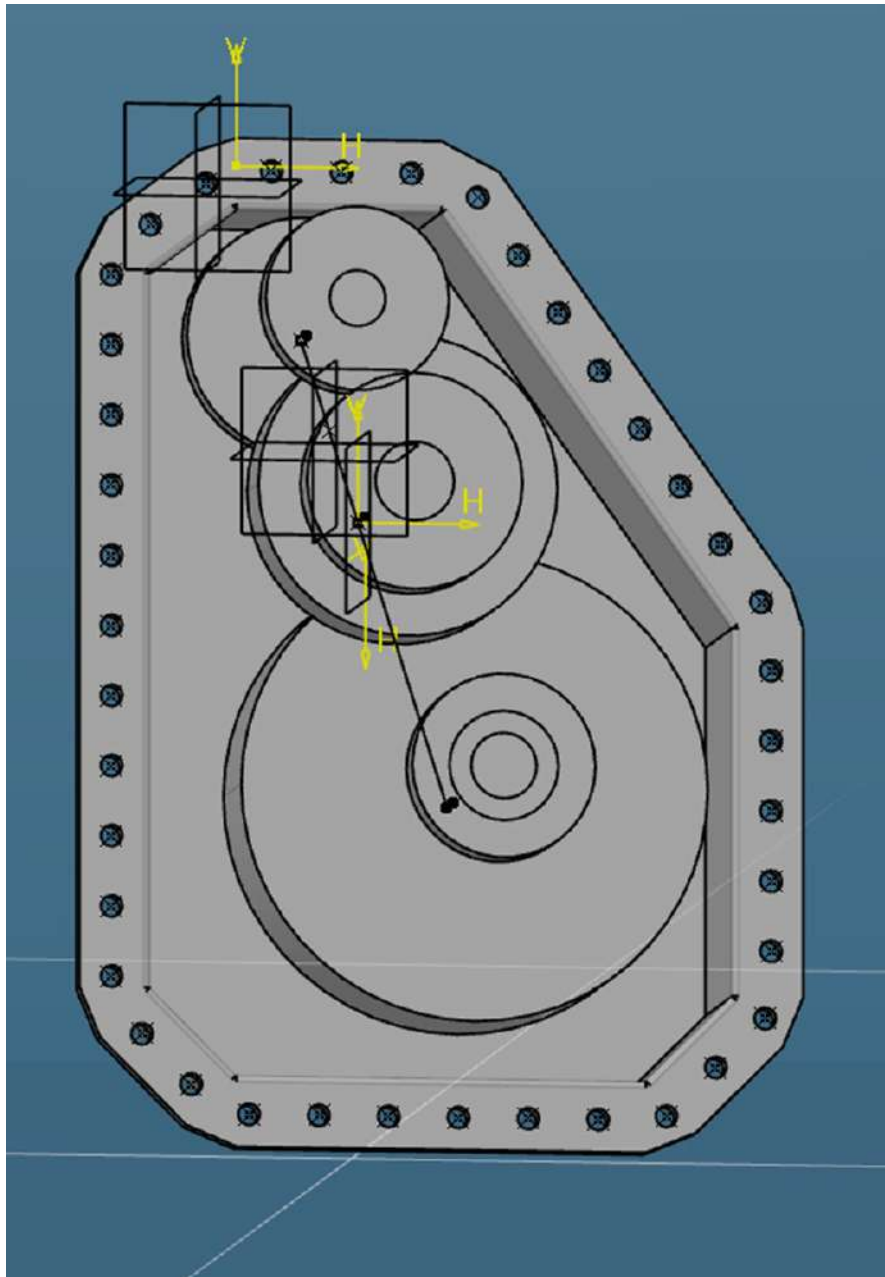


FIGURE 15 – Bride

On peut ensuite réaliser les guidages des roulements à l'intérieur du carter. On prend alors un jeu de 0,150 mm car les roulements sont montés glissants dans les guides. Finalement on ajoute un joint d'étanchéité pour l'arbre sortant du carter :

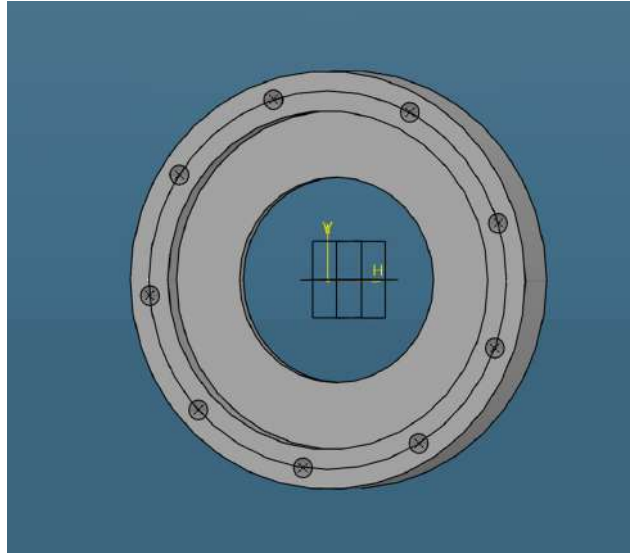


FIGURE 16 – Joint d'étanchéité

On ajoute également le support du demi-carter, ici 2 bras disposés de chaque côté pour maximiser la stabilité du système :

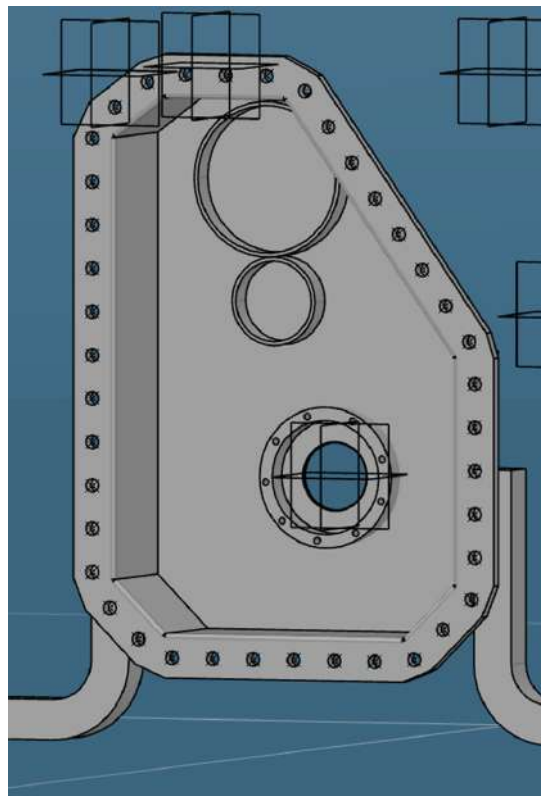


FIGURE 17 – Vue des deux bras

En appliquant le même raisonnement pour l'autre partie du carter avec des symétries, on obtient finalement la figure suivante :

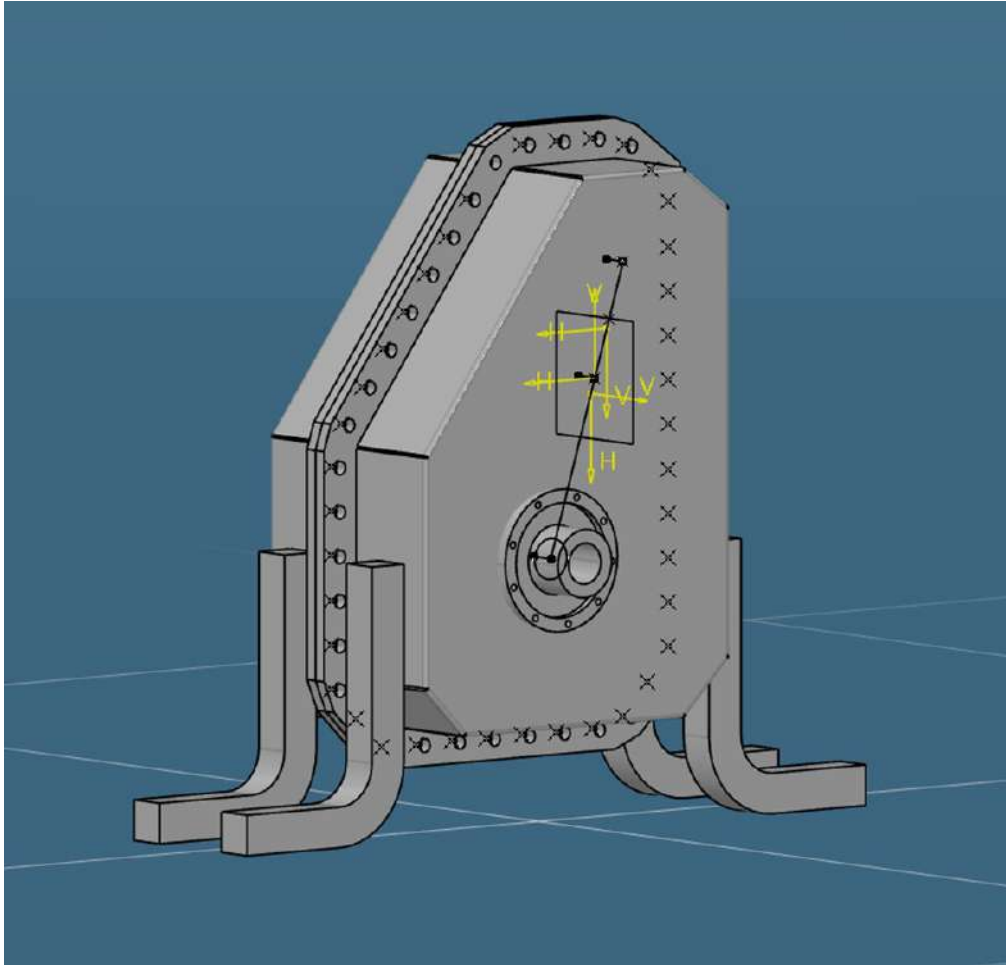


FIGURE 18 – CAO finale du carter

On réalise avec l'application *Assembly Design* les liaisons mécaniques entre les différents éléments du carter mais aussi avec le multiplicateur conçu lors du jalon 3.

5 Technologie des arbres

Dans cette partie, nous allons chercher une solution technologique de montage des trois arbres.

5.1 Montage de l'arbre d'entrée

On commence alors avec l'arbre d'entrée. Il est lui aussi composé de deux roulements et d'une roue dentée placée entre ces deux roulements. Afin de respecter la loi de montage des roulements (à savoir que l'on monte serrée la bague qui tourne par rapport à la direction de la charge), la bague intérieure sera montée serrée, puisque c'est l'arbre qui est tournant.

Pour assurer une bonne tenue, les roulements seront modélisés par une liaison pivot isostatique, réalisée avec une liaison rotule (4 arrêts) et une liaison linéaire annulaire (2 arrêts sur la bague intérieure). Ce type de montage permet de gérer les dilatations thermiques de l'arbre sans engendrer de contraintes internes inutiles, tout en garantissant une bonne tenue mécanique. La lubrification sera effectuée à l'aide d'un joint à lèvres dynamique, permettant de maintenir une étanchéité efficace tout en protégeant le système des contaminants externes.

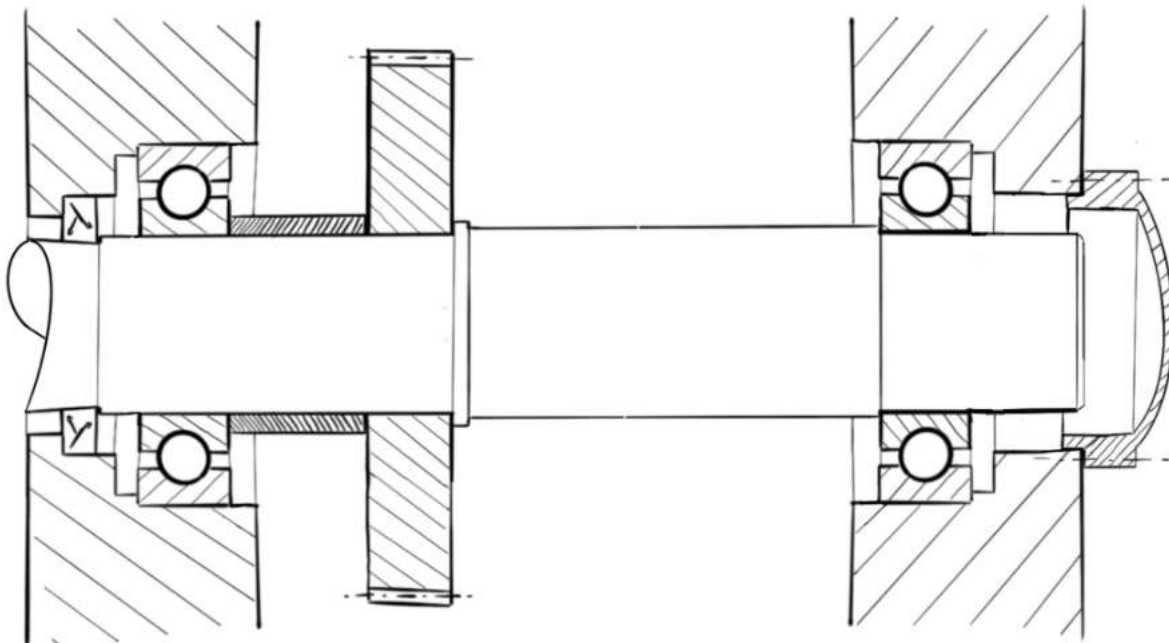


FIGURE 19 – Montage de l'arbre d'entrée

Le montage de l'arbre d'entrée est relativement simple et comporte un engrenage, deux roulements, ainsi qu'un système d'étanchéité réalisé avec un joint à lèvres. Comme pour tous les arbres rotatifs, nous suivons la loi de montage des roulements, où la bague intérieure est montée serrée lorsqu'elle est en rotation par rapport à la charge. Les étapes du montage sont décrites ci-dessous :

1. **Placement de l'engrenage et du premier roulement :** L'engrenage est d'abord placé sur l'arbre à l'aide d'une presse hydraulique, suivi de l'entretoise positionnée à gauche et du roulement, qui est également monté serré sur l'arbre.
2. **Placement du deuxième roulement :** Le roulement de droite est ensuite pressé à sa position finale sur l'arbre. Il est également monté serré pour assurer une bonne tenue mécanique.

3. **Installation des anneaux élastiques :** Les anneaux élastiques sont ensuite placés sur l'arbre.
4. **Placement du joint à lèvres :** Un joint à lèvres à contact radial est placé sur l'extrémité de l'arbre, côté poulie d'entrée, afin de garantir l'étanchéité et d'empêcher les fuites d'huile ou l'intrusion de poussières.
5. **Insertion de l'arbre dans le carter :** L'arbre assemblé est inséré dans le carter, et la bague extérieure du roulement gauche est arrêtée axialement dans son logement.
6. **Montage du chapeau :** Enfin, un chapeau est monté à gauche pour finaliser l'étanchéité du carter au niveau de l'arbre d'entrée. Ce chapeau est obtenu par fonderie pour minimiser les coûts de fabrication.

5.2 Montage de l'arbre intermédiaire

Enfin, l'arbre intermédiaire est le plus complexe car il est composé d'une roue et d'un pignon, en plus de deux roulements. Comme pour les autres arbres, les roulements seront modélisés par une liaison pivot isostatique, combinant une liaison rotule (4 arrêts) et une liaison linéaire annulaire (2 arrêts sur la bague intérieure).

Ce montage garantit à la fois la liberté de mouvement nécessaire et une tenue mécanique suffisante pour supporter les efforts transmis par la roue et le pignon. De plus, un soin particulier sera apporté à minimiser les zones de l'arbre soumises à des contraintes en flexion en rapprochant autant que possible la roue et le pignon. La lubrification sera assurée par un joint à lèvres dynamique, protégeant le système contre les fuites et les contaminants externes.

Les étapes du montage de l'arbre intermédiaire sont les suivantes :

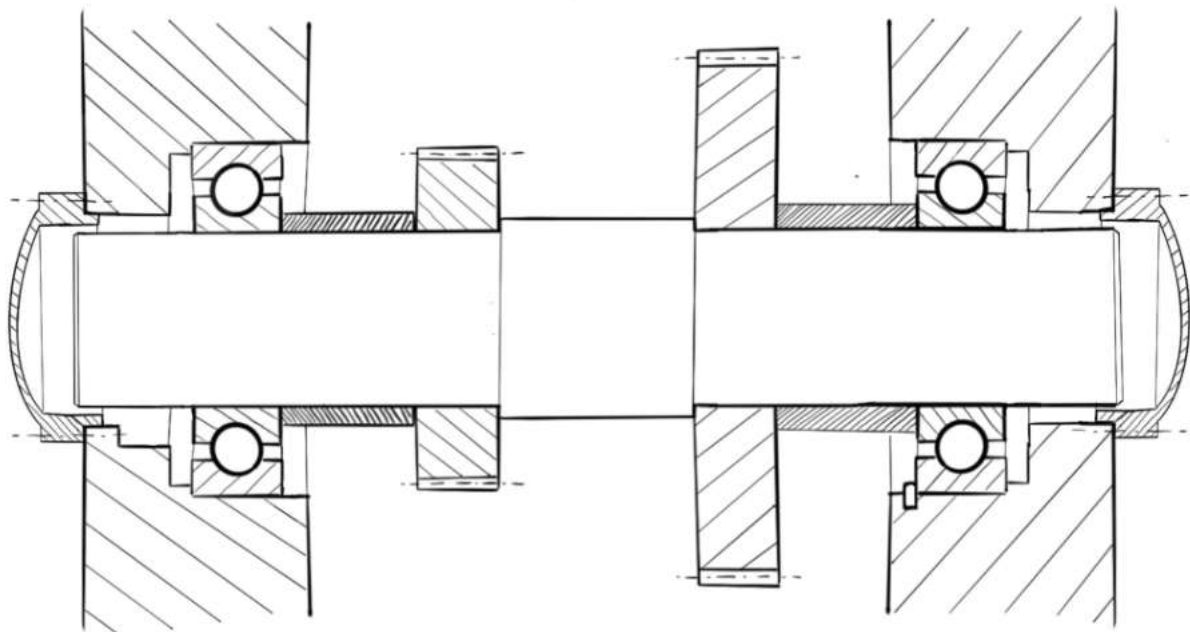


FIGURE 20 – Montage de l'arbre intermédiaire

L'arbre intermédiaire est plus complexe, car il comporte à la fois une roue et un pignon. La liaison pivot entre l'arbre et le bâti est modélisée par deux liaisons rotule (trois arrêts chacune),

permettant un montage isostatique. Les arrêts axiaux sont assurés par des anneaux élastiques, des épaulements, et des entretoises. Les étapes sont les suivantes :

1. **Frettage de la roue et du pignon** : La roue dentée et le pignon sont frettés sur l'arbre avec appui sur l'épaulement de l'arbre. Cette opération garantit une transmission optimale des efforts mécaniques.
2. **Positionnement des entretoises** : Les entretoises sont placées de part et d'autre des engrenages pour répartir uniformément les charges axiales.
3. **Montage des roulements** : Les roulements sont montés serrés sur la bague intérieure de l'arbre à l'aide d'une presse hydraulique. Ils sont appuyés contre les entretoises pour assurer leur positionnement correct sans endommager les roulements.
4. **Installation des anneaux élastiques** : Les anneaux élastiques sont fixés pour réaliser le deuxième arrêt axial des roulements sur la bague intérieure.
5. **Insertion dans le carter** : L'arbre est inséré dans le carter, et la bague extérieure des roulements est arrêtée axialement dans leurs logements respectifs.
6. **Fermeture du carter** : Le carter, constitué de deux demi-coques, est fermé pour finaliser l'assemblage une fois les arbres positionnés.

Le carter étant en deux parties, il ne reste plus qu'à fermer avec le deuxième demi carter, une fois les arbres mis en position.

5.3 Montage de l'arbre de sortie

On s'intéresse maintenant l'arbre de sortie, qui a la structure la plus simple. Il est composé uniquement de deux roulements et d'une roue dentée entre les deux roulements. Dans notre cas, la charge induite sur les roulements est due aux efforts au niveau des roues dentées. Afin de suivre la loi de montage des roulements (à savoir que l'on monte serrée la bague qui tourne par rapport à la direction de la charge), on montera serrée la bague intérieure puisque c'est l'arbre qui est tournant.

Les roulements seront modélisés par une liaison pivot isostatique, réalisée à l'aide d'une liaison rotule (4 arrêts) et d'une liaison linéaire annulaire (2 arrêts sur la bague intérieure). Ce montage permet à l'arbre de se dilater librement lorsque le système monte en température, prévenant ainsi toute contrainte de compression excessive pouvant provoquer un flambement ou une déformation irréversible de l'arbre. La lubrification sera assurée par un joint à lèvres dynamique qui empêchera l'huile de s'échapper tout en bloquant l'entrée de poussières ou autres contaminants.

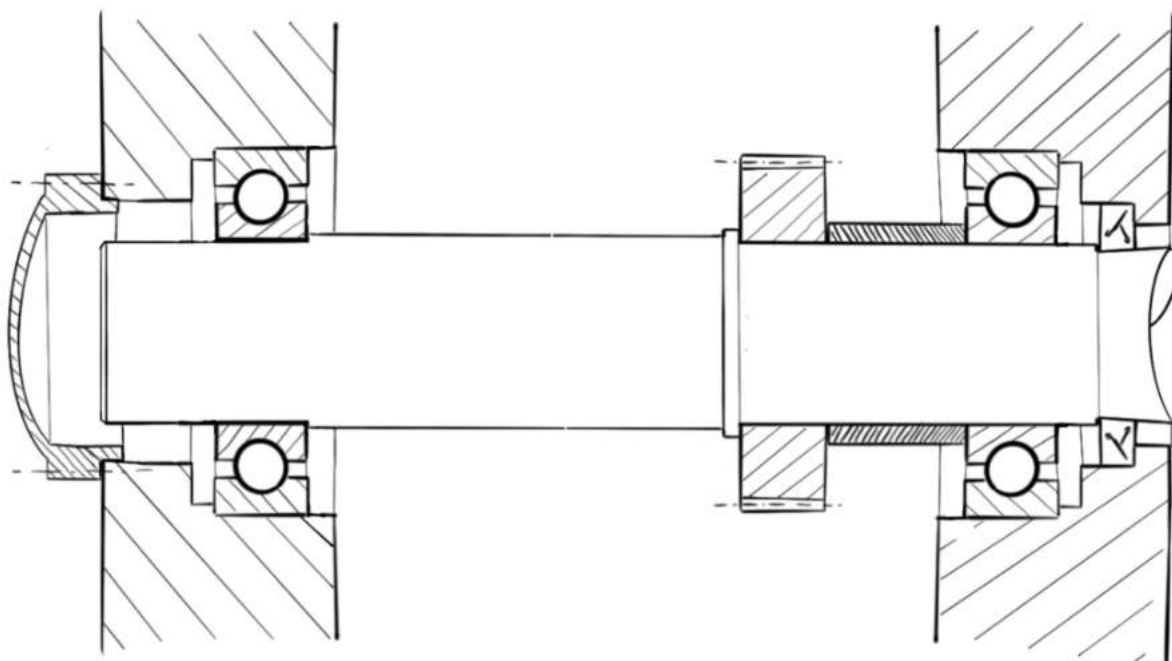


FIGURE 21 – Montage de l'arbre de sortie

Le montage de l'arbre de sortie est similaire à celui de l'arbre d'entrée, mais il comporte une liaison avec le frein au lieu de la poulie d'entrée. Les étapes suivent également les lois de montage des roulements :

1. **Placement de l'engrenage et du premier roulement** : L'engrenage est pressé sur l'arbre, suivi de l'entretoise positionnée à droite et du roulement, monté serré.
2. **Placement du deuxième roulement** : Le roulement de gauche est pressé à sa position finale sur l'arbre.
3. **Installation des anneaux élastiques** : Les anneaux élastiques sont installés pour garantir les arrêts axiaux des roulements sur l'arbre.
4. **Placement du joint à lèvre** : Un joint à lèvre à contact radial est placé sur l'extrémité de l'arbre, côté frein, pour assurer l'étanchéité.
5. **Insertion dans le carter** : L'arbre assemblé est inséré dans le carter, et la bague extérieure du roulement droit est arrêtée dans son logement.
6. **Montage du chapeau** : Un chapeau est monté à droite pour finaliser l'étanchéité au niveau de l'arbre de sortie. Ce chapeau, comme les autres, est obtenu par fonderie pour réduire les coûts.

Ces procédures assurent un montage fiable, durable, et adapté aux contraintes mécaniques et thermiques des différents arbres du système.

6 Frettage

Pour réaliser les assemblages entre les arbres et les différents pignons, deux types d'assemblages peuvent être envisagés :

- L'assemblage par frettage,
- L'assemblage avec clavette.

Le choix entre ces deux solutions dépend des spécificités de l'application.

L'assemblage par frettage est recommandé lorsque :

- L'assemblage est soumis à de fortes charges dynamiques,
- Une transmission uniforme du couple est nécessaire,
- L'environnement implique de fortes vibrations ou des variations de température importantes,
- Une résistance mécanique élevée est recherchée,
- Et que le démontage n'est pas fréquent.

L'assemblage claveté est à privilégier si :

- L'assemblage doit être démonté régulièrement,
- Les charges sont modérées,
- Les coûts de fabrication et la simplicité de mise en œuvre sont des critères importants,
- Ou si la température de chauffe nécessaire au frettage est trop élevée pour les matériaux utilisés.

On a les données suivantes pour chaque roue dentée, pour qui on va pouvoir appliquer les formules qui mènent à la définition du frettage :

	Pignon 1v	Roue 2v	Pignon 1u	Roue 2u
D (mm)	25,85	36,5	36,5	50,56
De (mm)	38,7	54,7	54,7	75,84
Di (mm)	0	0	0	30,31
C (mm)	31,15	121,8	121,8	451,9
L (mm)	37,4	37,4	58,32	58,32

FIGURE 22 – Paramètres utiles pour le dimensionnement

- D : le diamètre de l'arbre
- D_e : un diamètre extérieur choisi arbitrairement (on prend $D_e = 1,5 \cdot D$)
- D_i : le diamètre intérieur de l'arbre (qui a seulement une valeur pour l'arbre d'entrée)
- C : le couple appliqué sur l'arbre
- L : la largeur de la roue dentée (égale à la longueur du frettage)

Voici la démarche pour dimensionner le frettage, démarche que l'on va donc réitérer pour chaque roue dentée :

1. Calcul de P_{\min}

$$P_{\min} = \frac{2ck}{\pi f L d^2}$$

Le contact étant acier/acier, on prend $f = 0,1$

2. Calcul de Δ_{\min}

Pour un arbre creux :

$$\Delta_{\min} = d \times P_{\min} \times \frac{2d^2(d_e^2 - d_i^2)}{E(d_e^2 - d^2)(d^2 - d_i^2)}$$

Sinon $D_i = 0$ et :

$$\Delta_{\min} = d \times P_{\min} \times \frac{2d_e^2}{E(d_e^2 - d^2)}$$

3. Calcul de Δ_{\max}

$$\Delta_{\max} = \Delta_{\min} + IT_a + IT_m$$

Avec les valeurs de IT_a et IT_m prélevées dans un abaque en fonction du diamètre D

4. Calcul de P_{\max}

$$P_{\max} = P_{\min} \times \frac{\Delta_{\max}}{\Delta_{\min}}$$

On a désormais toutes les valeurs nécessaires pour dimensionner correctement notre frettage, on peut alors calculer :

La température de fonctionnement qui se calcule avec la formule ci-dessous :

$$\Delta T = \frac{a}{\lambda_{\text{acier}} d} \quad \text{avec} \begin{cases} a = \Delta_{\max} + \text{jeu} + \text{lissage} \\ \lambda_{\text{acier}} = 12 \times 10^{-6} K^{-1} \end{cases}$$

Les valeurs du jeu et du lissage sont également obtenues via des abaques.

Et on peut vérifier que :

$$\sigma_{\max \text{ moyeu}} = P_{\max} \times \frac{d^2}{d_e^2 - d^2} \sqrt{1 + \frac{3d_e^4}{d^4}}$$

$$\sigma_{\max \text{ arbre}} = P_{\max} \times \frac{d^2}{d_e^2 - d_i^2}$$

sont bien inférieurs à la limite R_e/s (s est choisi arbitrairement, on prend $s = 1,5$)

En appliquant finalement la méthode pour chaque roue dentée, on obtient finalement :

	Pignon 1v	Roue 2v	Pignon 1u	Roue 2u
Pmin (MPa)	23,8	46,7	30,0	57,9
Δ min (μ m)	10 ,6	29,3	18,8	65,8
ITa=ITm (μ m)	13	16	16	19
Δ max (μ m)	36,6	61,3	50,8	103,8
Pmax (MPa)	82,2	97,7	81,1	91,3
σ _moyeu (MPa)	265	315	261	294
σ _arbre (MPa)	36,6	43,5	36,1	48,3
Jeu (μ m)	150	150	150	150
Lissage (μ m)	5	5	5	5
Δ T(°C)	345	221	197	153

FIGURE 23 – Données finales obtenues

7 Lubrification

Dans cette partie, nous nous intéresserons à la lubrification des différents engrenages. En effet, elle est nécessaire pour permettre le bon fonctionnement des différents éléments tournants (arbres, roues dentées, roulements). Elle permet aussi de dissiper la chaleur et à limiter l'usure. En général, il existe deux types de lubrification du carter :

- par barbotage
- par injection

L'utilisation d'une technique ou de l'autre va dépendre de la vitesse de rotation des engrenages ω_i mais aussi du diamètre primitif des engrenages d_{0i} .

Il existe 3 pertes dans les transmissions par engrenage :

- pertes liées au frottement au niveau de la denture
- pertes dues au phénomène de piégeage du mélange air-lubrifiant dans l'espace entre les dents qui engrènent
- pertes induites par ventilation de la denture

Dans notre cas, nous nous intéresserons au barbotage car nos vitesses de rotations des différents engrenages sont considérées moyennes. On basera notre choix du lubrifiant sur 3 aspects :

- le type d'huile
- la protection contre l'usure
- la viscosité

En fonction de ce choix, l'huile pourra remplir ses fonctions de réduire le frottement, de limiter l'usure des dents, dissiper la chaleur et d'absorber la pollution.

Dans le but de simplifier la démarche, nous nous focaliserons uniquement sur l'évaluation du paramètre de viscosité de l'huile. En effet, cette dernière influence la formation du film lubrifiant. On comprend alors qu'une viscosité trop faible entraînera une augmentation de l'usure, et une viscosité trop élevée provoquera une chaleur excessive. Nous nous appuierons alors sur la norme DIN 51509-1 pour choisir la viscosité de l'huile. Ce critère se base, pour un engrenage constitué de deux roues dentées ($Z_2 > Z_1$), sur le facteur charge-vitesse k_s/v pour chaque engrenage :

$$\frac{k_s}{v} = v^{-1} \left(\frac{F_t}{bd_{01}} \frac{u+1}{u} Z_H^2 Z_\epsilon^2 K_A \right)$$

Avec :

- v , la vitesse périphérique
- F_t , la force tangentielle
- b , la largeur de la dent
- u , le rapport de transmission défini par $u = \frac{z_j}{z_i}$ avec $z_j > z_i$
- Z_H , le facteur de distribution et Z_ϵ , le rapport de contact. On supposera $Z_H^2 Z_\epsilon^2 = 3$
- K_A , le facteur d'application qui sera à déterminer

7.1 Calcul de K_a

On va alors dans un premier temps, pour trouver K_a , trouver dans quel cas nous nous situons pour l'éolienne à partir du tableau suivant :

Caractéristique	Machine entraînée
Uniforme	Groupes électrogènes ; courroies de transmission et convoyeurs ; vis d'alimentation ; élévateurs légers ; machines d'emballage ; système d'entraînement de machines-outils ; ventilateurs ; centrifugeuses légères ; pompes rotatives ; agitateurs et mélangeurs pour des fluides légers ou des substances de même densité ; cisailles ; presses ; poinçonneurs ¹ ; unités rotatives ; engrenages planétaires ²
Chocs modérés	Courroies de transmission et convoyeurs par intermittence ; système d'entraînement de machines-outils ; élévateurs lourds ; unités rotatives des grues ; ventilateurs industriels et d'extraction ; centrifugeuses lourdes ; pompes rotatives ; agitateurs et mixeurs pour des fluides visqueux ou des substances de densités variées ; pompes à pistons multicylindres ; pompes d'alimentation ; extrudeuses en général ; calandres ; fours rotatifs ; laminiers ³ (bande de zinc continue, broyeurs à courroies aluminium, Laminier pour barres et fils)
Chocs moyens	Extrudeuses caoutchouc ; mélangeurs pour caoutchouc et autres matériaux synthétiques opérant par intermittence ; broyeurs à boulets légers ; machines à bois (tronçonneuses, tours) ; laminiers à billettes ^{3,4} ; unités de levage ; pompes à piston simple cylindre
Chocs lourds	Élévateurs ; entraînements par chaîne de roue à godets ; dragues pelleteuses ; broyeurs à boulets lourds ; mélangeurs à caoutchouc ; broyeurs de minerais et de pierres ; machines d'exploitation minière ; pompes d'alimentation lourdes ; installations de forage rotatives ; presses à briques ; tambours d'écorçage ; éplucheuses ; laminier à froid ^{3,5} ; presses à briquettes ; broyeurs à meules verticales

FIGURE 24 – Caractérisation des chocs en fonction des cas d'utilisation

On choisit donc une valeur de K_a de 1,25.

7.2 Calcul du rapport k_s/v

Dans cette partie, nous allons chercher à trouver la valeur de la viscosité à partir d'un abaque et de la valeur du rapport k_s/v .

On répertorie les données utiles dans le tableau suivant :

TABLE 2 – Résumé des caractéristiques des engrenages u et v

Engrenage	Rapport $\frac{Z_i}{Z_j}$	b (mm)	d_{oj} (mm)	F_t (kN)	V_{perif} (m/s)
u	$\frac{Z_{2u}}{Z_{1u}} = 3.74$	58.32	58.32	4.2	1.16
v	$\frac{Z_{2v}}{Z_{1v}} = 3.63$	37.40	37.40	0.45	10.9

A partir de l'abaque suivant, on peut donc déterminer la viscosité de l'huile pour chaque engrenage :

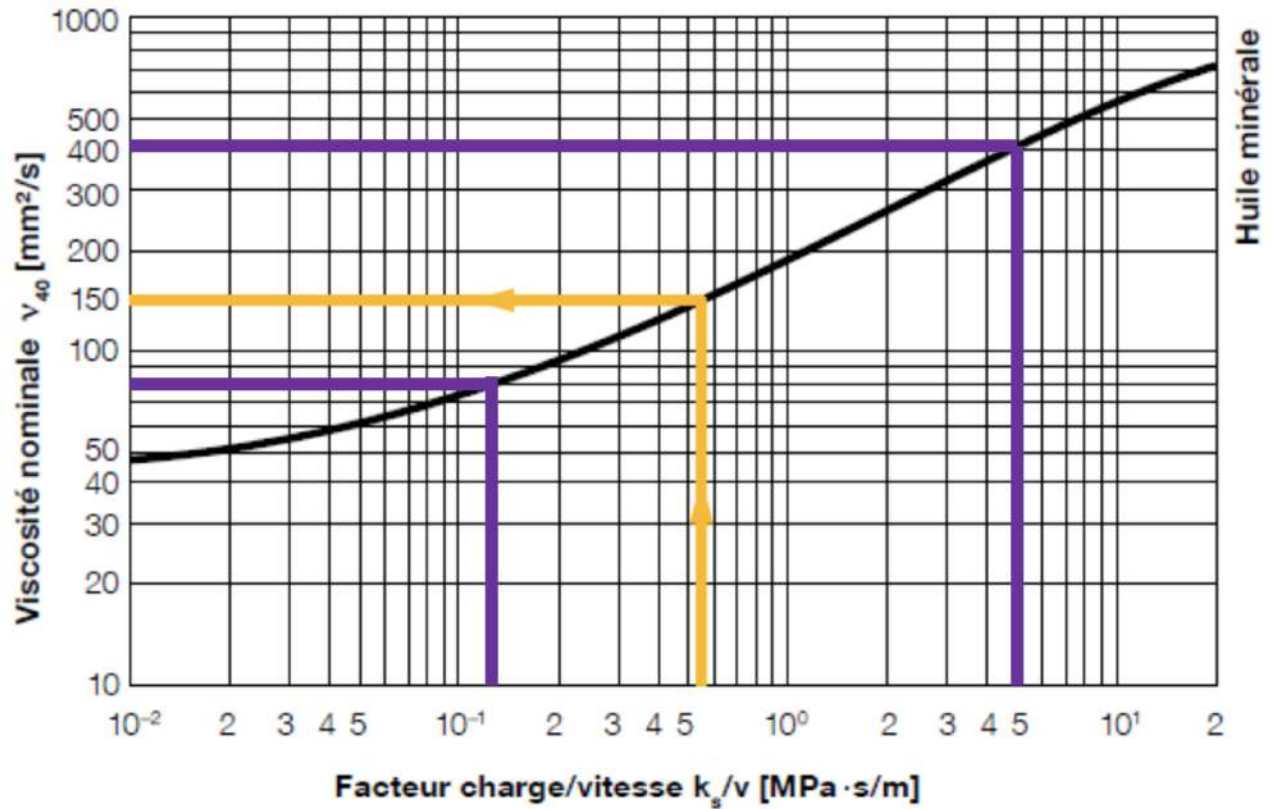


FIGURE 25 – Abaque viscosité en fonction du facteur charge/vitesse

On obtient donc $\nu_u = 400 \text{ mm}^2/\text{s}$ et $\nu_v = 80 \text{ mm}^2/\text{s}$. Ainsi, comme il est nécessaire d'utiliser le même lubrifiant pour les deux engrenages, il faut choisir une viscosité qui soit la plus optimale pour notre cas d'utilisation.

Comme mentionné précédemment, une viscosité trop élevée peut engendrer une surchauffe, tandis qu'une viscosité trop faible peut accentuer le phénomène d'usure. Cependant, en mettant en place une solution technique pour refroidir le système, le problème de la chaleur peut être éliminé.

§ /75642310. Par conséquent, nous opterons pour la viscosité la plus élevée des deux, soit $\nu = \nu_u = 400 \text{ mm}^2/\text{s}$, afin de minimiser l'usure des engrenages.

çà=oplùn !

8 Conclusion

Ce projet éolien nous a permis de renforcer notre démarche de conception en prenant en compte divers paramètres techniques et environnementaux. Il nous a également permis de maîtriser plusieurs outils numériques : 3DExperience pour la modélisation, Python pour les analyses, ABAQUS pour les calculs éléments finis, et Excel pour le traitement des données.

Nous avons approfondi le dimensionnement des arbres en étudiant les torseurs de cohésion, les contraintes et les flèches, à la fois analytiquement et via ABAQUS. Pour le carter, nous avons conçu une structure à la fois protectrice, légère et peu encombrante.

La comparaison entre les résultats analytiques et les simulations numériques nous a permis de valider nos calculs (notamment ceux relatifs à la flèche) et d'identifier des pistes d'amélioration possibles.

Des axes d'optimisation restent ouverts : réduction de la masse par choix de matériaux ou formes adaptées, minimisation de l'encombrement, et optimisation des coûts de fabrication. Enfin, d'autres configurations de multiplicateurs — comme les trains épicycloïdaux — pourraient être explorées pour améliorer performance et fiabilité selon les usages.