

TP Boitier d'accésoire réacteur d'avion

Selim FARCI
Dimitrie BENOIT
Eugénie MORAIS

December 2024

Sommaire

1	Introduction	3
2	Phase 1	3
2.1	Calculs Diamètre des engrenages	3
2.2	Schéma cinématique	3
3	Phase II	3
3.1	Calcul de dimensionnements de roulement	4
3.1.1	Application Numérique	5
3.2	Dimensionnement de l'arbre	5

1 Introduction

2 Phase 1

Il est demandé de proposer un schéma cinématique de la transmission en précisant les diamètres primitifs des pignons tout en respectant :

- La configuration imposée et les contraintes citées,
- Les rapports de transmission par engrenage compris entre 1 et 2,
- Sens de rotation (SH, SIH),
- Les contraintes de dimensionnement des pignons ($D_a < 150$ mm) afin d'optimiser la masse et l'encombrement du boîtier.

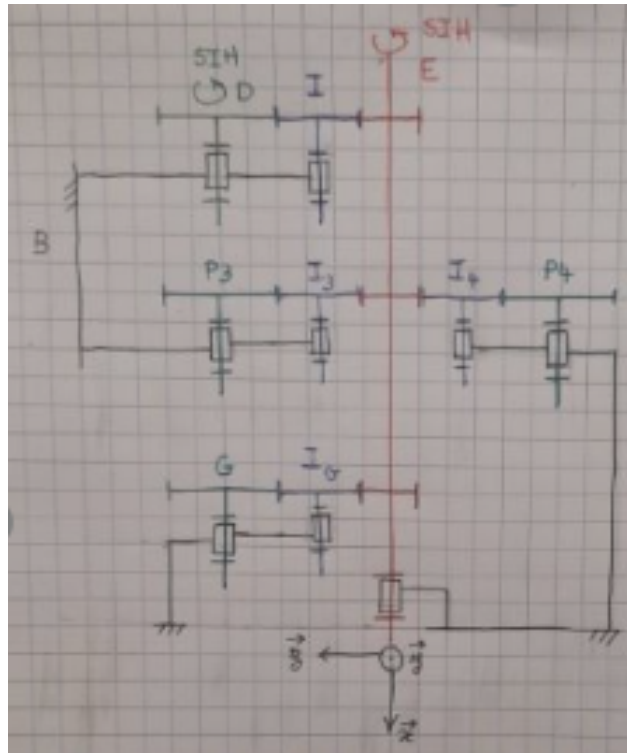


FIGURE 1 – Schéma Cinématique

2.1 Calculs Diamètre des engrenages

On calcule les rapports de réductions :

$$R = \frac{N_s}{N_e} = \frac{D_e}{D_s}$$

Rapport de réductions :

2.2 Schéma cinématique

3 Phase II

Il est demandé d'effectuer le calcul d'avant-projet de l'arbre d'entrée, c'est à dire le dimensionnement :

- Des engrenages aux critères de vitesses et de résistance, Des roulements au critère de durée de vie ,
- Des cannelures selon la méthode normalisée ,
- Des arbres de transmission au critère de résistance.

3.1 Calcul de dimensionnements de roulement

Une liaison pivot à pour schéma schéma cinématique équivalent :

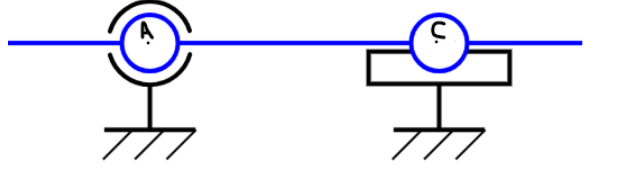


FIGURE 2 – Schéma cinématique de l'arbre d'entrée

Ajouter également le schéma cinématique de l'arbre (en 1er)

On isole l'arbre d'entrée : on définit les torseurs des actions mécanique exercée sur cette arbre

$$\{\vec{T}_{Aroulement}\} = \begin{bmatrix} R_x a & 0 \\ R_y a & 0 \\ R_z a & 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$\{\vec{T}_{Croulement}\} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ R_y c & 0 \\ R_z c & 0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\{\vec{T}_{Cm}\} = \begin{bmatrix} 0 & Cm \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

On se place au démarrage, on prend en compte donc seulement la force tangantiel F_t et radiale F_r appliqué sur le pignon sur l'arbre d'entrée provenant du démarreur.

$$\{\vec{T}_F\} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ Fr & 0 \\ Ft & 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\{\vec{T}_G\} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$\{\vec{T}_H\} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

On applique le PFS en A : Résultantes fondamentales de la statique

$$\vec{M}_B = \vec{M}_A + \vec{BA} \wedge \vec{R}, \quad (7)$$

$$\vec{M}_A(RoulementA) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \vec{AA} \wedge \begin{bmatrix} Rx_a \\ Ry_a \\ Rz_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\vec{M}_A(RoulementC) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \vec{AC} \wedge \begin{bmatrix} 0 \\ Ry_c \\ Rz_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ AC * Rz_c \\ AC * Ry_c \end{bmatrix}$$

$$\vec{M}_A(pignonF) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \vec{AF} \wedge \begin{bmatrix} 0 \\ Ft \\ Fr \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ AF * Ft \\ AF * Fr \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned}
\vec{M}_A(pignonG) &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \vec{A}\vec{G} \wedge \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \\
\vec{M}_A(pignonH) &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \vec{A}\vec{H} \wedge \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{12}$$

$$PFD : \sum \vec{T} = 0 \tag{13}$$

$$\mathbf{TMS} : \begin{cases} 0 + 0 + 0 + 0 = Cm \\ 0 + (AC)Rzc + AF * ft = 0 \\ 0 + -AC * Ryc - AF * Fr = 0 \end{cases} \begin{cases} Rzc = -\frac{AF \cdot F_t}{AC} \\ Ryc = -\frac{AF \cdot F_r}{AC} \end{cases} \tag{14}$$

$$\mathbf{TRS} : \begin{cases} Rxa + 0 + 0 = 0 \\ Rya + Ryc + Fr = 0 \\ Rza + Rzc + Ft = 0 \end{cases} \begin{cases} Rya = -Fr - Ryc \\ Rza = -Ft - Rzc \end{cases} \tag{15}$$

$$\begin{aligned}
R_a &= \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2 + R_{az}^2} \\
R_c &= \sqrt{R_{cx}^2 + R_{cy}^2 + R_{cz}^2} \\
L_{10h} &= \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^3 \times 10^6}{60 \times N} \iff C = \sqrt[3]{\frac{L_{10h} \times 60 \times N}{10^6}} \times P
\end{aligned}$$

3.1.1 Application Numérique

Prenons les valeurs suivantes pour les paramètres :

On calcul la force tangentielle et radiale en fonction du couple

$$F_t = \frac{2 \cdot c_m \cdot 10^2}{D_{\text{primitif}}} = 372.54 \text{ N}, \tag{16}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan(20^\circ) = 145.6 \text{ N}. \tag{17}$$

— $AF = 193 \text{ mm}$; $AC = 153 \text{ mm}$

— $L_{10h} = 2000 \text{ h}$

On trouve : $R_{ya} = -356.38 \text{ N}$ et $R_{za} = -979.11 \text{ N}$

$R_a = 5027.4 \text{ N}$; $R_c = 1041 \text{ N}$

Pour le roulement A : $C_a = 51,6 \text{ kN}$

Pour le roulement C : $C_c = 10.7 \text{ kN}$

3.2 Dimensionnement de l'arbre

On choisit le matériau : 34 Cr Mo 4 Rpe = 525 MPa On a également $\tau = \frac{M_t(x) \cdot R}{I_g(S)} = \frac{C_m}{\left(\pi \cdot \frac{R^4}{2}\right)} = 0.5 * Re$

$$Re = 1050 \text{ MPa} \implies R_{pe} = \frac{1050}{2}$$

Annexe 4 : Matériaux des arbres de transmissions

Nuances normalisées	Module d'élasticité E	Coefficient de Poisson ν	Masse volumique ρ	Résistance à la rupture à la traction Rr	Limite élastique à la traction Re
	(MPa)		(Kg/m³)	(MPa)	(MPa)
Aciers et Fontes :	Aciers d'usage général - structures minces (tôles et profilés)				
	S 235	205000	0,3	7800	340
	S 355	205000	0,3	7800	490
	Aciers de construction mécanique				
	E 295	205000	0,3	7800	470
	S 355	205000	0,3	7800	490
	Aciers faiblement alliés (aucun élément d'addition ne dépasse 5% en masse)				
	34 Cr Mo 4	205000	0,3	7800	700 à 1100
	36 Ni Cr Mo 16	205000	0,3	7800	1000 à 1750
	Aciers fortement alliés (acier inoxydable)				
	X 2 Cr Ni 19-11	205000	0,3	7800	440 à 640
	Fonte à graphite sphéroïdal				
	FGS 400-15	165000	0,3	7200	400

FIGURE 3 – MATériaux arbre

$$R_{pe} = \frac{R_e}{S} = \frac{1050}{2} = 525 \text{ MPa.}$$

On choisit donc le matériaux : 34 Cr Mo 4

$$\text{On a : } \tau = \frac{M_t(x) \cdot R}{I_g(S)} = \frac{C_m}{\left(\pi \cdot \frac{R^3}{2}\right)} \quad (18)$$

$$\tau = 0.5 \cdot R_{pe} = 0.5 \cdot 525 = 262.5 \text{ MPa.} \quad (19)$$

$$\tau = \frac{M_t(x) \cdot R}{I_g(S)} = \frac{C_m}{\left(\pi \cdot \frac{R^4}{2}\right)} \Rightarrow R = \sqrt[3]{\frac{C_m \cdot 2}{\pi \cdot \tau}} = 36 \text{ mm}$$

d	U	B	L	C ₀	P _e		des deux cotés	d'un côté
mm					tr/min	kg		
35 suite	72	17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,26
	72	23	25,5	15,3	0,695	-	6 300	0,4
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	12 000	0,48
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	17 000	0,54
	80	21	35,1	19	0,815	-	6 000	0,48
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	9 500	0,48
	80	31	33,2	19	0,815	-	6 000	0,68
	100	25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,97
							62307-ZR51	-
							6407	-
40	52	7	4,49	3,75	0,16	26 000	13 000	0,034
	52	7	4,49	3,75	0,16	26 000	16 000	0,032
	62	12	13,8	10	0,425	-	6 700	0,12
	62	12	13,8	10	0,425	24 000	12 000	0,32
	62	12	13,8	10	0,425	24 000	14 000	0,12
	68	9	13,8	10,2	0,44	22 000	14 000	0,13
	68	15	17,8	11	0,49	22 000	14 000	0,19
	68	15	17,8	11	0,49	-	6 300	0,2
	68	15	17,8	11	0,49	22 000	11 000	0,2
	68	15	17,8	11	0,49	22 000	11 000	0,2
	68	21	26,8	11	0,49	-	6 300	0,27
	80	18	32,5	19	0,8	18 000	11 000	0,37
	80	18	32,5	19	0,8	-	5 600	0,37
	80	18	32,5	19	0,8	18 000	9 000	0,38
	80	18	32,5	19	0,8	18 000	9 000	0,38
	80	18	35,8	20,8	0,88	18 000	11 000	0,34
	80	23	30,7	19	0,8	-	5 600	0,47
	90	23	42,3	24	1,02	17 000	11 000	0,63
	90	23	42,3	24	1,02	-	5 000	0,64
	90	23	42,3	24	1,02	17 000	8 500	0,65
	90	33	41	24	1,02	-	5 000	0,92
	110	27	63,7	36,5	1,53	14 000	9 000	1,25
							62308-ZR51	-

FIGURE 4 – Catalogue roulements

On choisit les roulements : 61908-ZRZ 6508