1)
- (13) Joint d'étanchéité à double lèvre ;
- (15) Roulement à billes à contact radial ;
- La liaison entre (3) et (16) est une laison glissière réalisée par des cannelures ;
- La lubrification des 8 roulements et de l'engrenage est réalisée par barbotage dans un bain d'huile.

.... **[1.5]**

2) cf FIG. 1.
Ajustements sur l'arbre $\varnothing 17j6$ et $\varnothing 30j6$ ou $k6$.
Ajustements sur les logements $\varnothing 47J7$ et $\varnothing 72J7$ ou $H7$ .... **[3]**

3)

$$\Omega_1 = 2\Omega_2 \qquad \mathcal{P} = \mathcal{C}_1\Omega_1 = \mathcal{C}_2\Omega_2 \quad \Longrightarrow \quad \mathcal{C}_2 = 2\mathcal{C}_1$$

La limite élastique étant $R_e = 500$ MPa, le coefficient de sécurité étant $s = 2$ et la concentration de contrainte provenant de la présence d'une clavette $K_T = 5$, la contrainte de cisaillement nominale τ_{nom} doit être inférieure à :

$$\tau_{nom} < \frac{R_e}{2sK_T} = 25 \text{ MPa}$$

Cette contrainte nominale est pour une section de l'arbre (16) de diamètres intérieur d_i et extérieur d_e :

$$\tau_{nom} = \frac{M_T}{I_0}\frac{d_e}{2} \qquad \text{où} \qquad I_0 = \frac{\pi}{32}({d_e}^4 - {d_i}^4)$$

Pour l'arbre (16), $d_i = 6$ et $d_e = 22$ donc M_T doit être inférieur à 51.98 N.m.
Cette contrainte nominale est pour une section de l'arbre (17) de diamètre extérieur d_e :

$$\tau_{nom} = \frac{M_T}{I_0}\frac{d_e}{2} \qquad \text{où} \qquad I_0 = \frac{\pi}{32}{d_e}^4$$

Pour l'arbre (17), $d_e = 22$ donc M_T doit être inférieur à 52.27 N.m.
Le trou taraudé n'influence que très faiblement les valeurs du moment de torsion maximum suportable.
Le couple $\mathcal{C}_2$ étant deux fois plus important que le couple $\mathcal{C}_1$, c'est l'arbre (17) qui sera le plus sollicité.
Le couple $\mathcal{C}_2$ a ne pas dépassé est 52.27 N.m (si $\mathcal{C}_2 = 52$ N.m, alors $\mathcal{C}_1 = 26$ N.m $\ll 51.98$ N.m)
.... **[3]**

4) La clavette usuelle de forme A sur le diamètre $d = 22$ possède les cotes :

$$A = B = 6 \qquad J = D - 3.5$$

La hauteur de contact entre la clavette et la roue dentée est alors de $6 - 3.5 = 2.5$.
La longueur de contact entre la clavette et la roue dentée est $32 - 6 = 26$.
La surface de contact entre la clavette et la roue dentée est $S = 26 * 2.5$.
La pression de contact entre la clavette et la roue dentée est $p = \frac{F}{S}$
où $\mathcal{C}_2 = F\frac{d}{2} = 52.27$ N.m (50 N.m)
soit $F = 4752$ N (4545 N) et $p = 73$ MPa (70 MPa).
C'est une pression correcte mais pas insignifiante. .... **[2.5]**

5) Le diamètre primitif de la roue dentée située sur l'arbre (17) est $d_2 = 124$.
La composante tangentielle de la force est :

$$F_t = \frac{2\mathcal{C}_2}{d_2} = 806 \text{ N}$$

et la composante radiale :

$$F_r = F_t \tan(20°) = 294 \text{ N}$$

soit une force sur la denture de 858 N.
On mesure la largeur de denture $b = 28$ mm et l'on trouve avec la relation fournie dans l'énoncé un module minimum $m_0 = 1.58$ mm.

On choisit $m_0 =$ (mm)	donc $\frac{b}{m_0} =$	$Z_2 = \frac{d_2}{m_0}$	$Z_1 = \frac{Z_2}{2}$
2	14	62	31
2.5	11.2	$49.6 \rightarrow 50$	25
3	9.3	$41.3 \rightarrow 42$	21
4	7	$31 \rightarrow 32$	16
5	5.6	$24.8 \rightarrow 26$	13 !
6	4.6 !	-	-

.... **[2.5]**

6) Les équations du **P.F.S.** donnent à partir de la FIG. 3 :

$$Y_1 = \frac{40}{68} F_r = 173 \text{ N et} \quad Z_1 = \frac{40}{68} F_t = 474 \text{ N ainsi que} \quad Y_2 = \frac{28}{68} F_r = 121 \text{ N et} \quad Z_2 = \frac{28}{68} F_t = 332 \text{ N}$$

soit les forces radiales sur chaque roulement

$$P_1 = 504 \text{ N } = \frac{40}{68} * 858 \text{ N et} \quad P_2 = 353 \text{ N } = \frac{28}{68} * 858 \text{ N}$$

Les charges statiques de base sont

$$C_{01} = 6550 \text{ N et} \quad C_{02} = 16000 \text{ N}$$

soit des coefficients de sécurité plus qu'acceptable :

$$\frac{C_{01}}{P_1} \approx 13 \quad \text{et} \quad \frac{C_{02}}{P_2} \approx 45$$

Les charges dynamique de base sont

$$C_1 = 13500 \text{ N et } C_2 = 28100 \text{ N}$$

soit des durées de vie :

$$L_{10} = \left(\frac{C_1}{P_1}\right)^3 = 19\,218 \text{ et } \left(\frac{C_2}{P_2}\right)^3 = 504\,423 \text{ millions de tours}$$

.... **[2.5]**

7) Le rapport de conduite est

$$\frac{AB}{T_1T_2} = \frac{126}{215} = 0.586$$

Il peut y avoir 1 ou 2 points de contact entre les roues. .... **[2.5]**

8) On calcule :

$$d_{eq} = d - 0.9382p \approx 6.827 \text{ mm} \quad \text{et} \quad d_2 = d - 0.6495p \approx 7.188 \text{ mm}$$

puis

$$k = \frac{p}{2\pi} + \frac{f d_2}{2\cos\beta} \approx 0.614 \text{ mm}$$

Les contraintes de traction et cisaillement dans les vis sont :

$$\sigma = \frac{F_0}{\frac{\pi}{4} d_{eq}^2} = \frac{4F_0}{\pi d_{eq}^2} \qquad \text{et} \qquad \tau = \frac{C_1}{\frac{I_0}{r_{eq}}} = \frac{C_1}{\frac{\pi r_{eq}^4}{2 r_{eq}}} = \frac{16}{\pi d_{eq}^3} k F_0$$

La contrainte équivalente de Von-Mises est alors :

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{4}{\pi d_{eq}^2}\right)^2 + 3\left(\frac{16k}{\pi d_{eq}^3}\right)^2} F_0 \approx 0.03218\, F_0 \qquad \text{avec } \sigma_{eq} \text{ en MPa et } F_0 \text{ en N.}$$

Critère de tenue de la vis : $\sigma_{eq} \leq S_p$. Si $\sigma_{eq} = S_p = 356$ MPa, $F_0 = 11061$ N. .... **[2.5]**

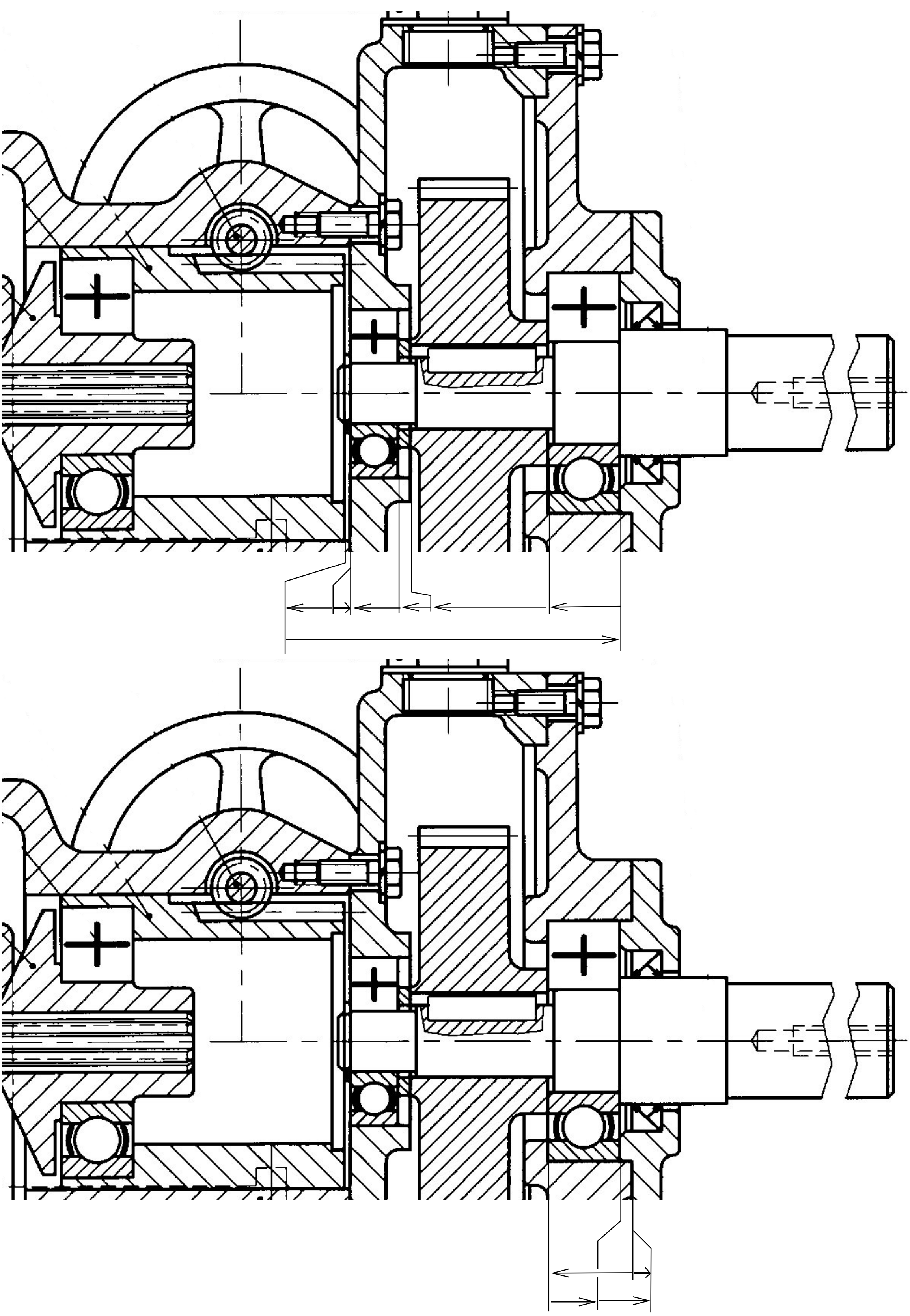

Fig. 1 – Les 2 chaines de cotes.

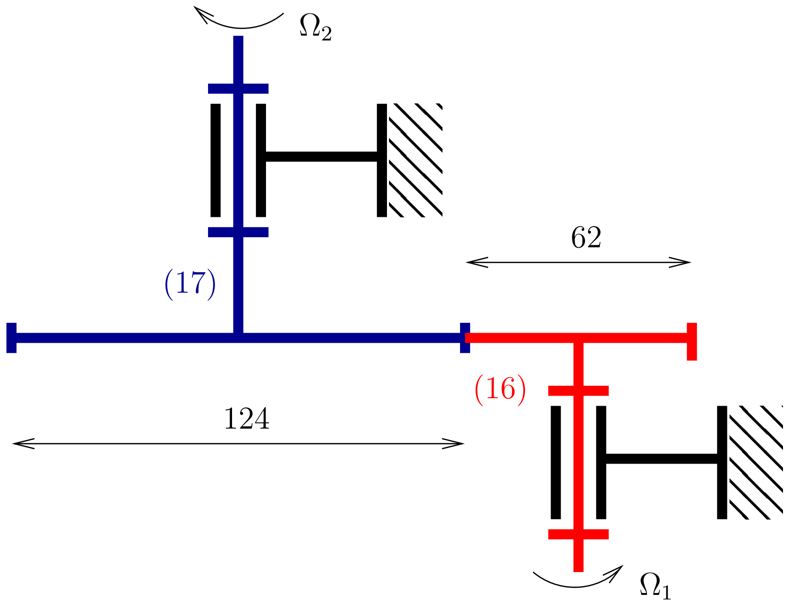

FIG. 2 – Représentation de l'engrenage.

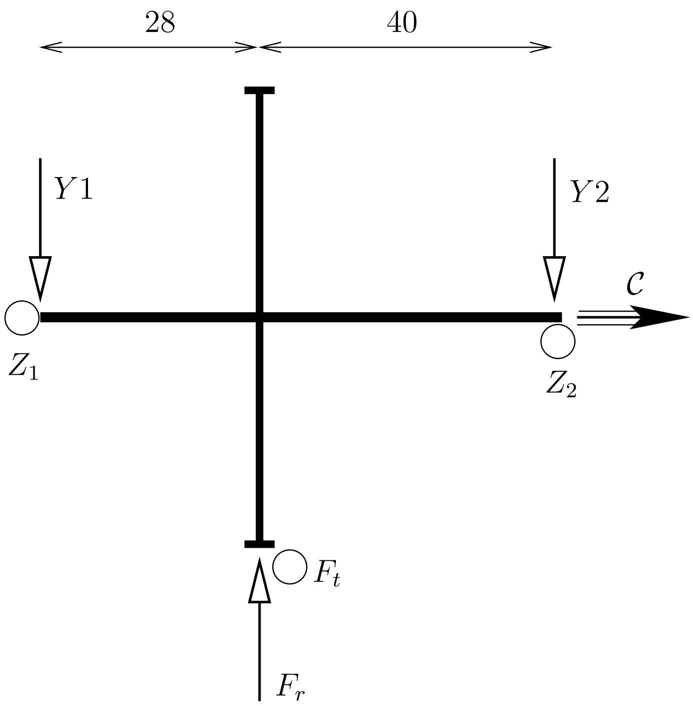

FIG. 3 – Effort sur le montage de roulements de l'arbre (17).

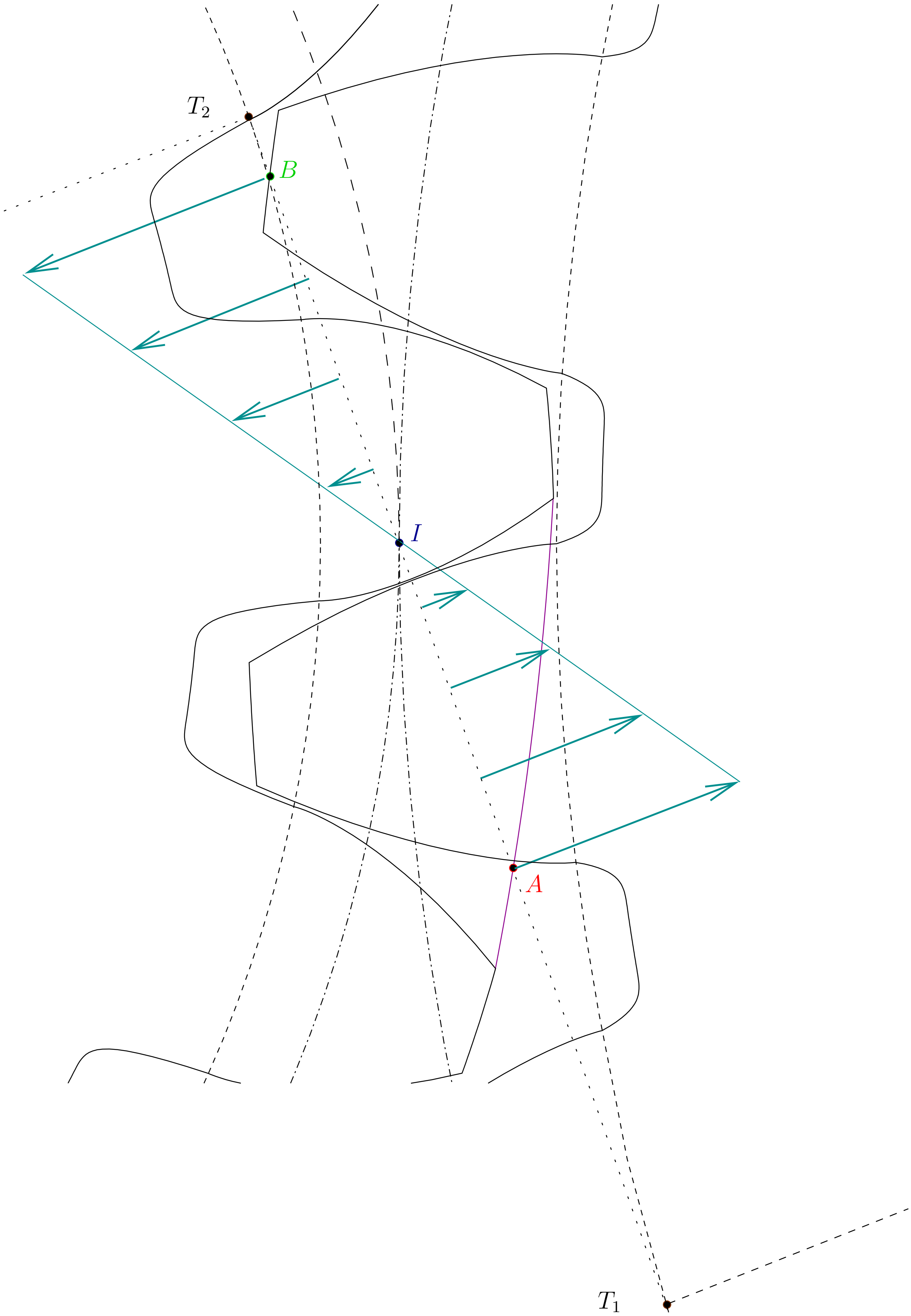

Fig. 4 – Représentation des points de début et fin de contact et de la répartition de vitesse de glissement au cours de l'engrenement.