

BTS CPI
Juin 2000 - Métropole

Palan Eurochain VL5

CORRIGES

Sous – épreuve U 41

ARBRE FONCTIONNEL OU FAST

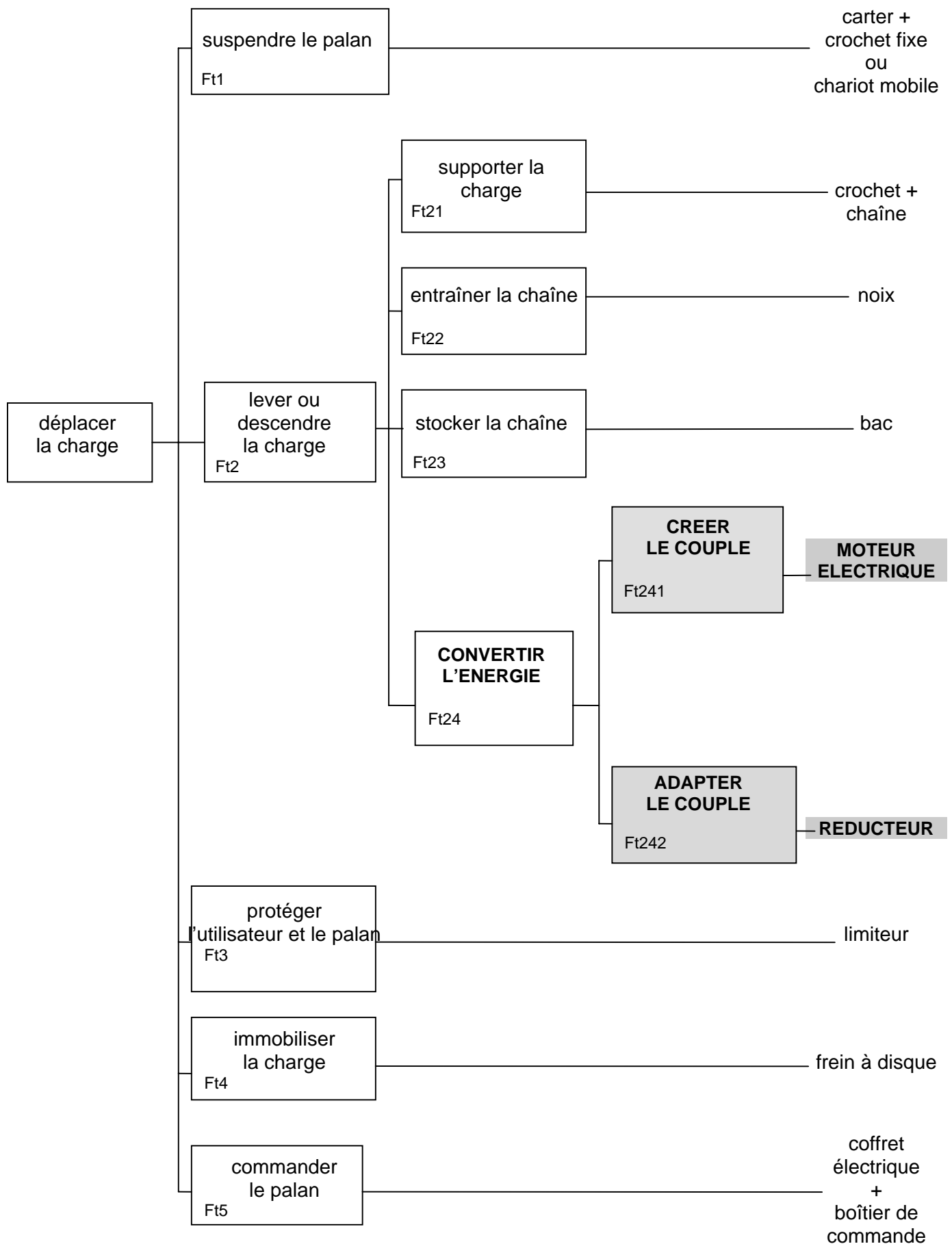
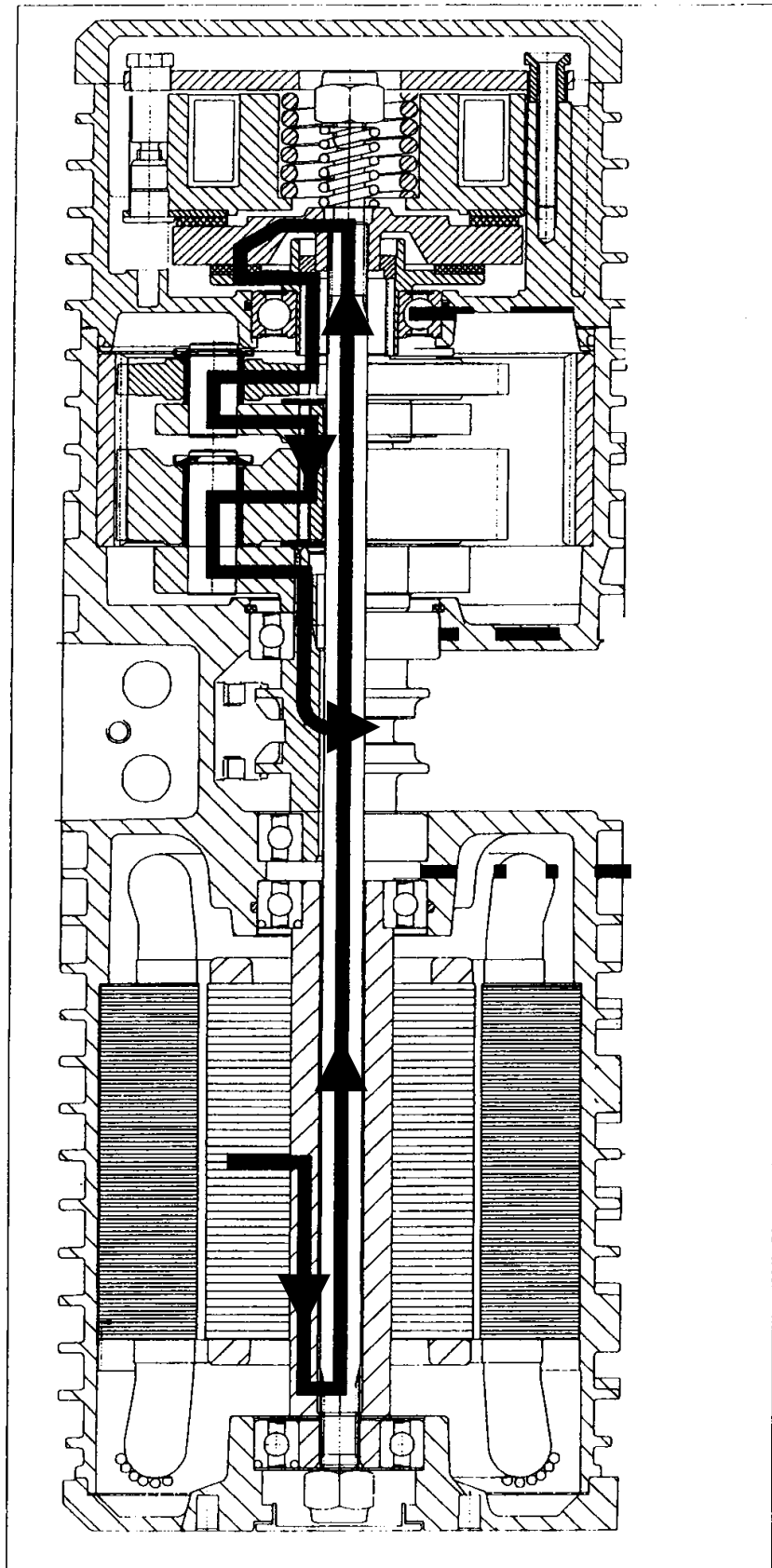
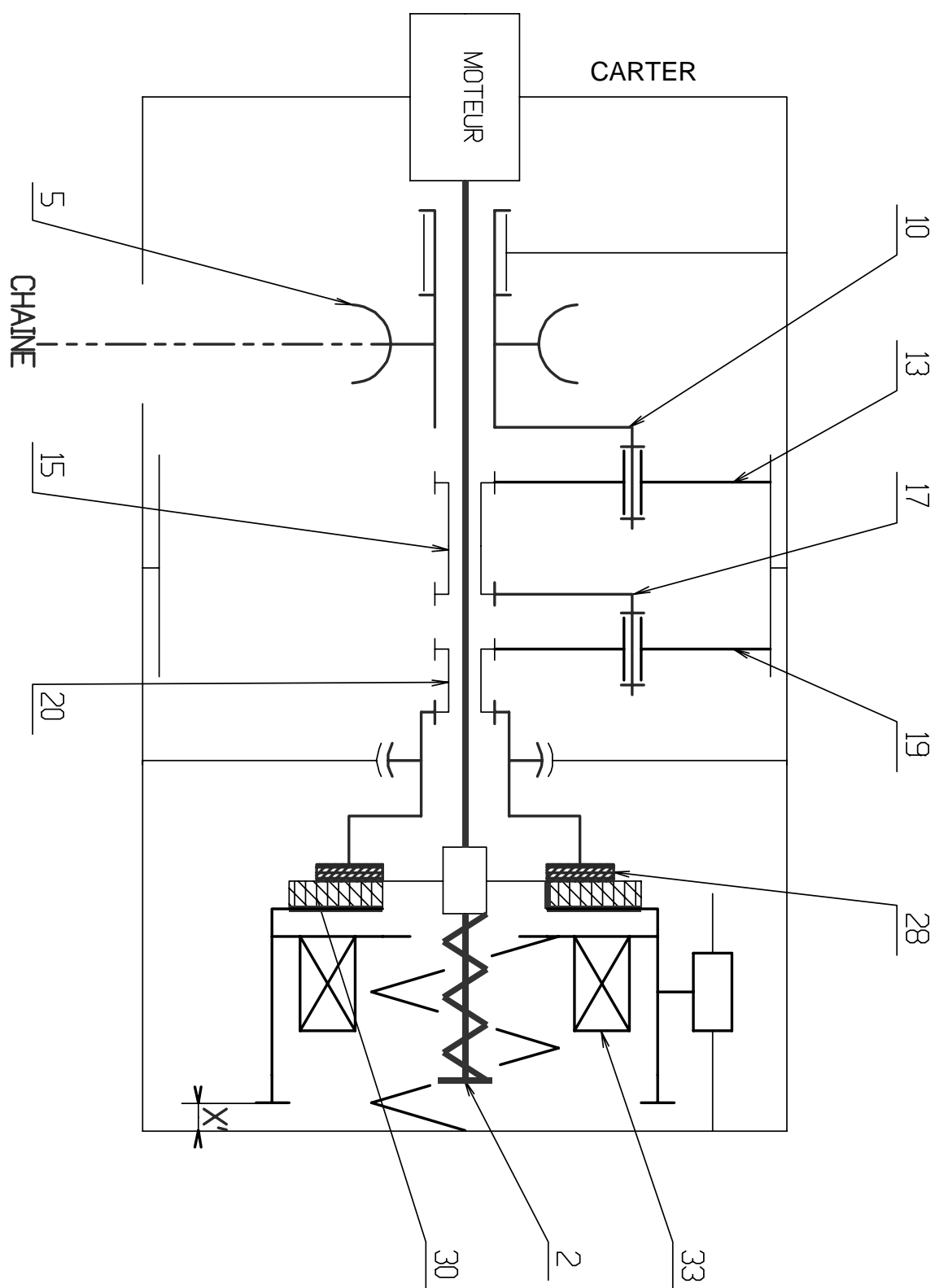


DIAGRAMME DE FLUX DE MOMENTS

SCHEMA CINEMATIQUE



$$1-4 \quad i_{36/20} = \frac{\omega_{36} - \omega_{17}}{\omega_{20} - \omega_{17}} = (-1)^1 \frac{Z_{20} Z_{19}}{Z_{19} Z_{36}} \quad \text{avec } \omega_{36} = 0$$

$$\omega_{17} (Z_{36} + Z_{20}) = Z_{20} \omega_{20}$$

$$\text{d'où } i_{17/20} = \frac{Z_{20}}{(Z_{36} + Z_{20})} \quad \underline{\text{AN}} : i_{17/20} = 0,1524$$

$$1-5 \quad i_{\text{global}} = (i_{17/20})^2 \quad \underline{\text{AN}} : i_{\text{global}} = 0,0232$$

Rapport de réduction fourni par le constructeur : $i_{\text{constructeur}} = 1/43 = 0,0232$

$$1.6 \quad N_5 = N_{\text{moteur}} \cdot i_{\text{global}}$$

$$N_{\text{moteur}} = N_5 / i_{\text{global}} \quad \text{avec} \quad N_5 = v / (\pi \cdot \varnothing_{\text{noix}})$$

$$N_{\text{moteur}} = v / (\pi \cdot \varnothing_{\text{noix}} \cdot i_{\text{global}})$$

$$\underline{\text{AN}} : N_{\text{moteur}} = 4000 / (\pi \cdot 41 \cdot 0,023)$$

$$N_{\text{moteur}} = 1350,2 \text{ tr/mn}$$

COMPARATIF ENTRE LES PALANS
VL5 1004 m1 et V 104 m

		génération actuelle : EUROCHAIN VL5 1004 m1	ancienne génération : EUROCHAIN n°2 V 104 m
Charge maxi soulevée kg		1000	1000
Vitesse de levage m/mn		4	4
Puissance moteur kW		0,8	0,92
Masse du palan kg		27	39
Encombrement mm	-Longueur	428	565
	-largeur	251	260
	-Hauteur entre crochets	416	442
Type de réducteur		double train épicycloïdal	trois trains de roues à dentures hélicoïdales
Rapport de transmission		0,023	0,030
Formes (esthétique)		Forme monobloc compacte parallélépipédique.	Ensemble constitué de trois blocs cylindriques distincts.

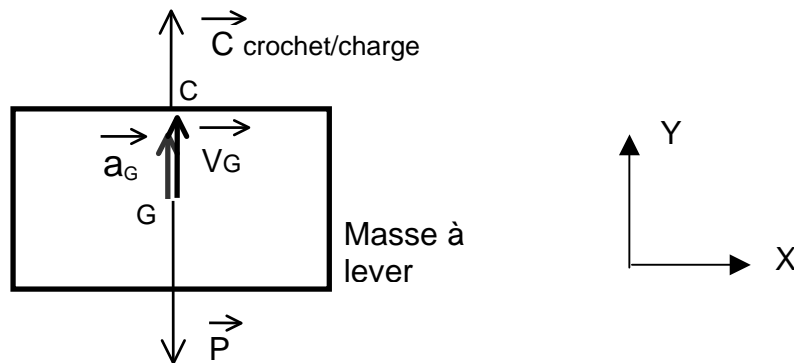
Commentaire sur l'évolution du produit :

-design du VL5 beaucoup plus moderne et compact (un seul bloc)

-pour des performances identiques (charge soulevée et vitesse de montée)
le VL5 est moins encombrant (particulièrement en longueur : – 37 mm et en
largeur : –26 mm) et moins lourd (masse : – 12 kg).

-le VL utilise un moteur moins puissant (0,8 kW au lieu de 0,92 kW)
et un réducteur différent (double train épicycloïdal au lieu trois trains de roues
à dentures hélicoïdales) : ces modifications ont permis les gains de poids et de
dimensions précédemment cités.

2-1



$$\{ T (\text{crochet/charge}) \} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ Y_c & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_C [R]$$

$$\{ T (\text{terre/charge}) \} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -P & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_G [R]$$

2-2 AN : $a = 0,066/0,4 = 0,165 \text{ m/s}^2$

2-3 $\vec{y} \cdot R(\text{charge} \rightarrow \text{charge}) = M \cdot a_G (\text{charge}/\mathcal{R}) \cdot \vec{y}$

$$-P + Y_c = M \cdot a \Rightarrow Y_c = M \cdot a + P \quad \text{AN : } Y_c = 9975 \text{ N}$$

2-4

$$\{ T (\text{carter/5}) \} = \begin{Bmatrix} X_A & 0 \\ Y_A & 0 \\ Z_A & 0 \end{Bmatrix}_A [R] \quad \{ T (\text{carter/5}) \} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ Y_B & 0 \\ Z_B & 0 \end{Bmatrix}_B [R]$$

$$\{ T (\text{chaîne/5}) \} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -10\,000 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_D [R] = \begin{Bmatrix} 0 & L_c \\ -10\,000 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_C [R]$$

$$L_c = -R_{\text{noix}} \cdot (-10\,000) = 205 \text{ Nm}$$

$$\{ T (10/5) \} = \begin{Bmatrix} 0 & L_M \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_M [R] \quad \text{avec } L_M = M_t (10/5) \text{ et } \forall M \in (O, \vec{x})$$

2-5 $\vec{x} \cdot M_t (\bar{5} \rightarrow 5) = \delta (5/R) \cdot \vec{x} \Rightarrow M_t (\bar{5} \rightarrow 5) = I_{\text{eq}} \cdot \theta''$

$$\theta'' = -a / R_{noix}$$

$$L_C + L_M = I_{eq} \cdot [-0,165 : (0,041 : 2)]$$

$$L_M = -205 + 0,1 \cdot [-0,165 : (0,041 : 2)]$$

$$L_M = -205,8 \text{ Nm}$$

2-6 $C_m = (L_B : \eta) \cdot i_{global}$

AN : $C_m = (205,8 : 0,84) \cdot 0,023 = 5,635 \text{ Nm}$

2-7 $C_{tarage} = 6,2 \text{ N.m} \Rightarrow$ valeur mesurée sur la courbe

$C_{tarage} > C_{moteur} \Rightarrow$ non glissement du limiteur au démarrage

3-1 $C_{freinage} = C_{nominal} + 0,3 \cdot C_{nominal}$

AN : $C_{freinage} = 7,28 \text{ Nm}$

$$C_f = \frac{2}{3} F k \mu \frac{42,5^3 - 30^3}{42,5^2 - 30^2}$$

$$F = \frac{3 C_f (42,5^2 - 30^2)}{2 k \mu (42,5^3 - 30^3)}$$

AN : $F = \frac{3 \cdot 7280 \cdot (42,5^2 - 30^2)}{2 \cdot 1 \cdot 0,4 \cdot (42,5^3 - 30^3)}$

$$F = 497 \text{ N}$$

3-2

$$f = \frac{8 \cdot R \cdot D^3 \cdot n}{G \cdot d^4}$$

$$R = \frac{f \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n}$$

AN : $R = \frac{23 \cdot 82000 \cdot 4,3^4}{8 \cdot 29,4^3 \cdot 6}$

$$R = 528,6 \text{ N}$$

$R > F \Rightarrow$ le ressort de freinage 32 convient

$$3-3 \quad \overrightarrow{F_{\text{total}}} = \overrightarrow{R_{32/33}} + \overrightarrow{N_{35/30}}$$

$$\text{AN : } \|\overrightarrow{F_{\text{total}}}\| = 540 + 550 = 1090 \text{ N}$$



Valeur obtenue avec la courbe du dossier travail demandé, page 5

3-4

$$C_{\text{limiteur au freinage}} = \frac{2}{3} \cdot 1090 \cdot 0,4 \cdot \frac{34^3 - 22^3}{34^2 - 22^2}$$

$$C_{\text{limiteur au freinage}} = 12,39 \text{ Nm}$$

3-5 $C_{\text{limiteur au freinage}} > C_{\text{freinage}} \Rightarrow$ pas de glissement du limiteur au freinage

$$4-1 \quad \tau_{\text{maxi}} \leq \tau_p \quad \text{avec} \quad \tau_p = \tau_e : 5$$

$$\text{AN : } \tau_p = 770 : 5 = 154 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{\text{maxi}} = \frac{C_{\text{max}}}{\frac{\pi d^3}{16}} \cdot kt_0$$

coefficient de concentration de contraintes : $kt_0 = 1,2$

$$\text{d'où : } d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot C_{\text{max}} \cdot kt_0}{\tau_p \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 7300 \cdot 1,2}{154 \cdot \pi}}$$

$$\text{AN : } d \geq \sqrt[3]{289,85} = 6,618 \text{ mm} < \varnothing_{2 \text{ mini}} = 7,5 \text{ mm}$$

4-2

$$C_{\max} = G \cdot \theta \cdot l_0$$

$$\theta = \frac{C_{\max}}{G \cdot l_0}$$

$$\text{Avec } l_0 = \frac{\pi d^4}{32}$$

$$\theta = \frac{32 \cdot C_{\max}}{G \cdot d^4 \cdot \pi} = \frac{32 \cdot 7300}{82\,000 \cdot 11^4 \cdot \pi}$$

$$\underline{\text{AN}} : \theta = 6,19 \cdot 10^{-5} \text{ rd/mm } \text{ ou } 3,55^\circ/\text{m}$$

4-3.1

$$\theta (3,55^\circ/\text{m}) < \alpha_{\text{limite}} \text{ arbre de torsion } (10^\circ \text{ à } 15^\circ/\text{m})$$

L'arbre choisi par le constructeur permet d'éviter les phénomènes de vibrations.

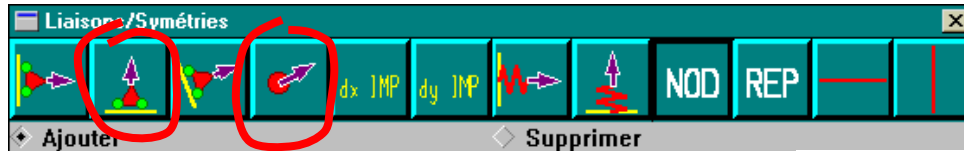
CARACTERISATION DE LA SECURITE AU NIVEAU DE LA SUSPENSION

1 – Modélisation du problème pour RDM Le Mans : [Voir Dossier ressource page 7 et 8]

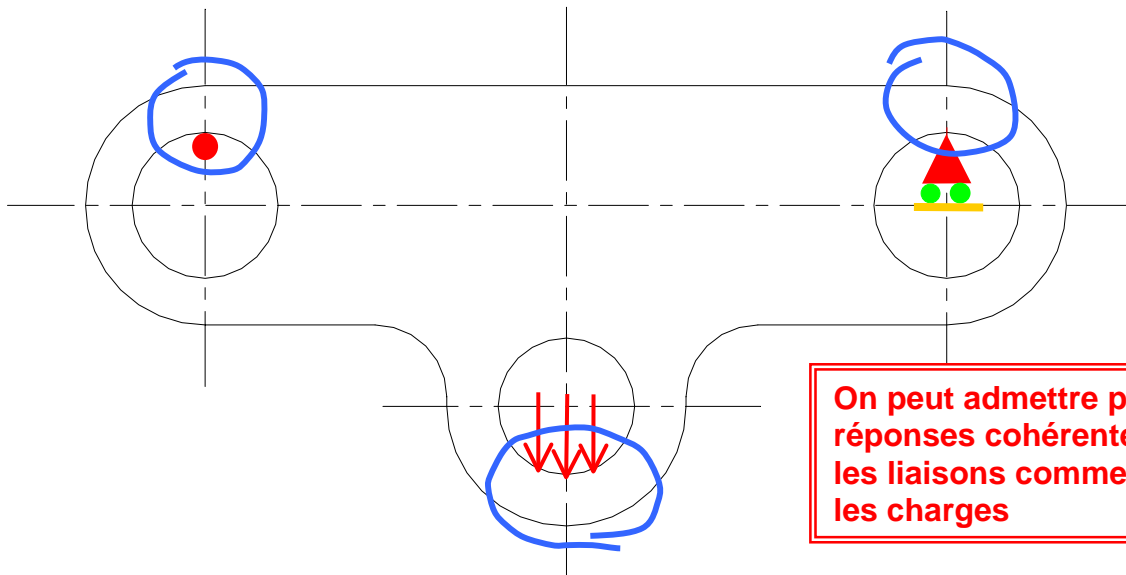
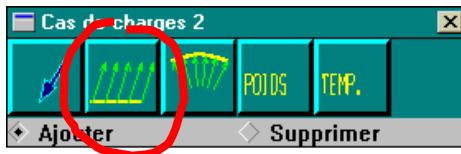
Travail demandé :

Entourer l'icône correspondant à votre choix et traduire ce choix graphiquement, de manière bien lisible sur la silhouette de la pièce ; justifier en quelques mots.

- Modélisation des liaisons : → Justification : **Contacts localisés**



- Modélisation des charges : → Justification : **Jeu important dans les liaisons cylindre/cylindre**



2 – Interprétation des résultats : [Voir Dossier ressource page 9]

- Entourer les zones critiques sur la silhouette de la pièce ci-dessus
- Relever la valeur de sigma maxi sur le relevé des contraintes :
REPONSE : pour la zone rouge, $\sigma_{\text{Max}} = 163 \text{ N / mm}^2$
ou, pour les zones fuschia, $\sigma_{\text{Max}} = 98,5 \text{ N / mm}^2$
- Coefficient de sécurité par rapport à $R_{e \text{ mini}} = 235 \text{ N / mm}^2$:
REPONSE : $S = 1,4$ pour la zone rouge
ou $S = 2,4$ pour les zones fuschia
- Proposer une solution simple pour améliorer la marge de sécurité sans changer la forme générale de la pièce :
REPONSE : augmenter l'épaisseur de la pièce