

ELEMENTS DE SOLUTION

AVANT-PROJET DE MECANISME

GRANDJEAN A., LARCHER E., LE NEVEZ P.

PREMIERE PARTIE

1 ETUDE CINEMATIQUE

1-1 Pour répondre à cette question il suffisait d'écrire la vitesse de glissement en I :

$$\vec{v}(I \in S_3/S_4) = \vec{v}(I \in S_3/R_0) - \vec{v}(I \in S_4/R_0) \quad \text{avec}$$

$$\begin{aligned} \vec{v}(I \in S_3/R_0) &= \vec{v}(G_3 \in S_3/R_0) + \vec{IG}_3 \wedge \vec{\Omega}(S_3/R_0) \\ &= \dot{z} \vec{z}_0 + r \dot{\alpha}_3 \vec{x}_2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{et} \quad \vec{v}(I \in S_4/R_0) &= \vec{v}(O \in S_4/R_0) + \vec{IO} \wedge \vec{\Omega}(S_4/R_0) \\ &= -R \dot{\alpha}_4 \vec{x}_0 \end{aligned}$$

soit la vitesse de glissement :

$$\vec{v}(I \in S_3/S_4) = \dot{z} \vec{z}_0 + r \dot{\alpha}_3 \vec{x}_2 + R \dot{\alpha}_4 \vec{x}_0$$

Le roulement sans glissement conduit alors aux deux relations suivantes :

$$\dot{z} = R \omega_4 \tan \alpha_2 \quad (1)$$

$$\dot{\alpha}_3 = R \omega_4 / r \cos \alpha_2 \quad \text{pour } 0 \leq \alpha_2 < \pi/2 \quad (2)$$

1-2 En tenant compte de l'hypothèse $\ddot{z} = \gamma = \text{cte}$

$$\text{d'après (1)} \quad \dot{z}(t) = R \omega_4 \tan \alpha_2(t) = \gamma t + \dot{z}_0 \quad (3)$$

$$\text{et } z(t) = \gamma t^2/2 + \dot{z}_0 t + z_0 \quad (4)$$

Nous trouvons alors :

$$\dot{\alpha}_3(t) = R \omega_4 / r \cos \alpha_2(t) \quad (5)$$

$$\ddot{\alpha}_3(t) = R \omega_4 \tan \alpha_2(t) \dot{\alpha}_2(t) / r \cos \alpha_2(t) \quad (6)$$

1-3 Il vient de l'équation (1) :

$$\alpha_2(t) = \text{Arctan}(\dot{z}(t)/R \omega_4)$$

En posant : $u(t) = \dot{z}(t)/R \omega_4$, on démontre facilement que :

$$\dot{\alpha}_2(t) = \gamma / R \omega_4 (1 + (\dot{z}(t)/R \omega_4)^2) \quad (7)$$

$$\ddot{\alpha}_2(t) = -2 \gamma^2 \dot{z}(t) / R^3 \omega_4^3 (1 + (\dot{z}(t)/R \omega_4)^2)^2 \quad (8)$$

1-4 Application Numérique :

1-4-1 La vitesse angulaire ω_4 est définie par la relation (1) et la condition imposée en t_2 :

$$\dot{z}(t_2) = 1 \text{ pour } \alpha_2(t_2) = \pi/4 \text{ rd donc } R \omega_4 = 1 \text{ d'où}$$

$$\omega_4 = 1/R = 22,22 \text{ rd/s et } N_4 = 212,2 \text{ tr/min}$$

1-4-2 Si nous tenons compte des conditions imposées en t_1 et t_2 , nous obtenons pour les constantes :

d'après (3) $\gamma = (\dot{z}(t_2) - \tan \alpha_2(t_1)) / (t_2 - t_1) = 0,830 \text{ m/s}^2$

$$(3) \quad \dot{z}_0 = \dot{z}(t_2) - \gamma t_2 = 0,00453 \text{ m/s}$$

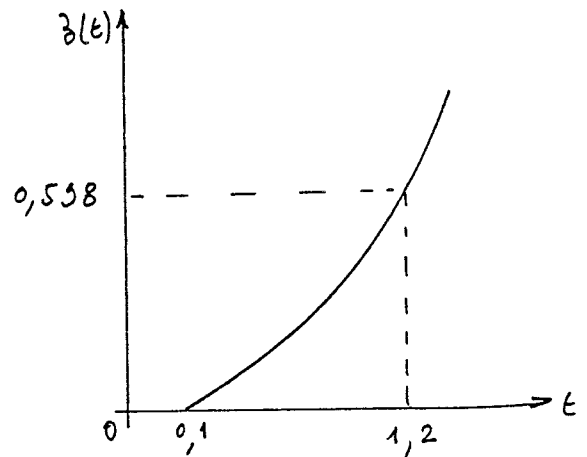
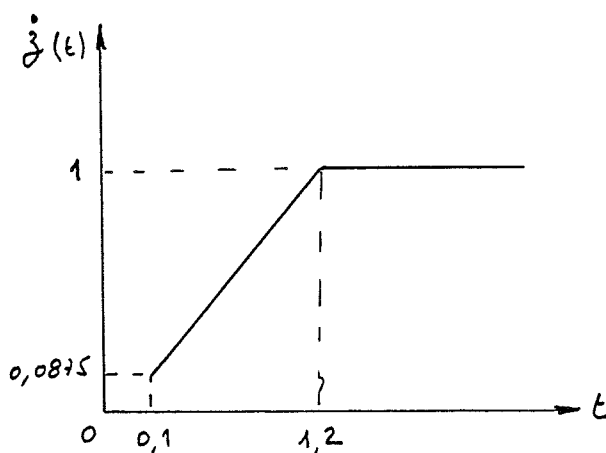
$$(4) \quad z_0 = z(t_1) - \gamma t_1^2 / 2 - \dot{z}_0 t_1 = -0,0046 \text{ m}$$

On déduit alors :

pour t_1 $\dot{z}(t_1) = 0,0875 \text{ m/s}$ et $z(t_1) = 0$ (par hypothèse)

pour t_2 $\dot{z}(t_2) = 0$ (par hypothèse) et $z(t_2) = 0,598 \text{ m}$

l'allure des courbes donnent :



1-4-3 Nous pouvons résumer dans un tableau les résultats :

	t_1	t_2
α_2	5°	45°
$\dot{\alpha}_2$	0,8232 rd/s	0,4147 rd/s
$\ddot{\alpha}_2$	-0,1186 rd/s ²	-0,3444 rd/s ²
α_3	25,09 rd/s	35,35 rd/s
$\dot{\alpha}_3$	1,8 rd/s ²	14,66 rd/s ²
\dot{z}	0,0875 m/s	1 m/s

1-5 On déduit enfin de $z(t)$ et $\dot{z}(t)$ la relation suivante, en éliminant t :

$$z(t) = z_0 + (\tan^2 \alpha_2(t) - \dot{z}_0^2) / (2 \gamma)$$

1-6 Il est alors possible de dresser le tableau suivant :

α_2 deg	5	10	15	20	25	30	35	40	45
α_2 rd	.0873	.1745	.2618	.3491	.4363	.5236	.6109	.6981	.7854
z mm	0	14,13	38,66	75,23	126,5	196,3	290,9	419,8	598,1
x_A mm	43,53	51,50	59,08	66,21	72,83	78,90	84,37	89,20	93,35
z_A mm	-93,4	-75,1	-45,7	-3,67	53,67	130,1	231,8	368,3	554,6

Ces valeurs déterminent (en coordonnées cartésiennes ou en polaire) le profil approché de la came (Document 3)

2 ETUDE DYNAMIQUE

2-1 Pour rechercher cette relation ($X_B = Z_B h(t)$) nous isolons S_5 :

Action mécanique de la came sur S_5 :

$$\left\{ \text{Came} \dashrightarrow S_5 \right\} = \left\{ \begin{array}{l} X_B \vec{x}_2 + Z_B \vec{z}_2 \\ r_5 (X_B \cos \alpha - Z_B \sin \alpha) \vec{y}_0 \end{array} \right\} A$$

Action mécanique de liaison entre S_2 et S_5 :

$$\left\{ S_2 \dashrightarrow S_5 \right\} = \left\{ \begin{array}{l} X_2 \vec{x}_2 + Y_2 \vec{y}_0 + Z_2 \vec{z}_2 \\ L_2 \vec{x}_2 \qquad \qquad \qquad + N_2 \vec{z}_2 \end{array} \right\} A \quad \begin{array}{l} \text{liaison pivot} \\ \text{sans frottement} \\ \text{d'axe } (A, \vec{y}_0) \end{array}$$

Appliquons le Principe Fondamental de la Dynamique à S_5 dans R_0 supposé Galiléen :

$$X_B + X_2 = 0$$

$$L_2 = 0$$

$$Y_2 = 0$$

$$X_B \cos \alpha - Z_B \sin \alpha = 0$$

$$Z_B + Z_2 = 0$$

$$N_2 = 0$$

De l'équation de moment en projection sur y_0 nous sortons :

$$X_B = Z_B \tan \alpha \quad \text{soit :}$$

$$h(t) = \tan \alpha ; \quad \alpha = (\vec{z}_2, \vec{BA})$$

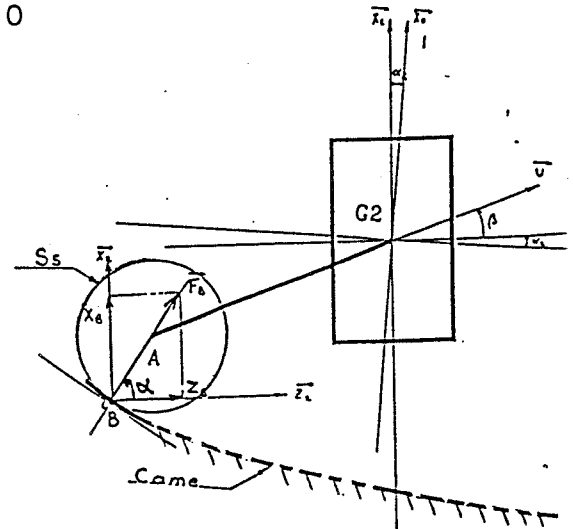
Donc l'effort \vec{F}_B est de direction BA , ce qui est suffisant pour affirmer que le roulement au contact a lieu sans glissement.

Remarque :

En supposant que :

- le contact entre le galet S_5 et la came d'orientation est rigoureusement ponctuel,
- la normale est constamment dans le plan (\vec{x}_2, \vec{z}_2) ,
- le mouvement relatif du galet par rapport à la came n'a pas de composante suivant la verticale \vec{y}_0 ,

Même sous ces hypothèses qui semblent justifiées, il n'est pas possible de démontrer que Y_B soit nulle ou négligeable. Seule une étude fine des déformations au contact en B pourrait apporter une confirmation. Il est très probable que cette composante soit nulle compte tenu de la solution technique à adopter.



Dans le cas où la composante Y_B n'est pas négligée, la résultante de cette action mécanique est alors dans un plan verticale passant par les points A et B, et la relation proposée est toujours valable.

2-2 Bilan des actions mécanique agissant sur cet ensemble (S_1, S_2, S_3, S_5, E, T et véhicule) :

$$\left\{ S_0 \text{ ----} \rightarrow S_1 \right\} = \left\{ \begin{array}{l} X_0 \vec{x}_0 + Y_0 \vec{y}_0 \\ L_0 \vec{x}_0 + M_0 \vec{y}_0 + N_0 \vec{z}_0 \end{array} \right\}_G \begin{array}{l} \text{liaison glissière} \\ \text{sans frottement} \\ \text{de direction } \vec{z}_0 \end{array}$$

$$\left\{ \text{pes ----} \rightarrow S_1 \right\} = \left\{ \begin{array}{l} -Mg \vec{y}_0 \\ \vec{0} \end{array} \right\}_G \begin{array}{l} \text{action des forces} \\ \text{de pesanteur sur } S_1 \\ \text{et le véhicule} \end{array}$$

$$\left\{ \text{pes ----} \rightarrow S_2 \right\} = \left\{ \begin{array}{l} -m_2g \vec{y}_0 \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{G_2} \begin{array}{l} \text{action des forces} \\ \text{de pesanteur sur } S_2 \end{array}$$

$$\left\{ \text{pes ----} \rightarrow S_3 \right\} = \left\{ \begin{array}{l} -m_3g \vec{y}_0 \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{G_3} \begin{array}{l} \text{action des forces} \\ \text{de pesanteur sur } S_3 \end{array}$$

$$\left\{ S_4 \text{ ----} \rightarrow S_3 \right\} = \left\{ \begin{array}{l} X_4 \vec{x}_0 + Y_4 \vec{y}_0 + Z_4 \vec{z}_0 \\ \vec{0} \end{array} \right\}_I \begin{array}{l} \text{liaison ponctuelle} \\ \text{avec frottement} \end{array}$$

$$\left\{ \text{Came ----} \rightarrow S_5 \right\} = \left\{ \begin{array}{l} X_B \vec{x}_2 + Z_B \vec{z}_2 \\ \vec{0} \end{array} \right\}_B \begin{array}{l} \text{liaison ponctuelle} \end{array}$$

Le torseur dynamique en G de l'ensemble S_1 et véhicule par rapport à R_0 donne :

$$\left\{ D(S_1/R_0) \right\} = \left\{ \begin{array}{l} M \ddot{z} \vec{z}_0 \\ \vec{0} \end{array} \right\}_G$$

Or pour le solide S_2 en G_2 par rapport à R_0 :

$$\vec{OG}_2 = \vec{OG}_1 + \vec{G}_1G_2 = z \vec{z}_0 + (a-y) \vec{y}_0$$

$$\vec{v}(G_2 \in S_2/R_0) = \dot{z} \vec{z}_0 - \dot{y} \vec{y}_0$$

$$\vec{\gamma}(G_2 \in S_2/R_0) = \ddot{z} \vec{z}_0 - \ddot{y} \vec{y}_0$$

d'autre part, le moment en G_2 du torseur cinétique de S_2 dans son mouvement par rapport à R_0 donne si $\mathcal{J}(S_2/R_0) = \mathcal{J}_2 \vec{y}_0$:

$$\vec{\sigma}(G_2 \in S_2/R_0) = \begin{vmatrix} I_1 & 0 & 0 \\ 0 & I_2 & 0 \\ 0 & 0 & I_3 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} 0 \\ \dot{\alpha}_2 \\ 0 \end{vmatrix} = I_2 \dot{\alpha}_2 \vec{Y}_0$$

d'où le moment en G_2 du torseur dynamique de S_2 par rapport à R_0 :

$$\vec{\delta}(G_2 \in S_2/R_0) = I_2 \ddot{\alpha}_2 \vec{Y}_0$$

ce qui permet d'écrire le torseur :

$$\left\{ D(S_2/R_0) \right\} = \left\{ \begin{array}{l} m_2(\ddot{z} \vec{z}_0 - \ddot{y} \vec{Y}_0) \\ I_2 \ddot{\alpha}_2 \vec{Y}_0 \end{array} \right\}_{G_2}$$

Pour le solide S_5 , la masse étant négligée, le torseur dynamique de ce solide est nul.

et pour le solide S_3 en G_3 par rapport à R_0 :

$$\vec{OG}_3 = \vec{OG}_2 + \vec{G}_2G_3 = z \vec{z}_0 + (a_1 - y - a_3) \vec{Y}_0$$

$$\vec{v}(G_3 \in S_3/R_0) = \dot{z} \vec{z}_0 - \dot{y} \vec{Y}_0$$

$$\vec{\gamma}(G_3 \in S_3/R_0) = \ddot{z} \vec{z}_0 - \ddot{y} \vec{Y}_0$$

Pour le moment cinétique en G_3 de S_3 par rapport à R_0 :

$$\vec{\Omega}(S_3/R_0) = \dot{\alpha}_2 \vec{Y}_0 + \dot{\alpha}_3 \vec{z}_2$$

soit :

$$\vec{\sigma}(G_3 \in S_3/R_0) = \begin{vmatrix} J_1 & 0 & 0 \\ 0 & J_1 & 0 \\ 0 & 0 & J_3 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} 0 \\ \dot{\alpha}_2 \\ \dot{\alpha}_3 \end{vmatrix} = J_1 \dot{\alpha}_2 \vec{Y}_0 + J_3 \dot{\alpha}_3 \vec{z}_2$$

et pour le moment du torseur dynamique de S_3 par rapport à R_0 :

$$\vec{\delta}(G_3 \in S_3/R_0) = J_1 \ddot{\alpha}_2 \vec{Y}_0 + J_3 (\ddot{\alpha}_3 \vec{z}_2 + \dot{\alpha}_3 \dot{\alpha}_2 \vec{x}_2)$$

ce qui donne :

$$\left\{ D(S_3/R_0) \right\} = \left\{ \begin{array}{l} m_3(\ddot{z} \vec{z}_0 - \ddot{y} \vec{Y}_0) \\ J_3 \dot{\alpha}_2 \dot{\alpha}_3 \vec{x}_2 + J_1 \ddot{\alpha}_2 \vec{Y}_0 + J_3 \ddot{\alpha}_3 \vec{z}_2 \end{array} \right\}_{G_3}$$

En appliquant le théorème de la résultante en projection sur \vec{z}_0 nous obtenons :

$$(M+m_2+m_3) \ddot{z} = z_4 - X_B \sin \alpha_2 + Z_B \cos \alpha_2 \quad (9)$$

2-3 Actions mécanique agissant sur l'ensemble $\{S_2, S_3, S_5\}$:

$$\left\{ S_1 \text{ ----} \rightarrow S_2 \right\} = \left\{ \begin{array}{l} - X_2 \vec{x}_2 - Z_2 \vec{z}_2 \\ -L_2 \vec{x}_2 - N_2 \vec{z}_2 \end{array} \right\}_{G_2} \quad \begin{array}{l} \text{liaison pivot glissant} \\ \text{sans frottement} \\ \text{d'axe } (G_2, \vec{y}_0) \end{array}$$

$$\left\{ E \text{ ----} \rightarrow S_2 \right\} = \left\{ \begin{array}{l} - F \vec{y}_0 \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{G_2} \quad \begin{array}{l} \text{avec } F = k(1-l_0) \\ k \text{ étant la raideur} \\ \text{de } E \text{ (en N/m)} \end{array}$$

$$\left\{ T \text{ ----} \rightarrow S_2 \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \vec{0} \\ C \vec{y}_0 \end{array} \right\}_{G_2} \quad \text{avec } C = k_T(3\beta - \alpha_2)$$

$$\left\{ \text{pes ----} \rightarrow S_2 \right\} = \left\{ \begin{array}{l} - m_2 g \vec{y}_0 \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{G_2}$$

$$\left\{ \text{Came ----} \rightarrow S_5 \right\} = \left\{ \begin{array}{l} X_B \vec{x}_2 + Z_B \vec{z}_2 \\ r_5 (X_B \cos \alpha - Z_B \sin \alpha) \vec{y}_0 \end{array} \right\}_A$$

$$\left\{ \text{pes ----} \rightarrow S_3 \right\} = \left\{ \begin{array}{l} - m_3 g \vec{y}_0 \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{G_3}$$

$$\left\{ S_4 \text{ ----} \rightarrow S_3 \right\} = \left\{ \begin{array}{l} X_4 \vec{x}_0 + Y_4 \vec{y}_0 + Z_4 \vec{z}_0 \\ \vec{0} \end{array} \right\}_I$$

Les torseurs dynamiques pour les solides S_2 et S_3 ayant été définis à la question précédente nous obtenons pour :

Le théorème de la résultante en projection sur \vec{y}_0 :

$$(m_2 + m_3) \ddot{y} = (m_2 + m_3)g + F - Y_4 \quad (10)$$

Le théorème du moment en G_2 en projection sur \vec{y}_0 :

$$\begin{aligned} (I_2 + J_1) \ddot{\alpha}_2 &= C - l(X_B \cos \beta - Z_B \sin \beta) \\ &\quad - r_5(X_B \cos \alpha - Z_B \sin \alpha) \end{aligned} \quad (11)$$

2-4 En procédant de manière identique, nous pouvons en isolant S_3 et en écrivant le théorème du moment dynamique en G_3 en projection sur \vec{z}_2 , définir l'équation régissant la variable α_3 :

$$J_3 \ddot{\alpha}_3 = r(X_4 \cos \alpha_2 - Z_4 \sin \alpha_2) \quad (12)$$

2-5 Le bilan des inconnues intervenant dans les équations (9), (10), (11), (12) donne six inconnues :

$$X_B, Z_B, X_4, Z_4, F$$

et ceci pour cinq équations si nous tenons compte de la relation établie en 2-1 :

$$X_B = Z_B h(t)$$

nous devons donc, pour résoudre le système d'équations, introduire une donnée supplémentaire. Cette donnée peut être la loi de COULOMB sur l'adhérence au contact entre l'arbre de propulsion S_4 et le galet d'entraînement S_3 au point I.

En considérant les masses et les inerties de S_2 et S_3 négligeables devant celles de S_1 et du Véhicule, nous obtenons les valeurs suivantes pour les inconnues :

$$Z_B(t) = \frac{C}{1(h(t)\cos\beta - \sin\beta)} \quad (13)$$

$$X_B(t) = Z_B(t) h(t) \quad (14)$$

$$Z_4(t) = M z + X_B(t) \sin\alpha_2(t) - Z_B(t) \cos\alpha_2(t) \quad (15)$$

$$X_4(t) = Z_4(t) \tan\alpha_2(t) \quad (16)$$

$$F(t) = Y_4(t) \quad (17)$$

Si nous tenons compte de la loi de COULOMB, nous obtenons l'inéquation suivante qui permet de définir une valeur maximale de l'action du ressort $F(t)$:

$$\|\vec{T}_4\| = \sqrt{X_4^2 + Z_4^2} \leq f_0 Y_4 \quad (18)$$

avec $Y_4 \geq 0$ si le contact existe et $\vec{T}_4 = X_4 \vec{x}_0 + Z_4 \vec{z}_0$

Ceci donne les valeurs suivantes :

- à $t_1 = 0,1$ seconde :

$$C(t_1) = 48 \text{ Nm} , \quad Z_B(t_1) = 541,4 \text{ N} , \quad X_B(t_1) = 693 \text{ N}$$

$$Z_4(t_1) = 517 \text{ N} , \quad X_4(t_1) = 54,2 \text{ N} , \quad T_4(t_1) = 519 \text{ N}$$

$$\text{Soit : } F(t_1) \geq 1730 \text{ N}$$

- à $t_2 = 1,2$ seconde

$$C(t_2) = 13,1 \text{ Nm} , \quad Z_B(t_2) = 212,8 \text{ N} , \quad X_B(t_2) = 212,8 \text{ N}$$

$$Z_4(t_2) = 996 \text{ N} \quad , \quad X_4(t_2) = 996 \text{ N} \quad , \quad T_4(t_2) = 996 \text{ N}$$

$$\text{Soit : } F(t_2) \geq 3320 \text{ N}$$

En conclusion, sous les hypothèses formulées, nous constatons que l'effort minimal vertical (Y_4) de contact de l'arbre de propulsion S_4 sur le galet S_3 croît avec l'accroissement de l'angle α_2 pour garantir le contact avec les hypothèses de non glissement formulées dans la première question. L'effort tangentiel T_4 de direction $\vec{x}_2 = \vec{x}_0$ pour $\alpha_2 = 0$ (chariot à l'arrêt), prend la direction \vec{z}_2 dès que la vitesse de glissement au contact devient nulle (d'après l'équation (16)); cet effort tangentiel augmente également avec l'angle α_2 , donc l'effort de contact (qui se trouve dans le plan $(I, \vec{y}_0, \vec{z}_2)$) est maximal à la fin de la course du galet S_5 sur la came d'orientation (lorsque la vitesse du chariot est atteinte).

2-6 Pour déterminer le torseur d'actions mécaniques de la liaison pivot-glissant (considérée sans frottement) entre les solides S_1 et S_2 , nous appliquerons le principe de la dynamique à l'ensemble $\{S_2, S_5, S_3\}$ en G_2 et en projection sur la base liée au repère R_2 .

Comme les masses de S_2 , S_3 et S_5 sont négligées les torseurs dynamiques associés sont nuls. Nous obtenons alors :

- pour le théorème de la résultante :

$$\text{proj. } \vec{x}_2 \Rightarrow -X_2 + X_B + X_4 \cos \alpha_2 - Z_4 \sin \alpha_2 = 0$$

$$\text{proj. } \vec{z}_2 \Rightarrow -Z_2 + Z_B + X_4 \sin \alpha_2 + Z_4 \cos \alpha_2 = 0$$

- pour le théorème du moment en G_2 :

$$\text{proj. } \vec{x}_2 \Rightarrow -L_2 - (a_3 + r) \cdot (Z_4 \cos \alpha_2 + X_4 \sin \alpha_2) = 0$$

$$\text{proj. } \vec{z}_2 \Rightarrow -N_2 + (a_3 + r) \cdot (X_4 \cos \alpha_2 - Z_4 \sin \alpha_2) = 0$$

d'où on déduit les expressions :

$$X_2 = X_B \qquad L_2 = - (a_3 + r) Z_4 / \cos \alpha_2$$

$$Z_2 = Z_B + Z_4 / \cos \alpha_2 \qquad N_2 = 0$$

avec $Z_4 = M z + Z_B (h \sin \alpha_2 - \cos \alpha_2)$

Application Numérique :

- à $t_1 = 0,1$ seconde :

$$X_2(t_1) = 693 \text{ N} \quad , \quad Z_2(t_1) = 1060,4 \text{ N} \quad , \quad L_2(t_1) = - 46,7 \text{ Nm}$$

$$\text{soit } F_2(t_1) = \sqrt{X_2^2 + Z_2^2} = 1266,8 \text{ N}$$

- à $t_2 = 1,2$ seconde :

$$X_2(t_2) = 212,8 \text{ N} , Z_2(t_2) = 1621,4 \text{ N} , L_2(t_2) = - 126,8 \text{ Nm}$$

$$\text{soit } F_2(t_2) = 1635,3 \text{ N}$$

On constate que les efforts de S_2 sur S_1 sont maximaux pour $\alpha_2 = 45^\circ$, que le moment de direction \vec{x}_2 évolue pendant la phase d'accélération. Lors de la conception il sera nécessaire de tenir compte de l'action de ce moment qui a tendance à faire pivoter l'ensemble du dispositif d'entraînement lié à S_2 autour de l'axe \vec{x}_2 .

Pour déterminer le torseur d'actions mécaniques de la liaison pivot (sans frottement) d'axe \vec{z}_2 entre S_2 et S_3 , nous isolerons le solide S_3 et appliquerons le principe de la dynamique à S_3 en G_3 en projection sur la base liée à R_2 .

Nous noterons ce torseur :

$$\left\{ S_3 \text{ ---} \rightarrow S_2 \right\} = \left\{ \begin{array}{l} X_3 \vec{x}_2 + Y_3 \vec{y}_0 + Z_3 \vec{z}_2 \\ L_3 \vec{x}_2 + M_3 \vec{y}_0 \end{array} \right\} G_3$$

- Pour le théorème de la résultante :

$$\text{proj. } \vec{x}_2 \Rightarrow - X_3 + X_4 \cos \alpha_2 - Z_4 \sin \alpha_2 = 0$$

$$\text{proj. } \vec{z}_2 \Rightarrow - Z_3 + X_4 \sin \alpha_2 + Z_4 \cos \alpha_2 = 0$$

- Pour le théorème du moment en G_3 :

$$\text{proj. } \vec{x}_2 \Rightarrow - L_3 - r(Z_4 \cos \alpha_2 + X_4 \sin \alpha_2) = 0$$

$$\text{proj. } \vec{z}_2 \Rightarrow - M_3 - r(Z_4 \sin \alpha_2 - X_4 \cos \alpha_2) = 0$$

Ce qui donne :

$$X_3 = 0 , \quad Y_3 = F , \quad Z_3 = Z_4 / \cos \alpha_2$$

$$L_3 = - r Z_3 = - r Z_4 / \cos \alpha_2 , \quad M_3 = 0$$

Application Numérique :

- à $t_1 = 0,1$ seconde :

$$Z_3(t_1) = 519 \text{ N} , \quad L_3(t_1) = - 20,8 \text{ Nm}$$

- à $t_2 = 1,2$ seconde :

$$Z_3(t_2) = 1408,6 \text{ N} , \quad L_3(t_2) = - 56,3 \text{ Nm}$$

On constate que l'action mécanique de S_3 sur S_2 est dans le plan vertical contenant l'axe du galet, qu'il n'y a qu'un moment de direction radiale \vec{x}_2 en G_3 , et pas de moment dans la direction verticale ($M_3 = 0$).

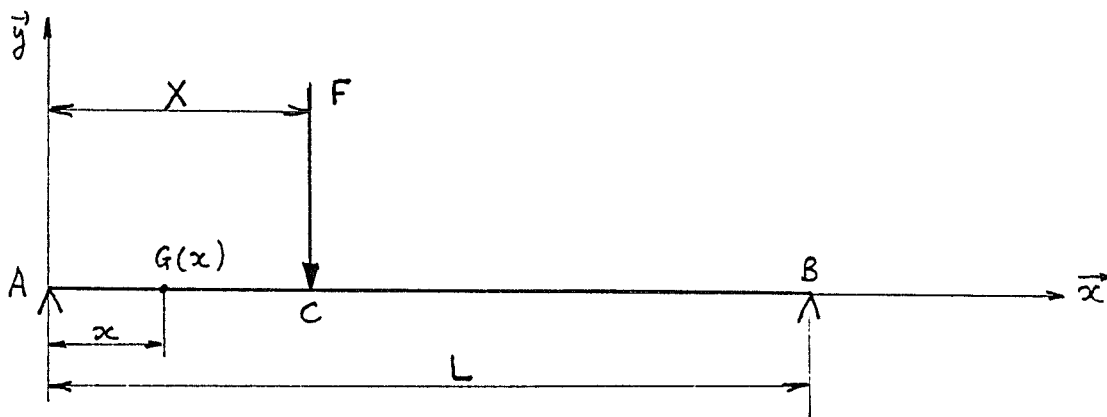
En conclusion les roulements du galet d'entraînement devront être en mesure, d'une part, de supporter cet effort axial, et d'autre part, être suffisamment écartés pour supporter le moment de direction \vec{x}_2 (L_3).

3 ETUDE DU NOMBRE DE GALETS D'ENTRAINEMENT

3-1 Notons le torseur des efforts intérieurs :

$$\left\{ \text{Cohésion} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} N(x) \vec{x} + T(x) \vec{y} + T_1(x) \vec{z} \\ M(x) \vec{x} + M_{f1}(x) \vec{y} + M_f(x) \vec{z} \end{array} \right\} G(x)$$

où $G(x)$ est le centre de surface d'une section courante de la poutre AB de longueur $L=1,6$ m.



En isolant la poutre AB et en appliquant le principe de la mécanique à cette poutre, nous trouvons les actions mécaniques de liaisons en A et B (représentées par des liaisons ponctuelles sans frottement, car la poutre est une poutre droite plane) :

$$\left\{ \begin{array}{l} Y_A \vec{y} \\ \vec{0} \end{array} \right\}_A \quad \text{et} \quad \left\{ \begin{array}{l} Y_B \vec{y} \\ \vec{0} \end{array} \right\}_B$$

On trouve :

$$Y_A = (1 - X/L) F \quad \text{et} \quad Y_B = (X/L) F$$

En isolant la partie AG de la poutre, nous trouvons pour le torseur des efforts intérieurs :

- pour $A \leq G \leq C$ (soit $0 \leq x \leq X$)

$$T(x) = -Y_A = -(1-X/L) F$$

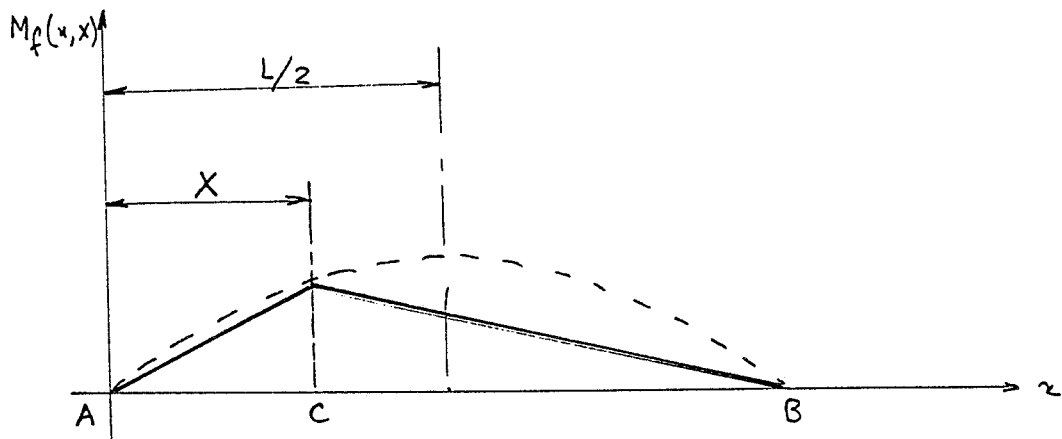
$$M_f(x) = x Y_A = x(1-X/L) F$$

- pour $C \leq G \leq B$ (soit $X \leq x \leq L$)

$$T(x) = -Y_A + F = X F/L$$

$$M_f(x) = x Y_A - (1-x) F = X(1-x/L) F$$

L'évolution du moment de flexion $M_f(x, X)$ est donnée sur la figure ci-dessous :



La valeur maximale du moment de flexion $M_f(x, X)$ est donnée par $x = X$ et nous obtenons :

$$M_f(X) = X(1-X/L) F$$

Cette équation en X est l'équation d'une parabole dont la valeur maximale est donnée pour $X = L/2$:

$$M_f(L/2) = FL/4 = 1480 \text{ Nm}$$

La contrainte maximale de flexion est alors donnée par :

$$\sigma_{\text{maxi}} = M_f \text{ maxi } R / I_{Gz} \quad \text{avec } I_{Gz} = \pi(D^4 - d^4)/64$$

et $R = D/2$

ce qui donne : $\sigma(L/2) = M_f(L/2) R / I_{Gz} = 38 \text{ N/mm}^2$

La flèche $y(x)$ est définie pour une poutre en flexion simple par : $E I_{Gz}(x) y''(x) = M_f(x)$ où E est le module d'Young du matériau.

La flèche maximale est alors :

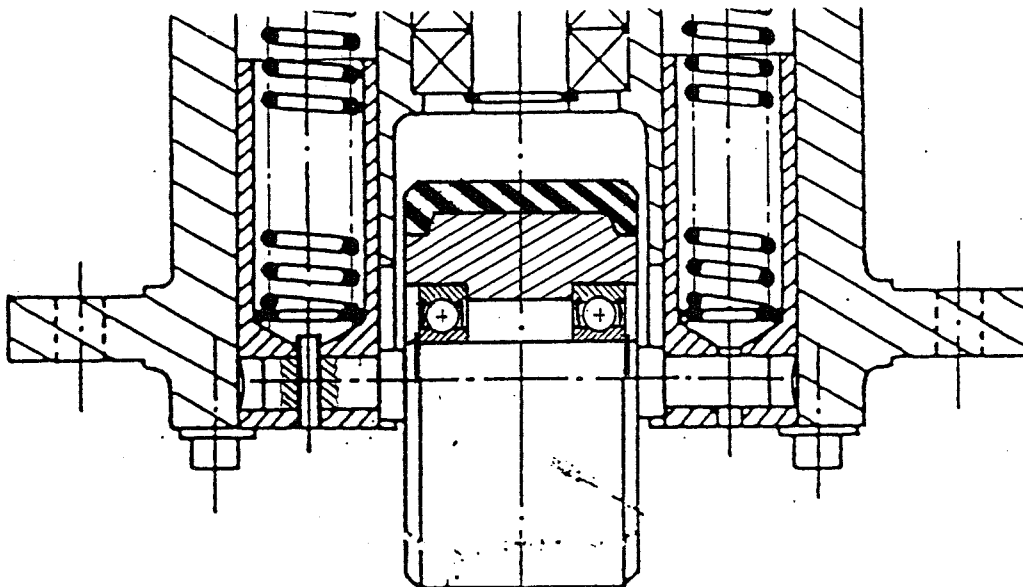
$$y(L/2) = F L^3 / 48 E I_{Gz} = 0,9 \text{ mm}$$

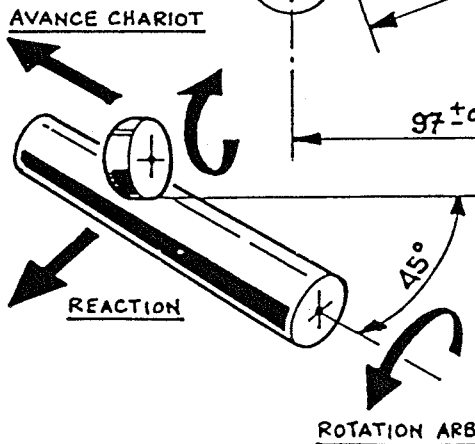
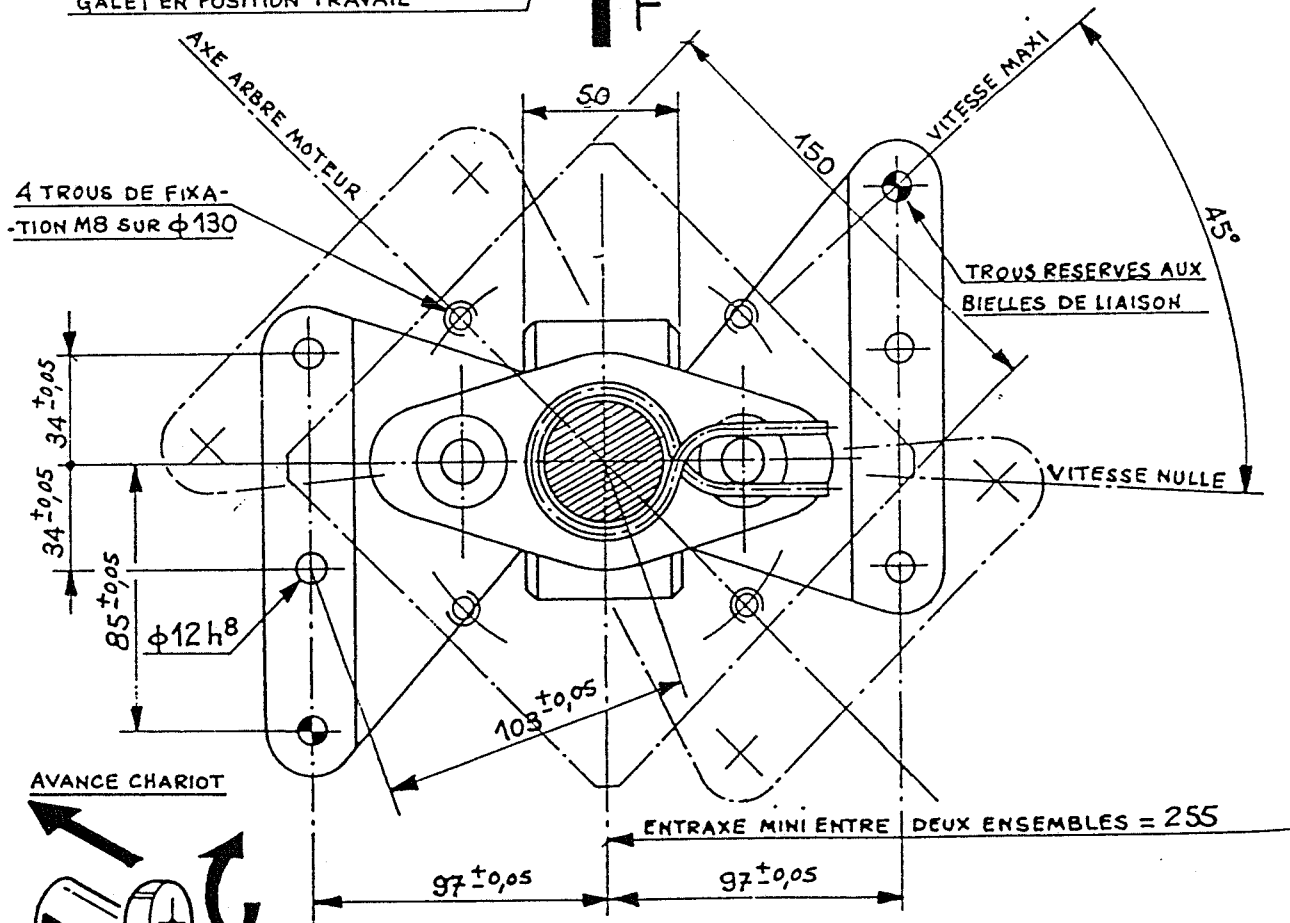
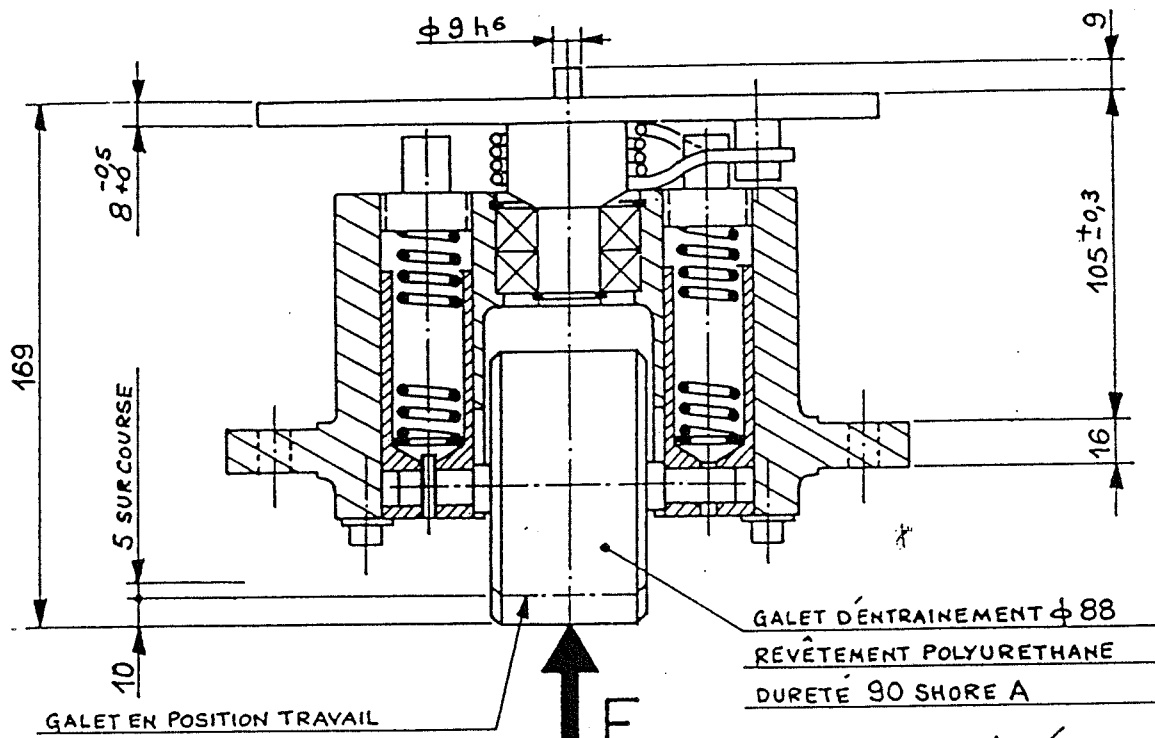
3-2 La contrainte maximale (voir tableau Document 4) pour 6 galets est de 19,84 MPa alors que pour 5 galets elle est de 23,5 MPa. Donc pour satisfaire la condition imposée, nous pouvons choisir 6 galets.

SECONDE PARTIE

Le constructeur propose une solution dans laquelle la liaison pivot-glissant équivalente entre S_1 et S_2 de la figure 1 est décomposée en une liaison pivot et une liaison glissière comme le montre le schéma cinématique de la figure 3. La liaison glissière étant elle-même construite à partir de deux liaisons pivot-glissant de même axe \vec{y}_0 ; ceci permet entre autre de construire l'élément E à l'aide de deux ressorts identiques.

DETAIL GALET





TYPES STANDARDISES		CODIFICATION
VALEUR DE F	52 da.N	70.1.102.0
	85 da.N	70.1.100.0
	108 da.N	70.1.101.0

COMMENTAIRES DE L'ÉPREUVE "AVANT-PROJET DE MECANISME"

Rapport établi par :
GRANDJEAN A., LARCHER E., LE NEVEZ P.

PREMIERE PARTIE

1 ETUDE CINEMATIQUE

1-1 Il s'agissait simplement d'écrire correctement la nullité de la vitesse de glissement au contact I. Les réponses à cette question simple (puisque la première de l'épreuve) permettaient de résoudre pratiquement toutes les questions suivantes.

Parmi les erreurs graves constatées, le jury signale :

- l'apparition du facteur d'adhérence dans l'expression de cette vitesse de glissement.

Une quinzaine de candidats ont fait cette faute grave.

- l'utilisation abusive et erronée de projections de vecteurs vitesse en I sans se soucier des repères pris.

Les candidats oublient, dans leur grande majorité, que la vitesse de glissement résulte d'une composition de mouvement donc d'une somme vectorielle.

- la méconnaissance et la mauvaise pratique des changements de base, pour un plus petit nombre de candidats, en particulier lorsqu'il s'agit d'écrire un vecteur unitaire en fonction de deux autres.

1-2 La déduction s'imposait d'elle-même par rapport aux résultats précédents.

Toutes les réponses ont été considérées, à savoir :

$$\dot{z}(t) = R \omega_4 \tan \alpha_2 \text{ ou en utilisant les hypothèses :}$$

$$\dot{z}(t) = \gamma t + \dot{z}_0$$

Bien que numériquement, les valeurs \dot{z}_0 et z_0 (conditions initiales du mouvement à $t=0$) puissent être considérées comme négligeables, il n'en demeure pas moins que la quasi totalité des candidats a, sans réfléchir, fixé ces valeurs à zéro.

Par la suite, il vient évidemment :

$$z(t) = \gamma t^2/2 + \dot{z}_0 t + z_0$$

Et pour les autres (une vingtaine de réponses) la recherche de $z(t)$ à partir de $\dot{z}(t) = R \omega_4 \tan \alpha_2$, les a conduit à intégrer sous la forme :

$$z(t) = \int R \omega_4 \tan \alpha_2 d \alpha_2 \quad \text{au lieu de :}$$

$$z(t) = \int R \omega_4 \tan \alpha_2 dt$$

1-3 La difficulté a résidé dans la dérivée de la fonction Arctan.

Les candidats, d'une manière générale, ne cherchent pas la simplicité.

1-4 Application Numérique : (traitée plus ou moins bien par 90 candidats).

Il est entendu que la réponse à cette question est liée à l'exactitude des résultats précédents.

Néanmoins, compte tenu de la remarque faite en 1-2, des valeurs approchées, pouvaient être données.

Même dans ce cas admis, les ordres de grandeur des résultats ne sont pas vérifiés.

1-5 La relation cherchée impliquait exclusivement les variables $z(t)$ et $\alpha_2(t)$.

Toutes les autres réponses ont été considérées correctes dès lors qu'elles conduisaient à un profil de came exact.

1-6 Peu de candidats ont compris la logique de l'approche mécanicienne du profil de came, ils n'ont donc pu établir (en cartésienne ou en polaire) ce dit profil à partir des valeurs de z en fonction de α_2 .

20 candidats ont su donner une réponse satisfaisante, voire tout à fait correcte.

La partie cinématique représente 4/20 de la note totale de l'épreuve d'avant-projet.

La moyenne de cette partie ramenée à 20 s'élève à : 1,74

2 ETUDE DYNAMIQUE

Cette partie est celle qui a été la moins bien traitée par l'ensemble des candidats; peut-être par manque de temps.

2-1 Cette question simple concernant la relation $X_B = Z_B h(t)$ n'a été correctement traitée que par deux candidats.

Pour l'ensemble des autres candidats ayant abordé cette question (environ 120), il n'a été question que de la décomposition de l'effort de la came sur le galet suivant la loi de COULOMB sans penser qu'en appliquant la loi fondamentale à ce galet cet effort ne pouvait qu'avoir la direction de la normale au contact.

2-2 La question étant précise, il suffisait de définir la résultante du torseur dynamique et de définir correctement les efforts appliqués à cet ensemble.

Il semble qu'un certain nombre de candidats ne maîtrisent pas les changements de repères.

Cette question est celle qui a été malgré tout la mieux traitée de cette partie. Une bonne cinquantaine de candidats l'on traitée correctement.

2-3 Cette question demandait par rapport à la précédente d'exécuter le transport de torseurs d'un point géométrique à un autre.

Il semble que cette technique ne soit pas assimilée par un petit nombre de candidats.

Pour bon nombre de candidats il y a deux difficultés :

- la première est la définition du torseur dynamique pour un ensemble de solides.

- la seconde, liée en partie à la question 2-1, est le manque d'analyse des actions mécaniques.

Peu de candidats ont traité cette question; toutes réponses, faisant appel aux hypothèses simplificatrices utilisées dans les questions suivantes, ont été considérées comme exactes.

2-4 Dans cette partie l'initiative a été laissée au candidat quant au choix du système à isoler et de l'équation à écrire.

Une vingtaine de candidats ont traité cette question correctement. Peu de candidats ont abordé cette question.

2-5 Seuls quelques candidats ont esquissé une démarche pour tenter d'appliquer la loi de Coulomb au contact en I. Mais faute de résultats satisfaisants aux questions précédentes aucun candidat n'a traité les applications numériques.

2-6 La détermination des torseurs de liaisons étant nécessaires pour concevoir correctement ce mécanisme, il semblait indispensable de comprendre la nature de ces actions mécaniques.

A peine une dizaine de candidats ont posé les torseurs d'actions mécaniques pour les deux liaisons concernées; sans toutefois aller plus loin dans leur analyse.

La partie dynamique représente 6/20 de la note totale de l'épreuve d'avant-projet.

La moyenne de cette partie ramenée à 20 s'élève à : 1,16

3 ETUDE DU NOMBRE DE GALETS

3-1 Cette partie concernait un problème simple de résistance des matériaux, dans lequel le chargement était mobile par rapport à la poutre. C'est la partie qui a été traitée par le plus grand nombre de candidats (environ 155 sur 255).

Environ la moitié des candidats ayant abordé cette question l'ont traitée correctement; pour l'autre moitié soit le moment de flexion a été donné sans aucune explication et la plupart du temps de façon inexacte, soit le torseur de cohésion a été défini sans tenir compte que la valeur de ce dernier dépendait de l'abscisse curviligne.

Pour la définition de la contrainte de flexion il y a eu un certain nombre de réponses farfelues; il semble que cet aspect de la R.D.M. ne soit pas bien assimilé.

Enfin pour la détermination de la flèche, un bon nombre de candidats connaissent la formule :

$$E I \ y''(x) = M_f(x)$$

Un nombre plus limité savent l'exploiter correctement.

3-2 Dans cette partie il suffisait de connaître la définition de la contrainte de flexion pour pouvoir répondre correctement à cette question (Document 4).

La moitié des candidats ayant traité cette question, ont répondu de façon satisfaisante.

La partie R.D.M. représente 2/20 de la note totale de l'épreuve d'avant-projet.

La moyenne de cette partie ramenée à 20 s'élève à : 1,04

SECONDE PARTIE

La partie construction n'est rien d'autre que la concrétisation des études conduites en cinématique, dynamique et résistance des matériaux portant sur le sous-système galet entraîneur pour chariot de transfert dans un atelier de ferrage. Force est de constater que 62 candidats ayant composé dans l'épreuve d'avant-projet de mécanisme, n'ont absolument pas abordé la partie construction. Le jury ne peut que réitérer avec fermeté sa volonté de voir les candidats à l'agrégation de génie mécanique montrer une compétence minimale quant à l'analyse et la production de solutions technologiques appliquées à un système réel, utilisé dans une production industrielle. Il était conseillé aux candidats de réserver trois heures à cette partie.

Dans le sujet de la session 1994, les différentes fonctions à satisfaire sont bien séparées et le schéma technologique proposait une organisation spatiale possible des liaisons à réaliser. Mais par essence, ce schéma ne pouvait pas indiquer explicitement l'ensemble des contraintes générales, directement liées à l'environnement de travail de ce type de matériel. Il n'entraînait pas dans les intentions des auteurs du sujet de fournir la liste exhaustive des spécifications, comme on le ferait auprès des techniciens de l'entreprise sous-traitante chargé d'élaborer un produit complètement opérationnel. De toute façon, le temps accordé et l'esprit de l'épreuve ne le permettraient pas. Les candidats au concours de l'agrégation sont censés connaître les contenus du programme de référence et montrer qu'ils en maîtrisent tout ou partie. Ils pouvaient appréhender le problème de construction selon quatre niveaux de contraintes, du général au particulier.

a) Les inscrits en génie mécanique possèdent normalement des connaissances propres aux conditions de production industrielle en grande série. Ils peuvent ainsi intégrer des éléments au cahier des charges en formulant des hypothèses, de bon sens, sur la fabrication des automobiles, éléments suggérés par les reproductions de photographies dans le sujet. Parmi ces points importants, citons :

- la durée de vie que l'on peut raisonnablement estimer au moins à 60000 heures (MTBF 40000 h), soit 20 ans de services, de 225 jours ouvrables à 14 heures effectives, assortie d'un haut niveau de disponibilité comme tout bien d'équipement ou outillage industriel, (coût des pertes d'exploitation très élevé),

- la protection des liaisons en service dans un atelier de ferrage (assemblage des éléments de carrosserie), avec des opérations de soudage par points, donc projection de gouttelettes de métal, présence de bavures de tôles ou autres particules métalliques,

- le caractère industrialisé du produit fabriqué à raison de 100 unités par mois sur un programme d'au moins 1500 unités selon toute vraisemblance. Cette donnée évidente, ajoutée à l'exigence de retour d'investissement sur 3 ans, induit la limitation du nombre de pièces, la recherche de formes et de surfaces de liaisons optimisées selon des critères technico-économiques, l'utilisation de techniques de fabrication en série, la réduction des usinages complexes, des temps de montage et de réglage, etc....

- la modularité du sous-ensemble (galet pivotant d'entraînement) pour faciliter le montage, l'alignement sous les chariots, et surtout la maintenance,

- l'homogénéité de la construction qui touche, par définition, l'ensemble des constituants, et l'organisation générale de la solution, telle que les torseurs associés aux liaisons mécaniques comportent des termes à valeur minimale (exemple : une liaison pivot en porte-à-faux engendre des actions de contact beaucoup plus élevées sous le même modèle de charge extérieure). Ici l'organisation générale induit une solution globalement centrée sur l'axe vertical \bar{Y}_0 .

- b) Bien entendu les règles habituelles de la construction des assemblages à 0, 1 ou 2 degrés de liberté s'appliquent particulièrement bien à l'étude proposée. Ces règles constituent le fondement de toute formation dans le domaine du génie mécanique au niveau du premier cycle de l'enseignement supérieur (STS, IUT, CPGE T). Il serait étonnant qu'elles ne soient pas illustrées dans cette épreuve de l'agrégation.

A titre d'exemple, les correcteurs attendent des candidats qu'ils maîtrisent :

- la réalisation d'une liaison (pivot-glissant) par contact direct sur une surface cylindrique de révolution,

- les conditions canoniques de montage des roulements (appuis compatibles avec les charges extérieures et les normales de contacts entre éléments roulants/bagues pour les types de roulements retenus, serrages et jeux corrects,...)

- c) Les fonctionnalités cinématiques de chaque liaison devaient être respectées (vitesses, course, débattement angulaire), ainsi que les mobilités relatives entre les sous-ensembles de pièces (ex. : débattement du galet d'entraînement par rapport au corps S_2) sans oublier le passage des éléments externes au mécanisme étudié ("couloir" de passage de la came d'orientation, espace suffisant pour installer les biellettes de couplage cinématique entre les modules,...), les dispositions constructives destinées à satisfaire des fonctionnalités de rappel sur position stable et prédéterminée,
- d) Enfin, la solution produite par chaque candidat doit respecter les spécifications particulières, liées au mécanisme étudié, essentiellement dimensionnelles, et l'organisation spatiale des liaisons.

Sur tous ces aspects la déception est grande et les performances accomplies par les candidats, pourtant évaluées de façon très bienveillante, n'atteignent pas le niveau minimal escompté.

- Les correcteurs ont analysé les points suivants :
- réalisation du galet de came et la liaison pivot sur S_2 ,
 - réalisation de la liaison pivot S_2/S_1 , tenue aux efforts directement associés à l'entraînement du chariot,
 - réalisation de la liaison glissière équivalente à partir de deux liaisons (pivot-glissant),
 - réalisation du système élastique presseur E, agissant sur l'arbre de propulsion,
 - réalisation de la liaison pivot entre le galet de traction et S_3 ,
 - dispositif de rappel élastique en rotation de l'angle $2'$ et dispositif d'arrêt en rotation, en position pré définie,
 - définition d'une pièce significative, en particulier S_2 imposée par le sujet,
 - fixation du sous-ensemble sur le chariot (voir § a, b, c),
 - qualité globale de la construction (voir § a, b, c).

Afin de traduire la qualité des prestations observées dans les copies, le jury estime utile d'explicitier les résultats relatifs à quatre des points précités.

Liaison glissière équivalente entre S_3 et S_2 , réalisée par deux [pivot-glissant] d'axes parallèles

niveau de performance considéré	nombre de solutions conformes à ce niveau	nombre de candidats ayant atteint ou dépassé ce niveau	taux de réussite global
solution fonctionnelle correctement dimensionnée et protégée, avec jeux et position relative des axes chiffrés, essai d'industrialisation	0	0	0%
solution fonctionnelle aux proportions convenables, protégée simplement, montage des éléments plausible	4	4	1,6%
solution fonctionnelle aux proportions convenables,	10	14	5,5%
solution fonctionnelle	24	38	14,8%

Par solution fonctionnelle, il faut entendre solution qui respecte les aspects décrits aux paragraphes c et d, en assurant la course imposée. C'est le niveau exigible a minima, avec une compatibilité des déplacements des pièces mobiles selon l'axe vertical. Le respect de la position de représentation demandée par le sujet n'est pas pénalisant, si le candidat a pris la précaution de préciser les nouvelles références adoptées.

Plus de la moitié des candidats méconnaissent les proportions L/D d'une liaison (pivot-glissant), et la quasi totalité ne se préoccupe pas des contraintes de position relative

des axes des cylindres compatibles avec le jeu diamétral (une seule indication, même non chiffrée, était très appréciée), ni de la rigidité des deux constituants principaux (le corps S_2 et le groupe de pièces porte-galet de propulsion). Un dimensionnement approximatif avec une spécification de jeu, une protection minimale contre les agents extérieurs, contre les rayures des bagues frittées lorsqu'elles ont été employées, conduisait à un classement dans les performances de bon niveau. Attention toutefois à l'emploi abusif de H7g6!

Liaison pivot galet/ S_3 :

niveau de performance considéré	nombre de solutions conformes à ce niveau	nombre de candidats ayant atteint ou dépassé ce niveau	taux de réussite global
solution correctement dimensionnée, fonctionnelle aux plans des contacts et des charges extérieures, protégée efficacement, avec indication de jeux et serrages valables, et un "peu" industrialisée quant au montage par blocs et aux usinages	2	2	0,8%
solution fonctionnelle aux plans des contacts et des charges extérieures, protégée simplement, avec indication de jeux et serrages	11	13	5,1%
solution fonctionnelle aux plans des contacts et des charges extérieures, protégée simplement,	13	26	10,2%
solution fonctionnelle aux plans des contacts et des charges extérieures,	29	55	21,5%

Il s'agissait de réaliser le montage sur roulements du galet sur l'axe solidaire de S_3 , les solutions sur éléments glissants n'étant pas rejetées a priori, même si à l'évidence elles n'offrent pas le degré de fiabilité escompté (cf. § a). La performance attendue pour le niveau maximal n'est rien d'autre que l'exigence couramment demandée par les professeurs jusqu'en 1990, aux bacheliers F1 ou E, ce qui correspond à une étape vécue et connue pour de nombreux candidats à l'agrégation en 1994!

Dispositif élastique E de maintien du contact du galet de traction sur le tube:

niveau de performance considéré	nombre de solutions conformes à ce niveau	nombre de candidats ayant atteint ou dépassé ce niveau	taux de réussite global
ressorts guidés, aux dimensions compatibles avec l'effort presseur et la <u>course</u> , dans la position définie par le sujet, sans contact avec la surface de la glissière et protégés, retenue et réglage externe de l'effort,	5	5	2%
ressort guidé, aux dimensions compatibles avec l'effort presseur, dans la position définie par le sujet, sans contact avec la surface de la glissière, retenue et réglage de l'effort,	2	7	2,7%
ressort guidé, aux dimensions compatibles avec l'effort presseur, dans la position définie par le sujet, , retenue et réglage de l'effort,	10	17	6,6%
ressort guidé, aux dimensions approximatives avec l'effort presseur , dans la position définie par le sujet, retenue et esquisse de réglage	10	27	10,6%

Les erreurs fréquentes constatées sont :

- le bouclage incorrect (non fermeture) de la chaîne des efforts selon l'axe vertical, le ressort appuie sur le "néant",
- l'absence d'une solution, même simpliste, de retenue de S_3 vers le bas, en cas de suppression du contact avec la barre de propulsion, ne serait-ce que pour le montage, la maintenance des sous-ensembles porte-galet(cf. § a et b),
- l'absence de réglage ou l'impossibilité de régler l'effort presseur sur l'ensemble monté, une solution rationnelle offrant bien entendu une accessibilité externe à un dispositif de réglage simple et fiable, lorsque le sous-ensemble est en situation sous le chariot et en contact sur le tube de mouvement,
- un dimensionnement fantaisiste qui ne satisfait ni la valeur d'effort moyen désiré, ni le taux de travail à la fatigue, ni les conditions de course (compression initiale, et réserve de débattement) assuré par un espace incorrect entre spires par exemple (mais ceci n'est qu'un critère mineur dans la notation),
- la non-séparation des éléments fonctionnels de guidage (voir plus haut, commentaire sur la glissière), des éléments qui répondent aux conditions normales de montage des ressorts hélicoïdaux; on peut prévoir à coup sûr des rayures sur les colonnes de guidage, du matage sur les bagues éventuellement, (risque de grippage)
- la protection contre la corrosion (acier au carbone) et l'intrusion de particules entre les spires des ressorts (modifications des caractéristiques et la course de compression),

Qualité globale de la construction:

niveau de performance considéré	nombre de solutions conformes à ce niveau	nombre de candidats ayant atteint ou dépassé ce niveau	taux de réussite global
très bonne qualité de construction, c'est à dire 80% des aspects rappelés dans les § a et b	0	0	0%
bonne qualité de construction, c'est à dire 60% des aspects rappelés dans les § a et b	8	8	3,1%
qualité acceptable de la construction, c'est à dire 40% des aspects rappelés dans les § a et b	9	17	6,7%
qualité médiocre de la construction, c'est à dire 20% des aspects rappelés dans les § a et b	20	37	14,5%

Le tableau ci-dessus montre que la dimension qualité de la construction est un aspect fort mal pris en compte par les candidats. Comment imaginer une fabrication de 100 sous-ensembles par mois construits en mode unitaire, comme des montages d'usinage en mécano-soudé, avec une débauche de pièces usinées dans la barre ? D'autant que certains usinages ne sont même pas réalisables par les procédés industriels connus ! Comment tolérer que de futurs formateurs en génie mécanique osent souder

directement des colonnes de guidage, supposées parallèles, sur une plaque, sans les moindres éléments géométriques de prépositionnement ? Comment des candidats peuvent-ils proposer deux vis M4 pour une liaison qui devra supporter tous les efforts de propulsion d'un chariot porteur d'une carrosserie automobile, sans se remémorer en une fraction de seconde les données prépondérantes du problème ? Paradoxalement, le résultat dessiné est souvent d'un encombrement démesuré, donc totalement incompatible avec les contraintes spatiales (passage de la came agissant sur S_5 par exemple). De plus ce volume important ne correspond pas à des solutions satisfaisantes au regard du torseur des actions mécaniques exercé par le tube de propulsion sur le bloc galet orientable.

Observations générales sur l'avant-projet :

Les candidats qui souvent possèdent une culture technique marquée par la production en série de pièces mécaniques n'ont pas travaillé par transfert et analogie. Par ailleurs, il est affligeant de rencontrer dans une épreuve de génie mécanique, des formes ou des pièces irréalisables par les moyens usuels ou inacceptables au plan économique.

Dans l'ensemble l'architecture générale imposée par le schéma technologique est respectée. Mais, outre des erreurs grossières de représentation des éléments standards, (comme les éléments filetés), de projection et de correspondance de vues, les candidats ne proposent que rarement des solutions réalistes pour satisfaire les liaisons simples à matérialiser.

Le respect de l'architecture, des mobilités cinématiques, d'un dimensionnement plausible, de la possibilité effective de montage ont été essentiellement valorisés.

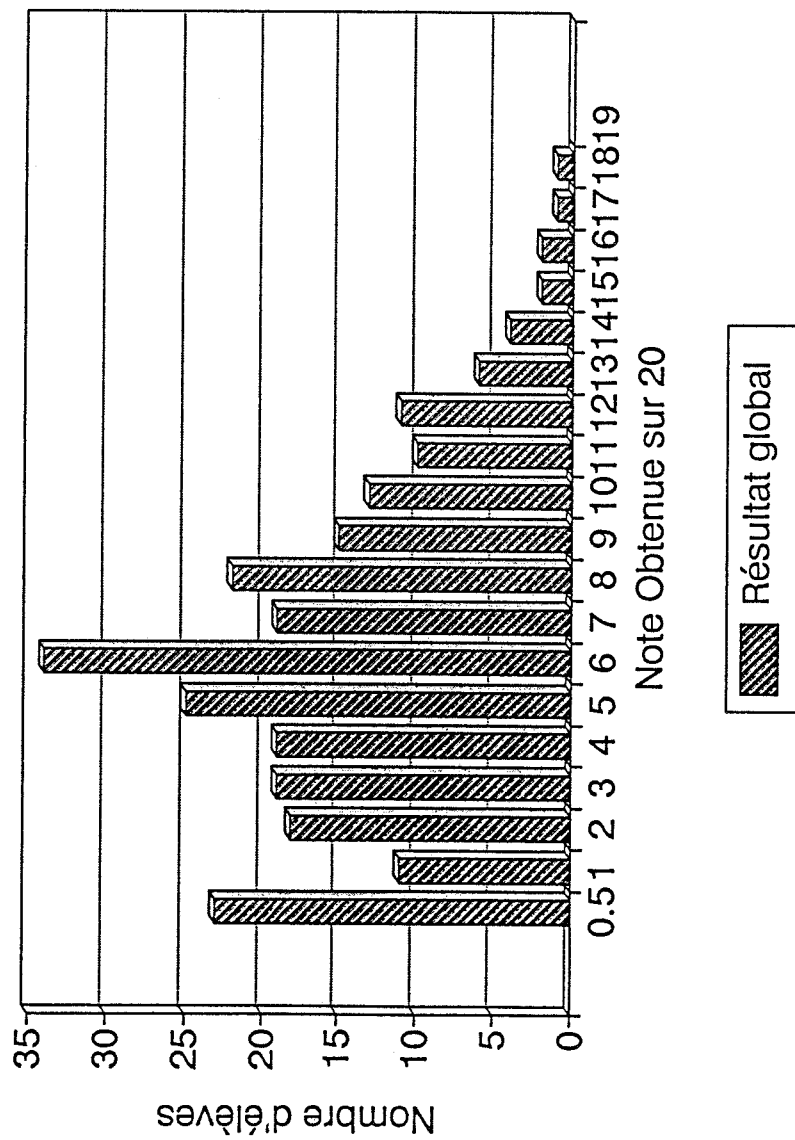
Les indications dimensionnelles (cotes fonctionnelles, jeux, spécifications de position relative) et les propositions de matériaux, de traitements thermiques adaptés sont rarissimes et leur présence sur la copie ou le dessin a donné lieu à une plus value.

La partie construction représente 8/20 de la note totale de l'épreuve d'avant-projet.

La moyenne de cette partie ramenée à 20 s'élève à : 2,78

AGREGATION GENIE MECANIQUE 1994

Avant-projet de Mécanisme



Note Maxi : 17,71

Note Moyenne : 5,95267

Note Mini : 0

Ecart Type : 6,46199

Nb. de CANDIDATS 255