

Epreuve

d'avant projet de mécanisme:

ELEMENTS DE CORRIGE

Première partie : ANALYSE DU COMPORTEMENT ROUTIER D'UN VEHICULE A QUATRE ROUES MOTRICES

Question 1-1

- Torseurs cinématiques:

$$\left\{ V_{1/chaussée} \right\} = \begin{Bmatrix} \omega_1 \vec{x}_1 + \omega \vec{z} \\ R_1 \omega \vec{y}_1 \end{Bmatrix} \quad \text{avec} \quad R_1 = R - \frac{v}{2}$$

$$\left\{ V_{2/chaussée} \right\} = \begin{Bmatrix} \omega_2 \vec{x}_2 + \omega \vec{z} \\ R_2 \omega \vec{y}_2 \end{Bmatrix} \quad \text{avec} \quad R_2 = R + \frac{v}{2}$$

$$\left\{ V_{3/chaussée} \right\} = \begin{Bmatrix} \omega_3 \vec{x}_3 + \omega \vec{z} \\ R_3 \omega \vec{y}_3 \end{Bmatrix} \quad \text{avec} \quad R_3 = \frac{R - v/2}{\cos(\alpha_3)}$$

$$\left\{ V_{4/chaussée} \right\} = \begin{Bmatrix} \omega_4 \vec{x}_4 + \omega \vec{z} \\ R_4 \omega \vec{y}_4 \end{Bmatrix} \quad \text{avec} \quad R_4 = \frac{R + v/2}{\cos(\alpha_4)}$$

- Roulement sans glissement en H_1

$$\Leftrightarrow \vec{V}(H_1 \in 1/0) = \vec{0}$$

$$\Leftrightarrow \vec{V}(C_1 \in 1/0) + \vec{\Omega}(1/0) \wedge \overrightarrow{C_1 H_1} = \vec{0}$$

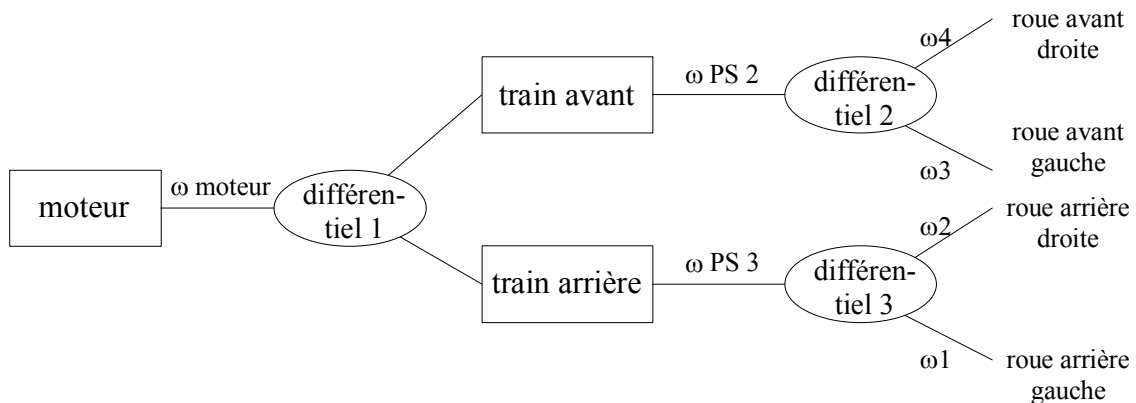
$$\Leftrightarrow \vec{V}(C_1 \in 1/0) + (\omega_1 \vec{x}_1 + \omega \vec{z}) \wedge -r \vec{z} = \vec{0}$$

$$\Leftrightarrow \left(R - \frac{v}{2} \right) \omega \vec{y}_1 + r \omega_1 \vec{y}_1 = \vec{0}$$

d'où $\omega_1 = -\frac{R - v/2}{r} \omega$

de même $\omega_2 = -\frac{R + v/2}{r} \omega$; $\omega_3 = -\frac{R - v/2}{r \cdot \cos(\alpha_3)} \omega$ et $\omega_4 = -\frac{R + v/2}{r \cdot \cos(\alpha_3)} \omega$.

- Le conducteur peut contrôler une seule vitesse: celle du moteur. Comme il faut être capable de générer quatre vitesses de rotation en en contrôlant une seule, trois différentiels s'avèrent nécessaires.



$\omega_{PS\ 2}$: vitesse de rotation du porte satellites du différentiel avant.

$\omega_{PS\ 3}$: vitesse de rotation du porte satellites du différentiel arrière.

$$\omega_{PS\ 2} + \omega_{PS\ 3} = 2. \omega_{moteur} \quad \omega_1 + \omega_2 = 2. \omega_{PS\ 3} \quad \omega_3 + \omega_4 = 2. \omega_{PS\ 2}$$

Question 1-2

- $\vec{V}(H_1 \in 1/0) = \vec{V}(C_1 \in 1/0) + \vec{\Omega}(1/0) \wedge \overrightarrow{C_1 H_1} = \left[\left(R - \frac{v}{2} \right) \omega + r \omega_1 \right] \vec{y}_1$

de même: $\vec{V}(H_2 \in 2/0) = \left[\left(R + \frac{v}{2} \right) \omega + r \omega_2 \right] \vec{y}_2$

$$\vec{V}(H_3 \in 3/0) = \left[\left(R - \frac{v}{2} \right) \frac{1}{\cos(\alpha_3)} \omega + r \omega_3 \right] \vec{y}_3$$

$$\vec{V}(H_4 \in 4/0) = \left[\left(R + \frac{v}{2} \right) \frac{1}{\cos(\alpha_4)} \omega + r \omega_4 \right] \vec{y}_4$$

- Puissance dissipée au niveau de la roue i: $\{\mathcal{N}_{i/0}\} \cdot \{\mathcal{T}_{0 \rightarrow i}\}$, ce qui donne l'opposé du produit de la vitesse de glissement par la composante tangentielle de l'action exercée par la chaussée sur la roue i. Comme il y a glissement, cette dernière est égale au produit de la composante normale par le coefficient de frottement au contact roue chaussée.

Donc $P_1 = - \left[\left(R - \frac{v}{2} \right) \omega + r \omega_1 \right] \frac{1-\lambda}{2} M g f$

$$P_2 = - \left[\left(R + \frac{v}{2} \right) \omega + r \omega_2 \right] \frac{1-\lambda}{2} M g f$$

$$P_3 = - \left[\left(R - \frac{v}{2} \right) \frac{1}{\cos(\alpha_3)} \omega + r \omega_3 \right] \frac{\lambda}{2} M g f$$

$$P_4 = - \left[\left(R + \frac{v}{2} \right) \frac{1}{\cos(\alpha_4)} \omega + r \omega_4 \right] \frac{\lambda}{2} M g f$$

Puissance dissipée: $P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4$

Question 1-3

- Hypothèses simplificatrices:

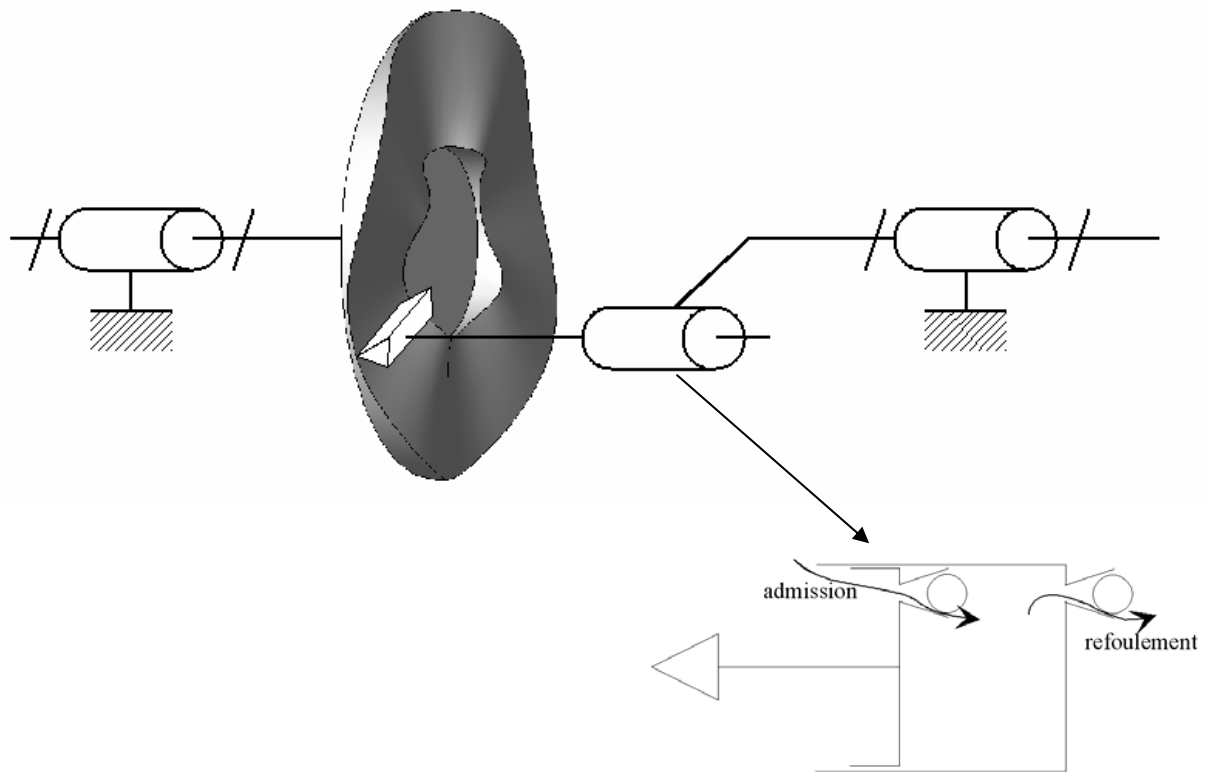
La résistance au roulement a été négligée et le contact pneu – chaussée a été supposé ponctuel: on ne prend donc pas en compte la dissipation de puissance due au pivotement de chacune des roues sur le sol.

Le véhicule n'a également pas fait l'objet d'une étude dynamique globale. L'accélération tangentielle (non nulle puisque le véhicule circule dans un virage) fait que l'action tangentielle au niveau d'une roue i ne peut être simplement colinéaire à \vec{x}_i . La dérive du véhicule a également été supposée inexistante.

- La situation sera celle dissipant le moins de puissance. Le glissement se produira donc au niveau du train arrière: la roue 1, la roue 2 ou les deux roues glisseront donc. Ceci fait qu'il y a un fort risque de tête à queue.

Seconde partie : ETUDE DU COUPLEUR DE KANGOO

Question 2-1



Question 2-2

- En isolant la came, le barillet et les pistons, et en exploitant, en régime stabilisé, l'équation de moment suivant l'axe de la pompe, on obtient $C_e - C_s = 0$ ou encore $C_e = C_s$.
 - La puissance perdue est égale à $P_p = C_e(\omega_e - \omega_s)$.
 - La puissance hydraulique délivrée (dans la bête) par la pompe est égale à $p \cdot Q_v$, Q_v correspondant au débit moyen du fluide refoulé par la pompe.
- En supposant les liaisons parfaites, la puissance P_p perdue correspond à la puissance hydraulique: $C_e(\omega_e - \omega_s) = p \cdot Q_v$.
- Or $Q_v = V \cdot \Delta\omega = V \cdot (\omega_e - \omega_s)$. Donc finalement, $C_e = p \cdot V$ (V étant exprimée comme la cylindrée par unité d'angle).

Question 2-3

- Nous avons vu qu'un comportement routier satisfaisant ne pouvait être obtenu qu'en implantant trois différentiels dans la chaîne de transmission de puissance du groupe motopropulseur, ce qui n'est pas le cas ici; On choisit, pour cette raison, de n'entraîner le train arrière que lorsqu'il y a glissement du train avant.
- La came de la pompe tourne à une vitesse proportionnelle à la vitesse de rotation des roues avant du véhicule. Le barillet, quant à lui, tourne à une vitesse proportionnelle à la vitesse de rotation des roues arrière. Un glissement des roues avant se traduit par une différence de vitesse de rotation entre les roues avant et arrière (les roues avant tourneront plus vite que les roues arrière); celle-ci se traduira donc par une variation de $\Delta\omega$.

Indication complémentaire (non exigée lors de l'épreuve):

La logique voudrait que $\Delta\omega$ soit nul lorsque les roues avant et arrière tournent à la même vitesse (car alors $C_e=0$ puisque $C_e = p.V = \xi.q_v^2.V = \kappa.\Delta\omega^2$).

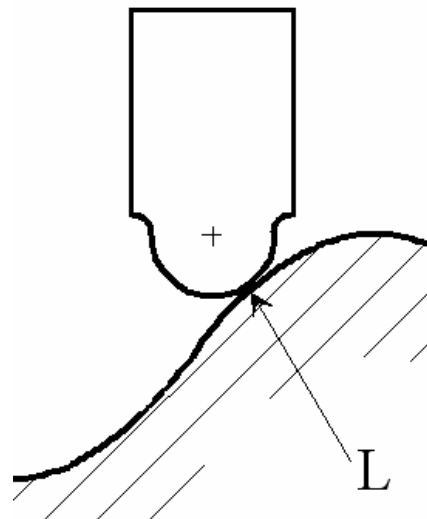
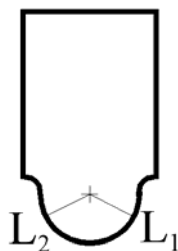
Or, si on analyse la chaîne de transmission de puissance représentée sur la figure 6, on

constate que $\Delta\omega = \frac{49}{39} \frac{41}{15} \omega_{roues\ avant} - \frac{37}{11} \omega_{roues\ arrière}$ donc $\Delta\omega = 3,43.\omega_{roues\ avant} - 3,36.\omega_{roues\ arrière}$.

$\Delta\omega$ n'est donc pas nul lorsque les roues avant et arrière tournent à la même vitesse. Cela permet que le circuit hydraulique soit toujours sous pression. Le contact des pistons avec la came est donc franc. Ceci permet d'éviter un comportement bruyant du mécanisme, mais se traduit par une perte d'énergie qu'il convient de minimiser.

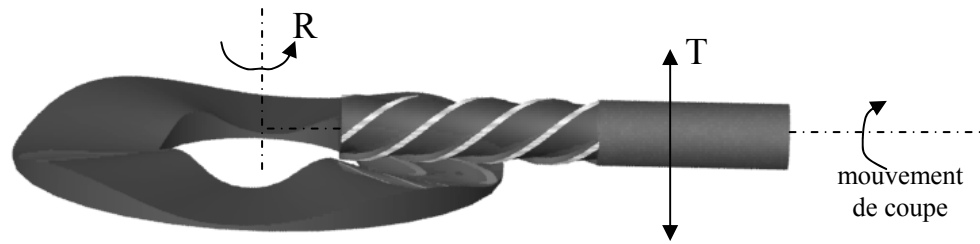
Question 2-4

- Soit L la ligne de contact entre l'extrémité (cylindrique) du piston et la came. Du fait de la définition géométrique de cette dernière, L est sécante avec l'axe de la pompe. L'orientation du piston varie donc lorsque L varie entre ses positions extrêmes L_1 et L_2 .



- L'usinage de la came peut être effectué à l'aide d'une fraise de rayon a dont l'axe est constamment sécant avec celui de la came. La forme ad hoc sera générée en combinant le mouvement relatif de translation de la fraise à l'orientation angulaire de celle-ci, par exemple sur un centre d'usinage horizontal 4 axes.

La fraise ayant le même rayon que l'extrémité du piston, au cours du fonctionnement, ce dernier aura un mouvement relatif identique à celui de la fraise, c'est-à-dire sans oscillation.



La translation et la rotation sont liées par $T = \frac{c}{2} \sin(N_t \cdot R)$.

Question 2-5

- Circuit de refoulement

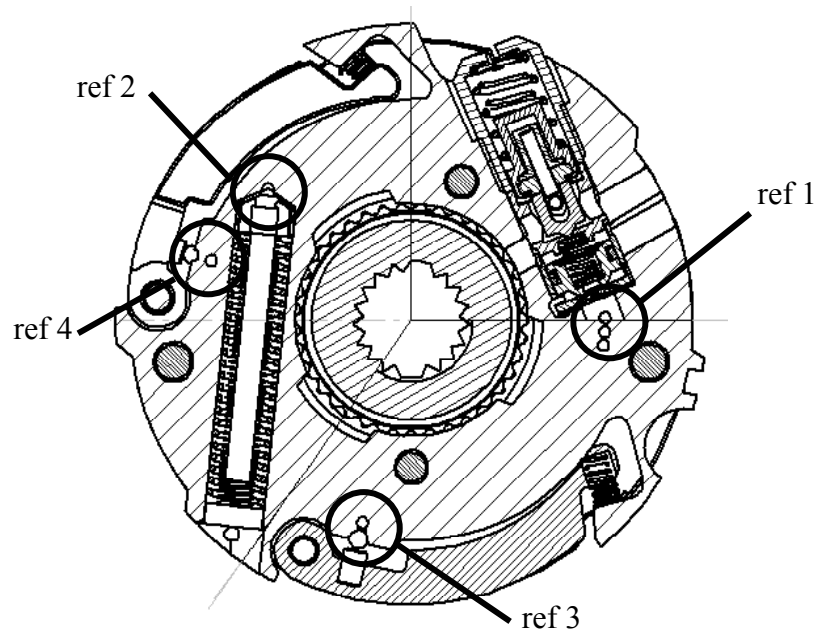
Celui-ci alimente:

le dispositif régulateur basse vitesse et protection thermique: ref 1

le limiteur de pression (plafonnement de C_e): ref 2

le régulateur "vitesse intermédiaire": ref 3

le régulateur "haute vitesse": ref 4



- Plafonnement de C_e

Le plafonnement de C_e est obtenu en limitant la pression maximale grâce à l'ensemble 56, 57. Lorsque p atteint la valeur maximale admissible, elle provoque le déplacement de la bille 56 maintenue par l'aiguille 57, en écrasant les deux ressorts visibles sur la coupe A-A du document 4. Le fluide retourne alors à la bache en circulant dans les échancrures situées à l'extrémité de 57 puis par le canal de communication (2) visible sur le document 3.

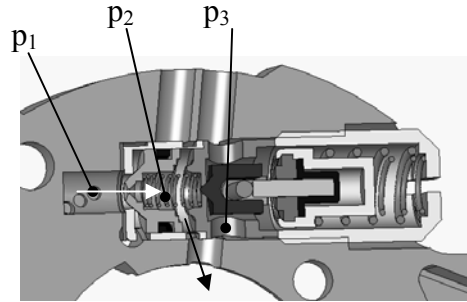
L'ensemble est disposé de façon à ne pas être soumis à la "force centrifuge" (c'est-à-dire sensiblement perpendiculairement à la direction radiale) afin que la valeur maximale du couple transmissible ne dépende pas de la vitesse du véhicule.

- Dispositif de protection thermique

1^{ère} phase

$p_1 > p_2 > p_3$ = pression de la bache

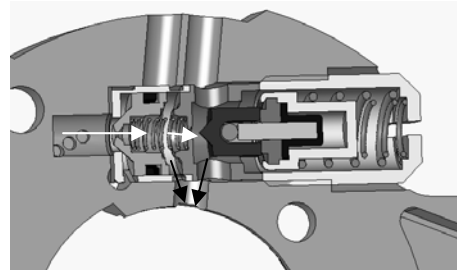
La dilatation de la résine provoque le déplacement de 64 et 66 vers la droite.



2^{nde} phase

$p_1 > p_2 \approx p_3$

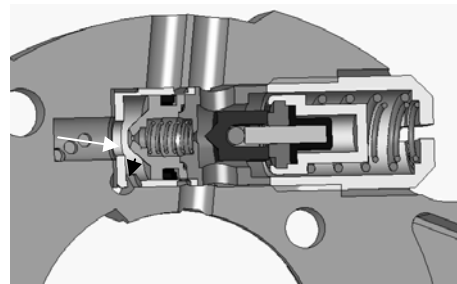
51 ne bénéficiant plus de l'appui sur 66, elle se déplace vers la droite sous l'action de p_2 . Le fluide peut ainsi circuler à travers l'orifice libéré par le recul de 51. p_2 baisse donc, devenant sensiblement égale à p_3 .



3^{ème} phase

$p_1 \approx p_2 \approx p_3$

49 est soumise, dans un sens, à l'action de p_1 et, dans l'autre sens, aux actions cumulées de p_2 et du ressort 55. p_2 ayant chuté, l'équilibre est rompu et 49 se déplace vers la droite, permettant au fluide de s'échapper par le passage ainsi apparu entre 49 et 47. p_1 chute donc, sans toutefois atteindre la valeur p_3 : il se crée un équilibre entre les actions dues d'une part à p_1 et, d'autre part, au ressort 55.



Question 2-6

- Les pièces 62 et 81 sont placées à proximité de l'axe 44 de façon à ce que l'action exercée par le fluide sur la bille 62 crée un moment, autour de l'axe de 44, négligeable vis-à-vis de celui exercé par les ressorts de rappel 83. De cette façon la position de la masselotte 80 ne dépend que de la vitesse du véhicule et pas du glissement des roues avant (donc de $\Delta\omega$ à laquelle p est liée).

On lit que le décollement souhaité est de 0,23 mm. Cette valeur correspond au déplacement du point U.

$H_U = 8,89$ (dans le plan xy)

$H_R = 52$ (dans le plan xy)

donc $\delta = 0,23 \cdot \frac{52}{8,89} = 1,35 \text{ mm}$: l'écrasement des trois ressorts.

- Nous allons appliquer le principe fondamental de la dynamique à la masselotte M_1 et exploiter l'équation de moment dynamique en projection sur $H\vec{z}$.

→ Nous négligerons l'influence de la rotation de la masselotte (environ $1,5^\circ$) sur la position de G ainsi que sur l'orientation de la base $(\vec{x}_M, \vec{y}_M, \vec{z}_M)$ par rapport à la base $(\vec{x}_R, \vec{y}_R, \vec{z}_R)$.

→ Nous négligerons l'action mécanique (due à la pression et à l'inertie de la bille) exercée par la bille sur la masselotte vis-à-vis des autres actions mécaniques.

Nous noterons R_g un repère galiléen.

Calcul des vitesses de rotation:

notons $\vec{\Omega}(M_1 / R_g) = \omega \vec{z}_R$

Les roues ont un rayon de 285 mm et le pont arrière a un rapport de 11/37.
donc

à 29 km/h, $\omega = \omega_1 = 95,07 \text{ rad/s}$ (908 tr/min)

à 30 km/h, $\omega = \omega_2 = 98,35 \text{ rad/s}$ (939 tr/min)

Calcul de la résultante cinétique:

$$\begin{aligned} M_1 \cdot \vec{V}(G \in M_1 / R_g) &= M_1 \cdot \vec{\Omega}(M_1 / R_g) \wedge \vec{OG} \\ &= 82,6 \cdot 10^{-3} \cdot \omega \vec{z}_R \wedge \begin{vmatrix} 39,3 \cdot 10^{-3} \\ 9,5 \cdot 10^{-3} \\ 11,7 \cdot 10^{-3} \end{vmatrix}_{\vec{x}_R \vec{y}_R \vec{z}_R} = \omega \begin{vmatrix} -0,785 \cdot 10^{-3} \\ 3,246 \cdot 10^{-3} \\ 0 \end{vmatrix} \end{aligned}$$

Calcul du moment cinétique:

$$\vec{\sigma}_G(M_1 / R_g) = [I_G(M_1)] \vec{\Omega}(M_1 / R_g) = \omega \begin{vmatrix} -279,8 \cdot 10^{-9} \\ -940,2 \cdot 10^{-9} \\ 21074,7 \cdot 10^{-9} \end{vmatrix}_{\vec{x}_M \vec{y}_M \vec{z}_M}$$

Calcul de la résultante dynamique:

$$\begin{aligned} M_1 \cdot \vec{\Gamma}(G \in M_1 / R_g) &= \left[\frac{d \vec{V}(G \in M_1 / R_g)}{dt} \right]_{R_g} + \vec{\Omega}(M_1 / R_g) \wedge M_1 \vec{V}(G \in M_1 / R_g) \\ &= \omega \vec{z}_R \wedge \omega \begin{vmatrix} -0,785 \cdot 10^{-3} \\ 3,246 \cdot 10^{-3} \\ 0 \end{vmatrix}_{\vec{x}_R \vec{y}_R \vec{z}_R} = \omega^2 \begin{vmatrix} -3,246 \cdot 10^{-3} \\ -0,785 \cdot 10^{-3} \\ 0 \end{vmatrix} \end{aligned}$$

Calcul du moment dynamique:

$$\vec{\delta}_G(M_1 / R_g) = \left[\frac{d \vec{\sigma}_G(M_1 / R_g)}{dt} \right]_{R_g} + \vec{\Omega}(M_1 / R_g) \wedge \vec{\sigma}_G(M_1 / R_g) = \omega \vec{z}_R \wedge \begin{vmatrix} - \\ - \\ 0 \end{vmatrix}_{\vec{x}_M \vec{y}_M \vec{z}_M} = \begin{vmatrix} - \\ - \\ 0 \end{vmatrix}$$

$$\begin{aligned}\vec{\delta}_H(M_1/R_g) &= \vec{\delta}_G(M_1/R_g) + \overrightarrow{HG} \wedge M_1 \vec{\Gamma}(G \in M_1/R_g) \\ &= \begin{vmatrix} 8,45.10^{-3} & -3,346.10^{-3} & - \\ 26,22.10^{-3} \wedge \omega^2 & -0,785.10^{-3} & - \\ 11,74.10^{-3} & 0 & \end{vmatrix}_{\vec{x}_M \vec{y}_M \vec{z}_M} 78,48.\omega^2..10^{-6}\end{aligned}$$

Moment, suivant $H\vec{z}$, de l'action des ressorts:

Notons F l'action de chacun des ressorts. La résultante correspond au glisseur $-3 F \vec{x}_M$, dont le support passe par S.

$$\begin{aligned}\vec{M}_H' &= \overrightarrow{HS} \wedge -3 F \vec{x}_M \\ &= \begin{vmatrix} -10^{-3} & 0 \\ 52.10^{-3} \wedge -3 F \vec{x}_M & - \\ 12,2.10^{-3} & 0,156 F \end{vmatrix}_{\vec{x}_M \vec{y}_M \vec{z}_M}\end{aligned}$$

L'équation du moment dynamique suivant $H\vec{z}$ donne donc:

$$0,156 F = 78,48.\omega^2.10^{-6} \quad \text{ou} \quad F = K.\omega^2. \quad \text{avec} \quad K = 503.10^{-6}$$

donc:

$$\text{à } 29 \text{ km/h: } k.\delta_0 = 503.10^{-6}.95,07^2 = 4.546.267.10^{-6}$$

$$\text{à } 30 \text{ km/h: } k.\delta_0 = 503.10^{-6}.98,35^2 = 4.865.379.10^{-6}$$

sachant que $\delta = 1,35 \text{ mm}$, on obtient:

$k = 0,236 \text{ N/mm}$ $\delta_0 = 19 \text{ mm}$
--

• Loi d'évolution "haute vitesse"

Au-delà de 60 km/h, la seconde masselotte (75) s'écarte, libérant un orifice de passage supplémentaire pour le fluide dont la pression diminue alors fortement.

Question 2-7

$$Q_v = V \cdot \frac{\Delta\omega}{2.\pi}$$

$$[m^3/s][m^3][rad/s]$$

Question 2-8

- Conservation du débit massique: $\rho.v_1.S_1 = \rho.v_2.S_2$
 $\Rightarrow v_1.S_1 = v_2.S_2$ (1) (fluide incompressible)

- Bernoulli: $p_1 + \rho.g.z_A + \frac{1}{2}\rho.v_1^2 = p_2 + \rho.g.z_B + \frac{1}{2}\rho.v_2^2$

$$\text{hypothèse: } \rho.g.(z_A - z_B) \text{ négligeable} \Rightarrow p_1 - p_2 = \frac{1}{2}\rho.(v_2^2 - v_1^2) \quad (2)$$

$$(1) \Rightarrow v_2 = v_1 \cdot \frac{S_1}{S_2} \quad \text{donc} \quad (2) \Rightarrow p_1 - p_2 = \frac{1}{2} \rho \left(\frac{(v_1 \cdot S_1)^2}{S_2^2} - \frac{(v_1 \cdot S_1)^2}{S_1^2} \right)$$

$$\Rightarrow p_1 - p_2 = \frac{1}{2} \rho \cdot Q_v^2 \left(\frac{1}{S_2^2} - \frac{1}{S_1^2} \right) \Rightarrow p_1 - p_2 = \frac{1}{8\pi^2} \rho \cdot V^2 \left(\frac{1}{S_2^2} - \frac{1}{S_1^2} \right) \Delta \omega^2$$

- Application numérique:

$$\Omega_{AR} = \frac{37}{11} \omega_{rouesAR} \quad \Omega_{AV} = \frac{49}{39} \frac{41}{15} \omega_{rouesAV}$$

$$roues \ AR = 10 \text{ km/h} \Rightarrow \omega_{rouesAR} = \frac{10}{3,60,285} \text{ rad/s}$$

$$roues \ AV = 11 \text{ km/h} \Rightarrow \omega_{rouesAV} = \frac{11}{3,60,285} \text{ rad/s}$$

$$\Rightarrow \Omega_{AV} - \Omega_{AR} = \frac{1}{3,60,285} \left(11 \cdot \frac{49}{39} \frac{41}{15} - 10 \cdot \frac{37}{11} \right) = 4 \text{ rad/s} (= 38 \text{ tr/min})$$

Ce qui donne $p = p_2 - p_1 = 34,5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

Question 2-9

- $p = 40,6 - 1 = 39,6 \text{ bars}$
- Nous avons, en appliquant Bernoulli, supposé le fluide parfait. Or négliger sa viscosité constitue une hypothèse non réaliste pour de l'huile.

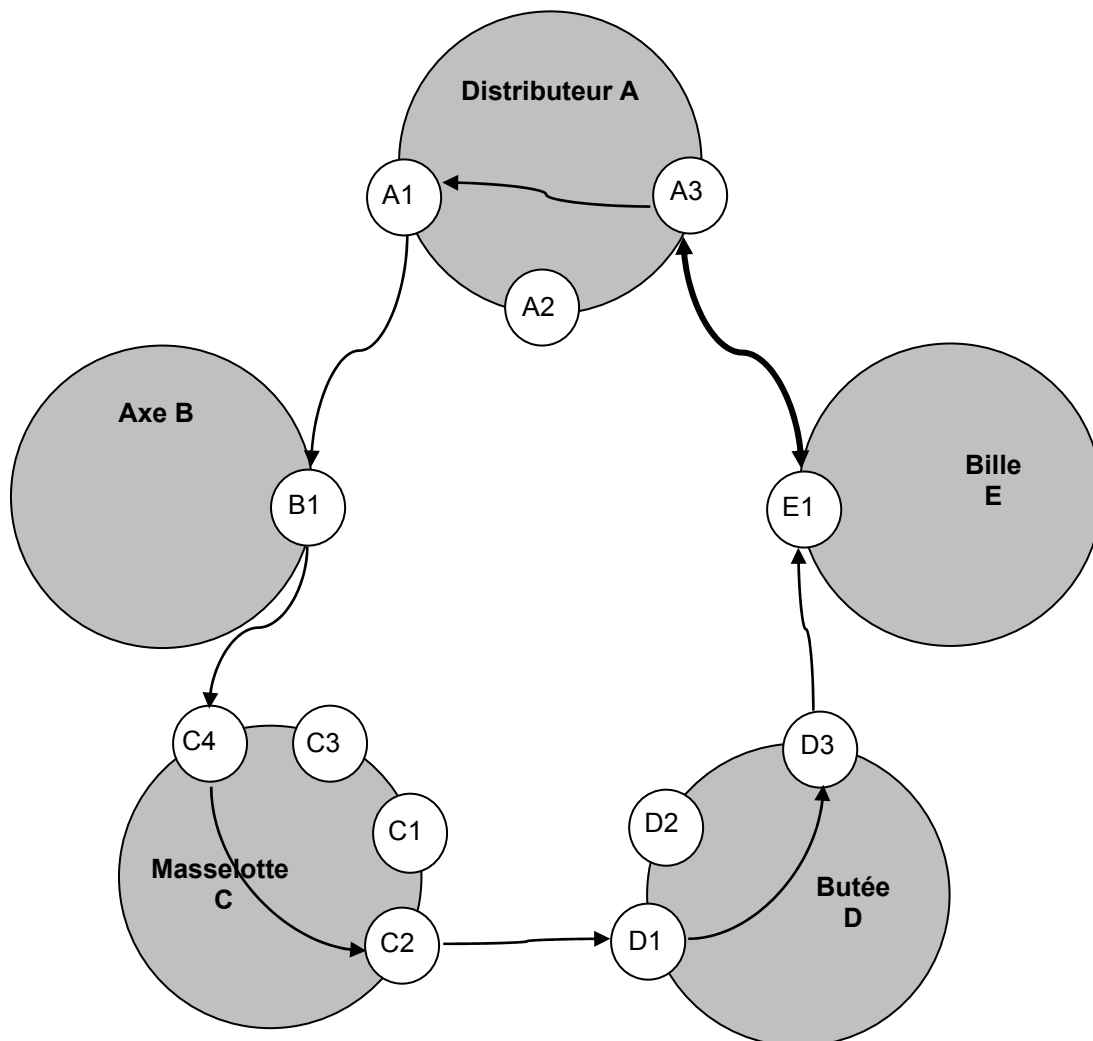
Question 2-10

- $p = 57 - 1 = 56 \text{ bars}$.
- Donc $C_e = 49 \text{ N.m}$ ce qui correspond, en première, à un couple délivré par le moteur de 11 N.m à comparer aux 140 N.m délivrable par le moteur.

Remarque: à 11 km/h , la vitesse de rotation du moteur est égale à 1552 tr/min . A cette vitesse, le couple délivrable par le moteur est d'environ 130 N.m .

Question 2-11

Positionnement radial



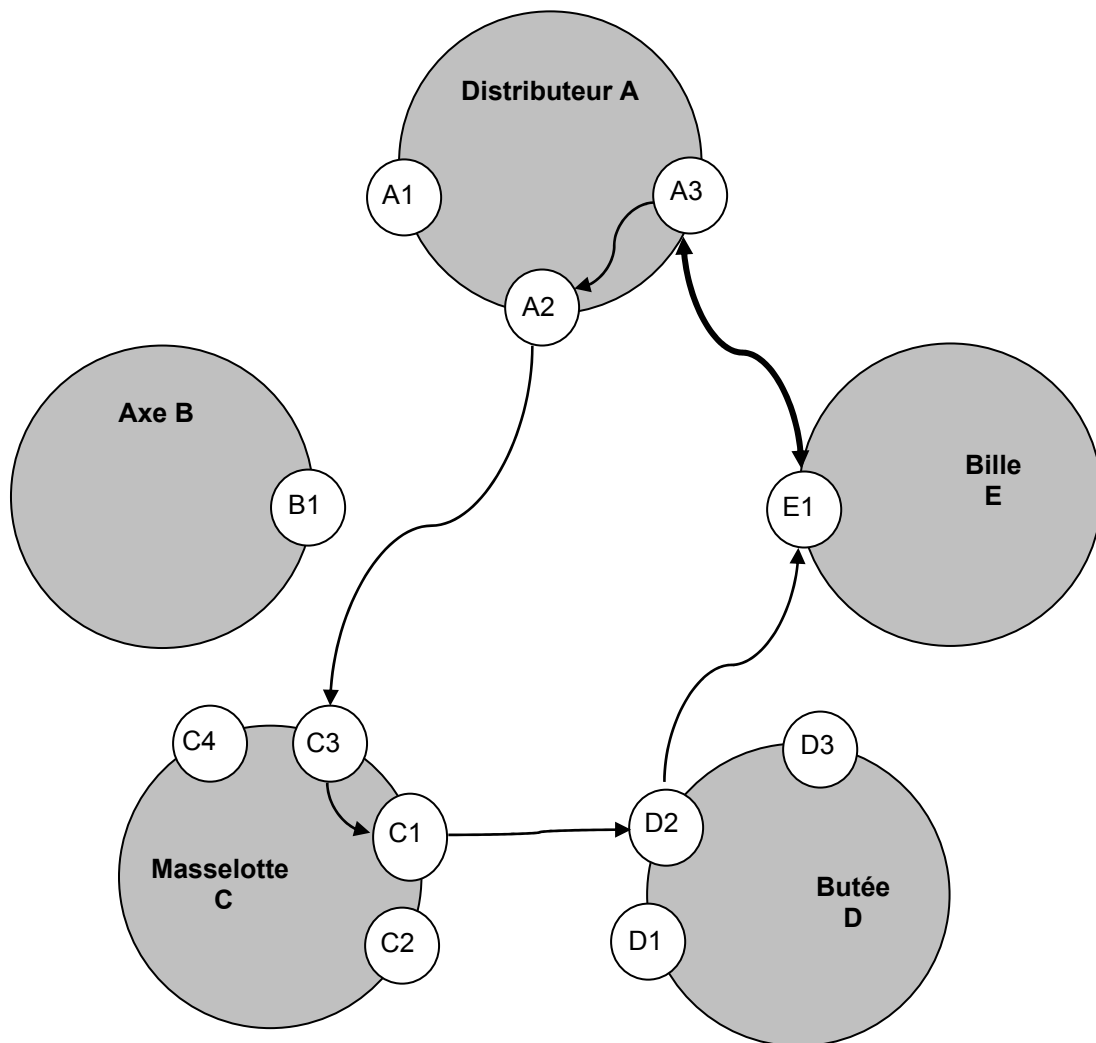
Les relations géométriques et dimensionnelles entre les surfaces fonctionnelles correspondant au positionnement radial sont les suivantes:

A3 – A1: perpendicularité
 positionnement radial relatif

C4 – C2: perpendicularité
 positionnement radial relatif

D1 – D3: parallélisme

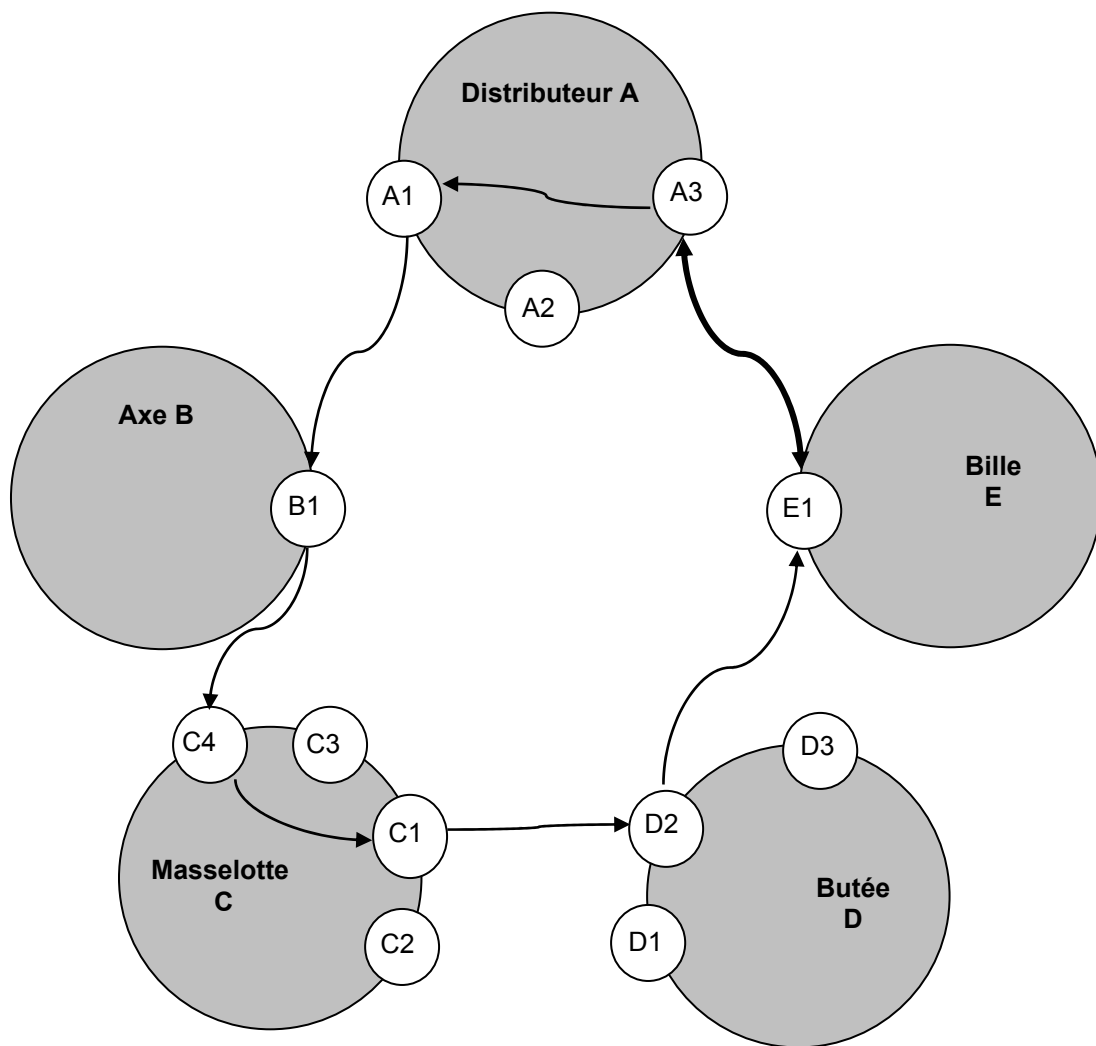
Positionnement axial



Les relations géométriques et dimensionnelles entre les surfaces fonctionnelles correspondant au positionnement axial sont les suivantes:

- A3 – A2: parallélisme
positionnement axial relatif
- C3 – C1: parallélisme
positionnement axial relatif

Positionnement tangentiel



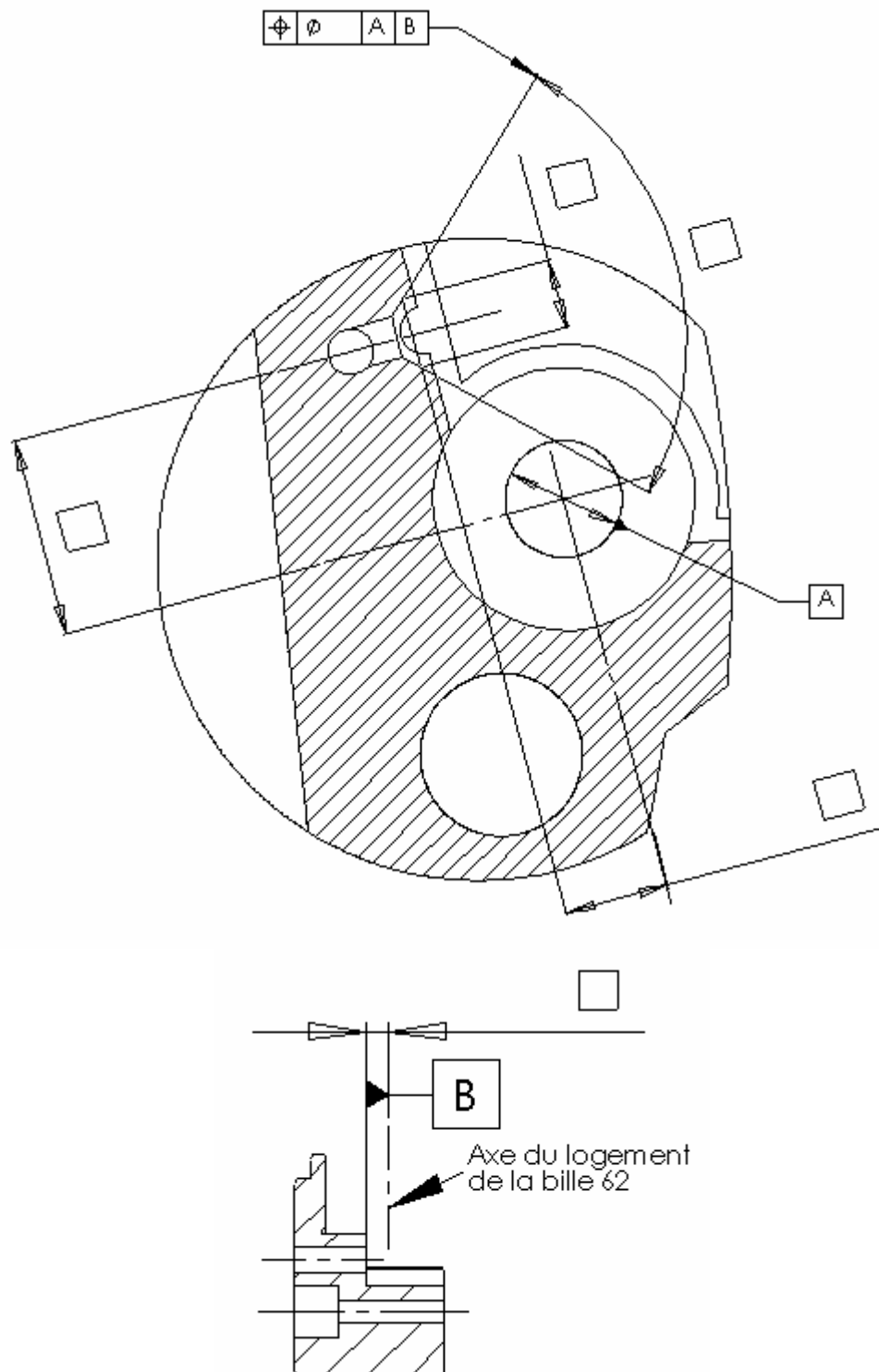
Les relations géométriques et dimensionnelles entre les surfaces fonctionnelles correspondant au positionnement tangentiel sont les suivantes:

- A3 – A1: perpendicularité
 positionnement tangentiel relatif
- C4 – C1: perpendicularité
 positionnement tangentiel relatif

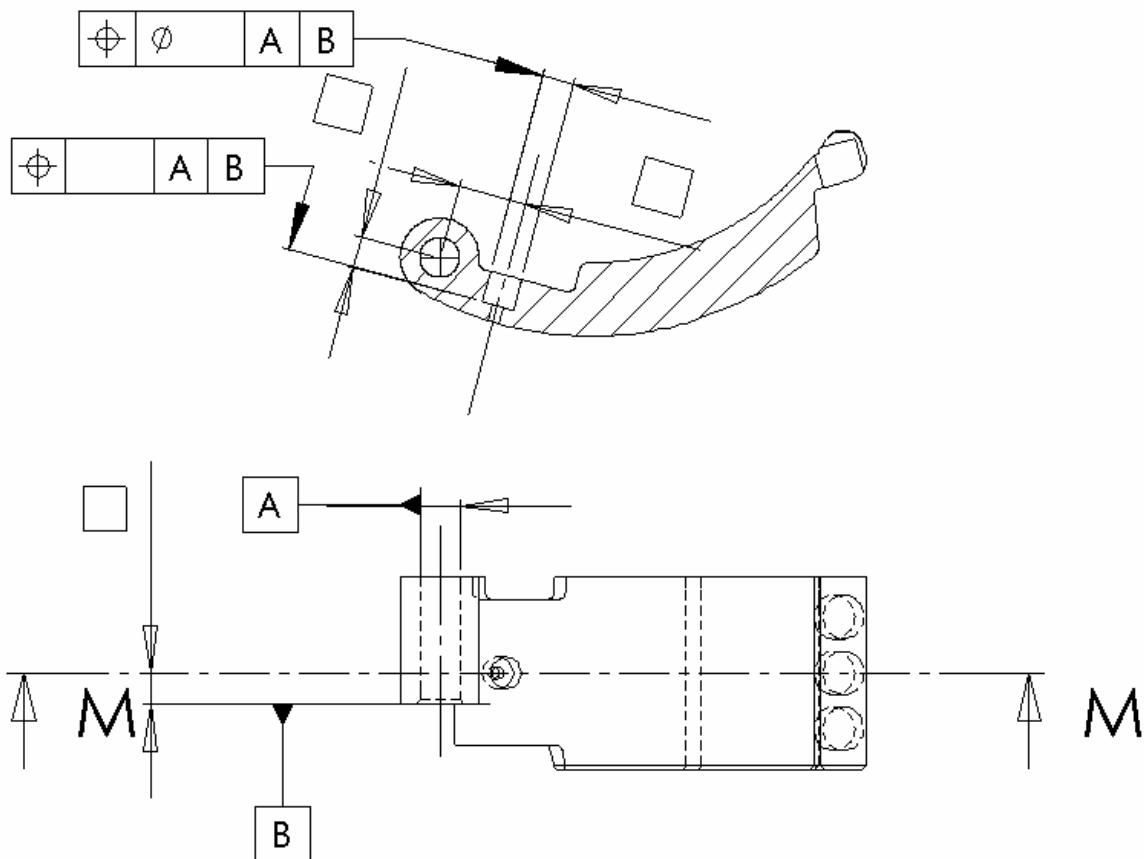
Question 2-12

Traduction des conditions topologiques précédentes en spécifications dimensionnelles et géométriques:

Corps de distributeur

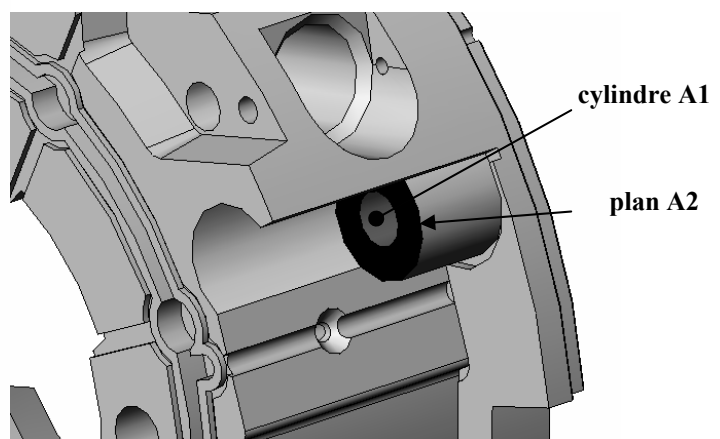
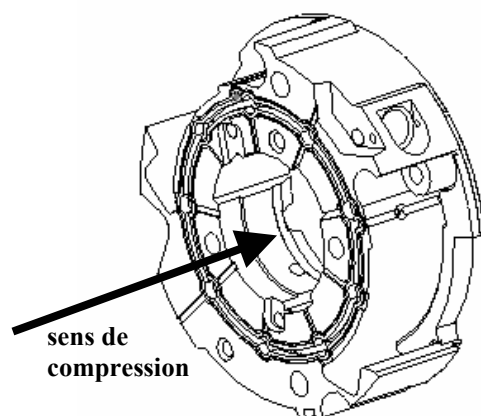


Masselotte



Question 2-13

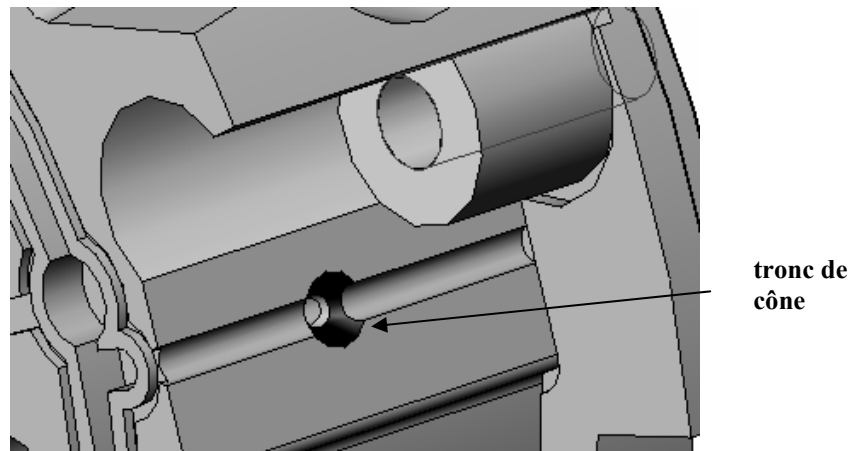
Phase 10



Surfaces fonctionnelles précédemment étudiées
obtenues en phase 10

Phase 20

Moyen: centre d'usinage 4 axes



Surface fonctionnelle précédemment étudiée
obtenue en phase 20

Rappel (Cf document réponse 4):

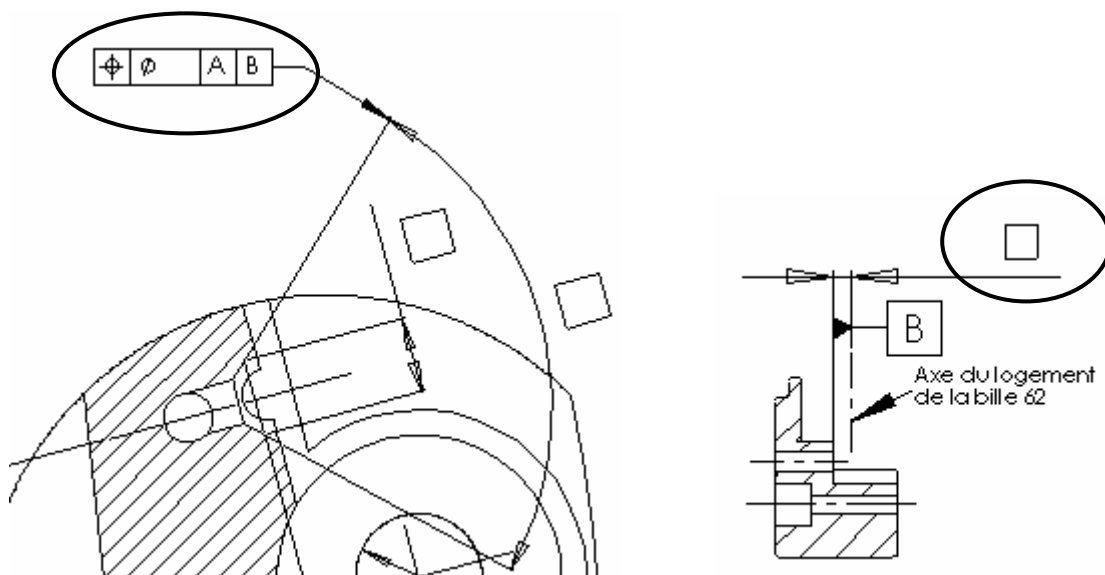
Cycle de réalisation :

- ✓ Compression : Qualité 7 pour les dimensions perpendiculaires au sens de compression, qualité 11 pour les autres
- ✓ Frittage
- ✓ Calibrage : qualité 9 maxi pour les dimensions non perpendiculaires au sens de compression.

L'imprécision maximale se trouve dans la direction de compression. Lors de la phase 20, le posage du corps de distributeur se faisant par

- appui plan sur la face de contact avec le corps de la pompe;
- centrage sur les cannelures;
- locating sur l'un des alésages permettant la mise en position relative, par goupilles, du corps de distributeur avec le corps de pompe;

c'est la spécification suivante qui risque de ne pas être garantie:



Troisième partie : ANALYSE TECHNOLOGIQUE D'UNE LIAISON PIVOT DU COUPLEUR DE KANGOO

Question 3-1

- Précharger des roulements permet d'augmenter la rigidité du montage réalisé. De ce fait, lors de la transmission de puissance du pignon arbré à la roue dentée d'attaque du différentiel, les déformations engendrées par les efforts apparaissant au niveau de la denture donnent naissance à un jeu d'engrènement qui reste dans des valeurs tolérables.
- L'utilisation d'une entretoise déformable permet le serrage de l'écrou avec un couple "important", éliminant ainsi tout risque de desserrage sous l'effet des vibrations et des matages induits des surfaces en contact.
- Faire tourner l'arbre pendant 10 secondes avant toute mesure du couple permet aux rouleaux de prendre leur place "définitive" sur les bagues.
- Il est nécessaire de changer l'entretoise car une fois déformée dans le domaine plastique, tout desserrage se traduirait par une forte diminution de l'effort axial, voire une annulation de celui-ci.
- L'entretoise est obtenue par roulage.

Question 3-2

Conditions fonctionnelles à choisir		
Dimensions fonctionnelles		mm
E: écart entre les centres de poussée		
X: positionnement des cannelures / carter		
Jeux fonctionnels		
J1: jeu de dégagement bague int / arbre		
J2: engagement entretoise / arbre		
J3: engagement entretoise / arbre		
J4: jeu de dégagement filetage / écrou		

Formules de calcul des cotes pilotantes de l'esquisse		
$L1-1 = T1 + T2 + L11 + L12-1 - J1$		
$L1-2 = E + T1 + T2 - a1 - a2 - b1 - J2$		
$L1-3 = b2 + J3$		
$L1-4 = L10 + L9 + T1 + T2 + L11 + L12-1 + J4$		
$L1-5 = X + L12-2 + L11 + T2 - L3_{(cannelures)}$		

