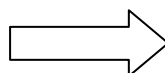
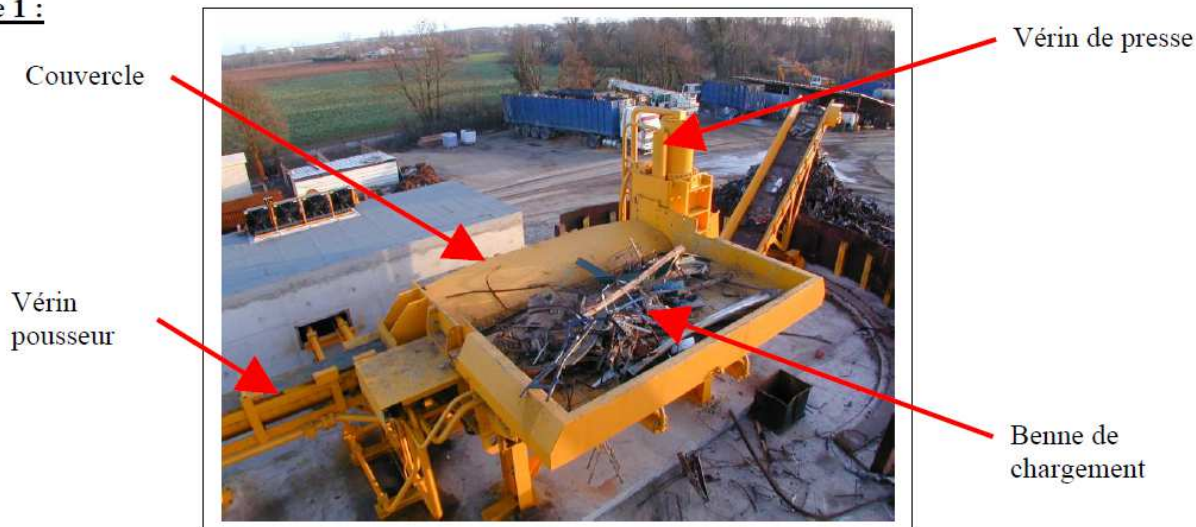




BROYEUSE A FERRAILLE

1- Présentation

Figure 1 :

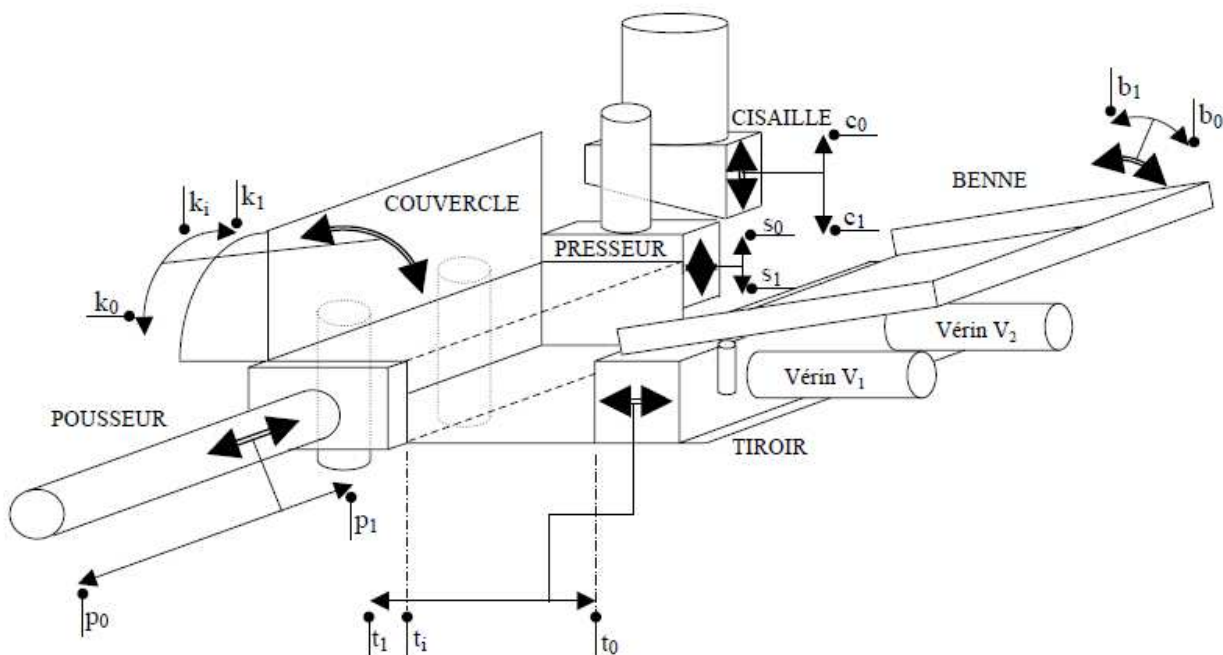


Produit compacté

La machine permet deux processus différents :

- La réduction de volume par compactage pour l'obtention de paquet (ci dessus) ;
- La réduction de volume par compactage **et cisailage** sous forme de bouts de métal découpés à des longueurs variables de 30 à 95 cm .

Vue schématique de la machine, de ses mouvements et des détecteurs associés :



2- Etude Mécanique

Lors du compactage, le tiroir **1**, en liaison glissière par rapport au châssis **0** d'axe (I, \vec{y}) , est mis en mouvement par l'intermédiaire de deux vérins hydrauliques V_1 et V_2 créant chacun le même effort de poussée supposé connu (\vec{P}_1 et \vec{P}_2).

Les actions de frottement du tiroir **1** sur le châssis **0** ainsi que les poids des différentes pièces peuvent être considérés comme négligeables devant les autres actions.

L'ensemble ferraille, tiroir, vérins et bâti est considéré comme un système plan dans le plan (I, \vec{x}, \vec{y}) (voir figure ci dessous)

La répartition aléatoire de la ferraille lors de son chargement par la benne crée un déséquilibre au niveau des actions agissant sur le tiroir pouvant provoquer un arc-boutement du tiroir par rapport au châssis.

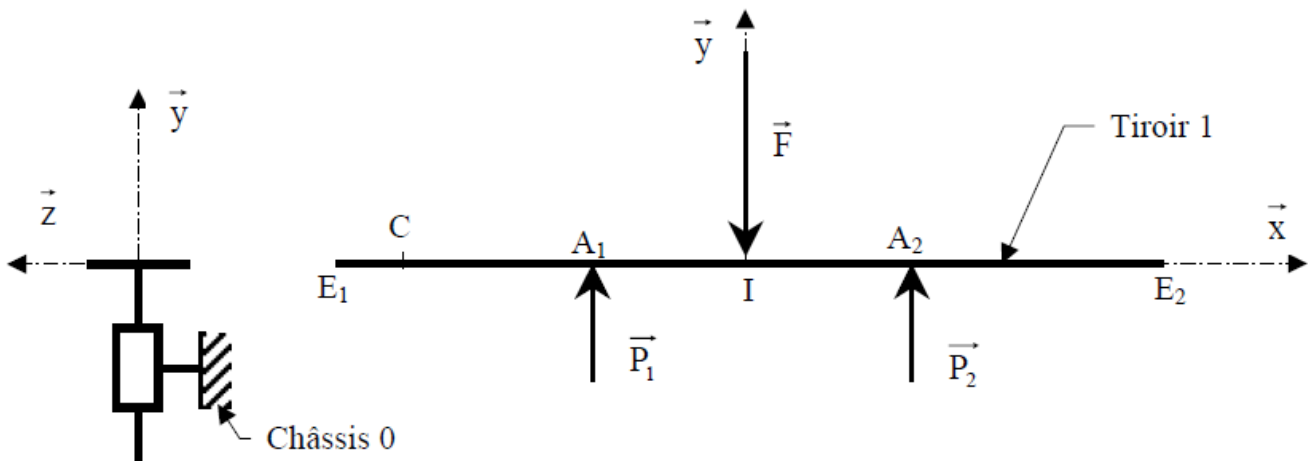
Afin de rendre nul cet arc-boutement, il est nécessaire que le moment porté par (I, \vec{z}) dans la liaison glissière du tiroir **1** sur le châssis **0** soit nul.

La solution adoptée est la mise en place d'un palonnier associé à des systèmes bielle-manivelle.

Le but de cette étude est de montrer l'intérêt de la solution adoptée.

Etude des efforts sur le tiroir 1 sans le palonnier.

On considère le tiroir **1** dans la situation telle que modélisée schématiquement en vue de dessus, ci-après dans le repère $(I, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$



avec : $\vec{IC} = -c.\vec{x}$; $\vec{IA}_1 = -a.\vec{x}$; $\vec{IA}_2 = a.\vec{x}$; $\vec{IE}_1 = -e.\vec{x}$; $\vec{IE}_2 = e.\vec{x}$.

Comme on ne souhaite pas être soumis à de l'arc-boutement, le tiroir **1** n'est soumis qu'à :

- l'action de la ferraille \vec{F} considérée en I et de direction $(-\vec{y})$;
- et aux actions \vec{P}_1 et \vec{P}_2 des deux tiges des deux vérins V_1 et V_2 sur le tiroir **1** appliquées respectivement en A_1 et A_2 et de direction (\vec{y}) .

2-1 Proposer une vue en perspective (sous forme de schéma cinématique en couleur) du mécanisme (tiroir + bâti) et des efforts appliqués

2-2 Ecrire les équations issues de l'équilibre du tiroir **1**.

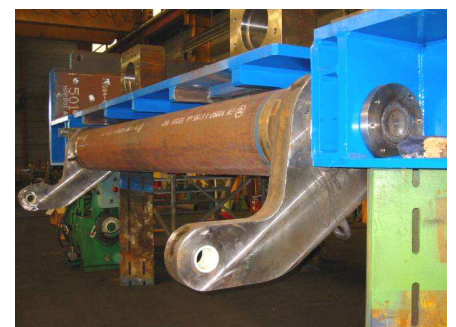
En déduire F en fonction de P.

2-3 Que peut-on en déduire si l'action de la ferraille \vec{F} est appliquée en C ?

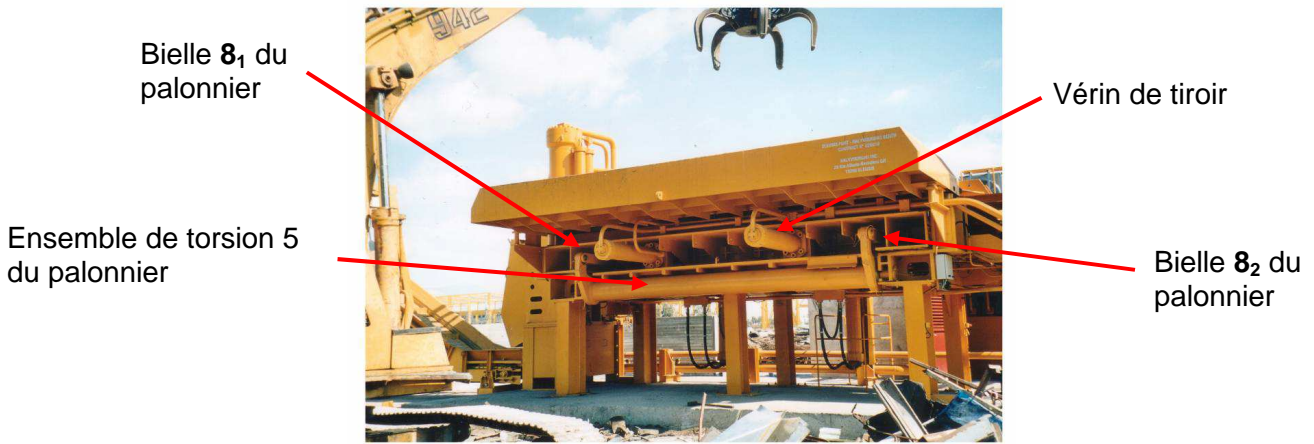
Etude de l'équilibre du tiroir avec le palonnier.

Le palonnier est constitué de deux bielles $\mathbf{8}_1$ et $\mathbf{8}_2$ ainsi que d'un ensemble de torsion **5**. Ce dernier est réalisé à partir de deux manivelles encastées sur une barre de torsion.

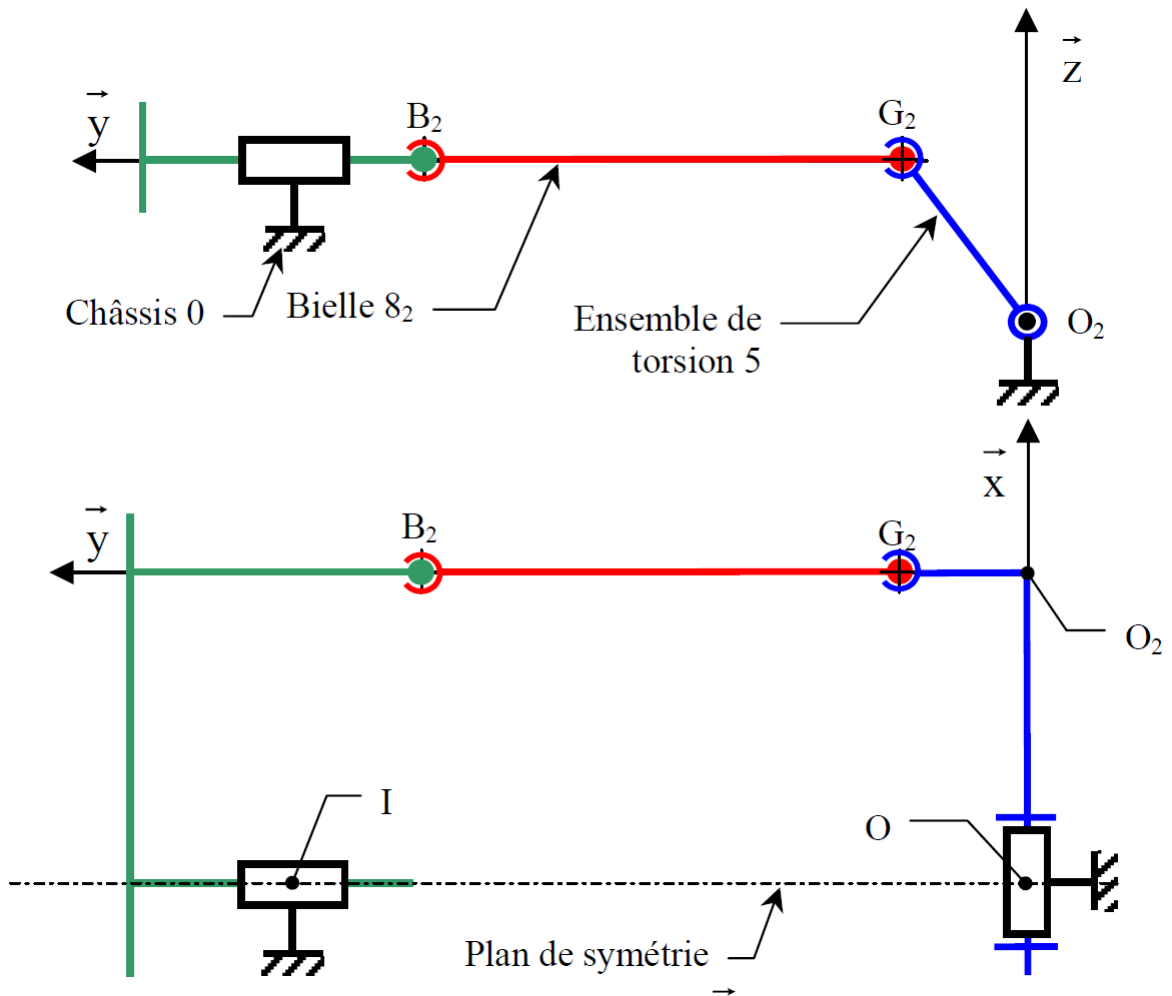
Il existe donc un plan de symétrie (O, \vec{y}, \vec{z}) , O étant à égale distance de O_1 et O_2 .



Ensemble de torsion



Vue de coté et de dessus du palonnier : bielle 8₂ en position horizontale



La barre de torsion **5** est en liaison pivot d'axe (O, \vec{x}) , avec le châssis **0**.

Les bielles **8₁** et **8₂** sont chacune respectivement :

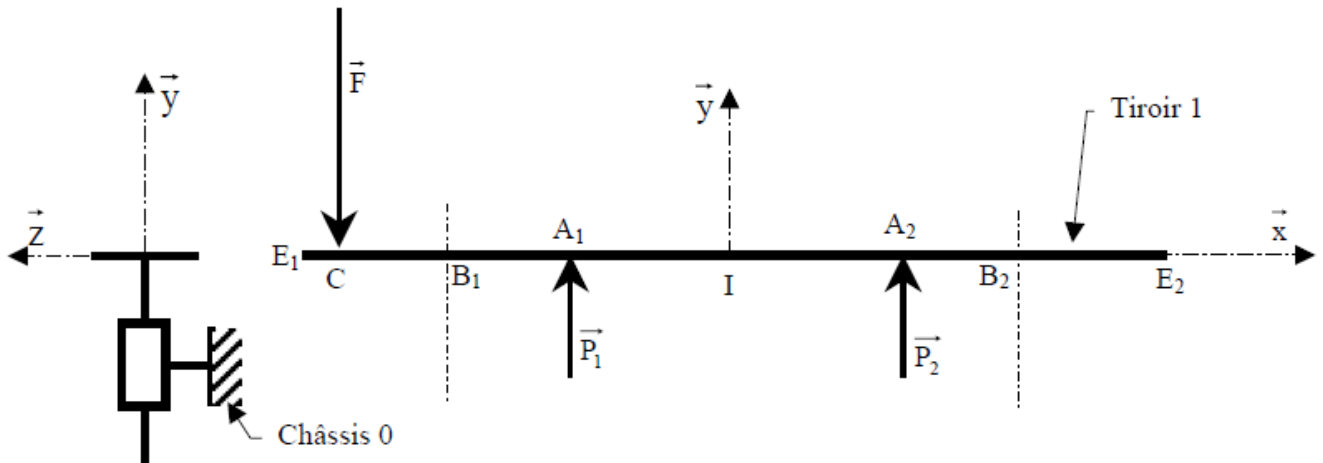
- en liaison rotule avec le tiroir **1** en B_1 et B_2 ;
- en liaison rotule avec l'ensemble de torsion **5** en G_1 et G_2 .

Le tiroir **1** est soumis aux actions suivantes :

- l'action de la ferraille \vec{F} considérée en C et de direction;
- aux actions 1P et 2P des deux tiges des deux vérins V1 et V2 sur le tiroir 1 appliquées respectivement en A1 et A2 et de direction $(-\vec{y})$
- aux actions dues aux bielles **8₁** et **8₂** du palonnier notées respectivement $\vec{T}_1 = T_1 \cdot \vec{y}$ et $\vec{T}_2 = T_2 \cdot \vec{y}$ aux points respectifs B_1 et B_2 avec : $\vec{IB}_1 = -b \cdot \vec{x}$; $\vec{IB}_2 = b \cdot \vec{x}$

Lorsque les actions de compactage sont les plus importantes la position des manivelles du palonnier sont telles que les bielles peuvent être considérées comme horizontales, portées par (\vec{y})

Schéma du tiroir 1 en vue de dessus :



2-4 Proposer une vue en perspective (sous forme de schéma cinématique en couleur) du mécanisme (tiroir + bâti) et des efforts appliqués

2-5 Ecrire les équations issues de l'équilibre du tiroir 1.

2-6 Peut-on déterminer les différentes actions en fonction de l'effort de poussée des vérins.

On note :

$$\{T_{i \rightarrow j}\}_P = \begin{Bmatrix} \vec{R}_{i \rightarrow j} \\ \vec{M}_{P(i \rightarrow j)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_{i \rightarrow j} \cdot \vec{x} + Y_{i \rightarrow j} \cdot \vec{y} + Z_{i \rightarrow j} \cdot \vec{z} \\ L_{A, i \rightarrow j} \cdot \vec{x} + M_{A, i \rightarrow j} \cdot \vec{y} + N_{A, i \rightarrow j} \cdot \vec{z} \end{Bmatrix} \text{ le torseur des actions transmissibles associé à une liaison } L_{ij} \text{ écrit en } P;$$

2-7 : Exprimer le torseur des actions transmissibles dans les liaisons suivantes :

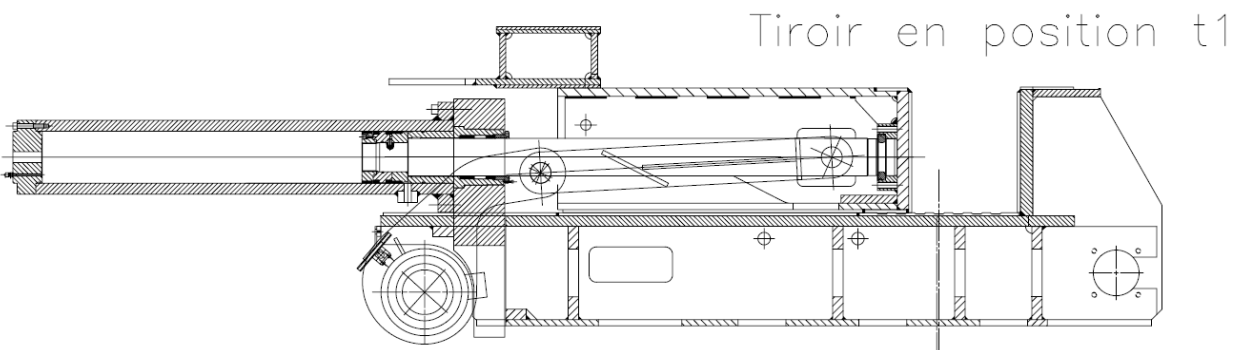
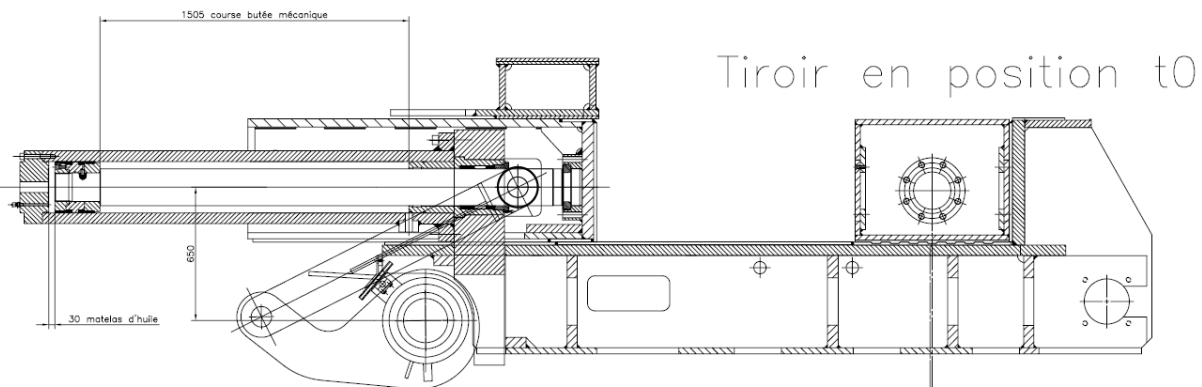
- liaison entre la bielle 8₂ et le tiroir 1 en B₂ ;
- liaison entre la bielle 8₂ et l'ensemble de torsion 5 en G₂ ;
- liaison entre l'ensemble de torsion 5 et le châssis 0 en O.

2-8 Par une méthode la plus simple possible et à partir d'une équation d'équilibre sur une des bielles et d'une équation d'équilibre sur l'ensemble de torsion, en déduire une relation entre T₁ et T₂.

En supposant que T₁ = - T₂ :

2-9 En déduire la relation entre F et P₁. Que peut-on en conclure ?

ETUDE DU MOUVEMENT DU TIROIR



La mise en position du tiroir est définie par trois détecteurs t_0 , t_1 et t_i . Ces détecteurs sont positionnés entre l'ensemble de torsion **5** et le châssis **0**.

Afin d'obtenir une mise en position suffisamment précise du tiroir il est donc nécessaire de connaître la position en translation du tiroir **1** en fonction de la position angulaire de l'ensemble de torsion **5**. De plus pour un meilleur compactage on souhaite obtenir un déplacement à une vitesse la plus constante possible.

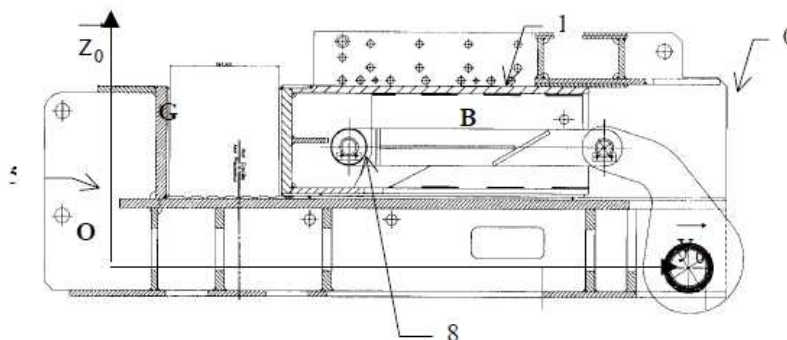
Etude de la position relative du tiroir 1 par rapport au châssis 0 en fonction de la position angulaire de l'ensemble de torsion 5 par rapport au châssis 0.

On donne le nouveau paramétrage :

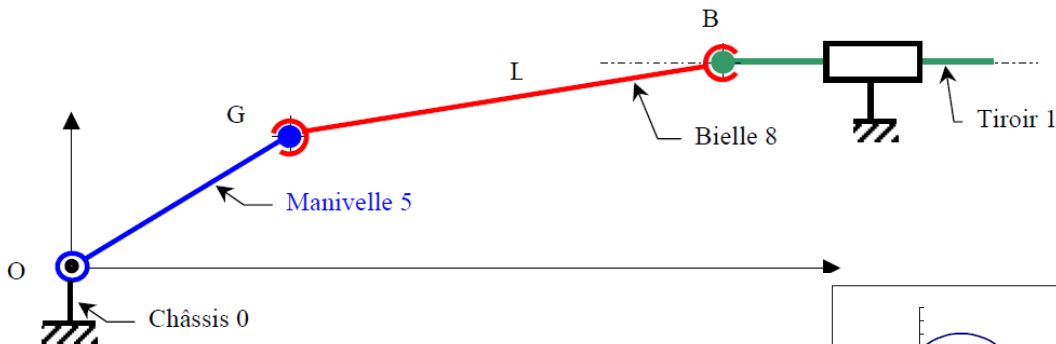
- Le repère $R_0(O, \vec{x}, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$ est lié au châssis **0** ;
- Le repère $R_5(O, \vec{x}, \vec{y}_5, \vec{z}_5)$ est lié à la manivelle de l'ensemble de torsion **5** ;
- Le repère $R_8(O, \vec{x}, \vec{y}_8, \vec{z}_8)$ est lié à la bielle **8**.

$$\vec{OB} = y(t) \cdot \vec{y}_0 + h \cdot \vec{z}_0 \quad \vec{OG} = R \cdot \vec{y}_5 \quad \vec{GB} = L \cdot \vec{y}_8 \quad \theta_{50} = (\vec{y}_0, \vec{y}_5) \quad \theta_{80} = (\vec{y}_0, \vec{y}_8)$$

Avec : $R = 800$ mm ; $L = 1\,400$ mm et $h = 650$ mm.



Pendant la phase utile de compression, l'angle θ_{50} se situe entre 135° et 45° , et la vitesse de déplacement du tiroir **1** par rapport au châssis **0** est de 240 mm/s.



2-10 Compléter en couleur le schéma cinématique sur le document réponse en y rajoutant le paramétrage.

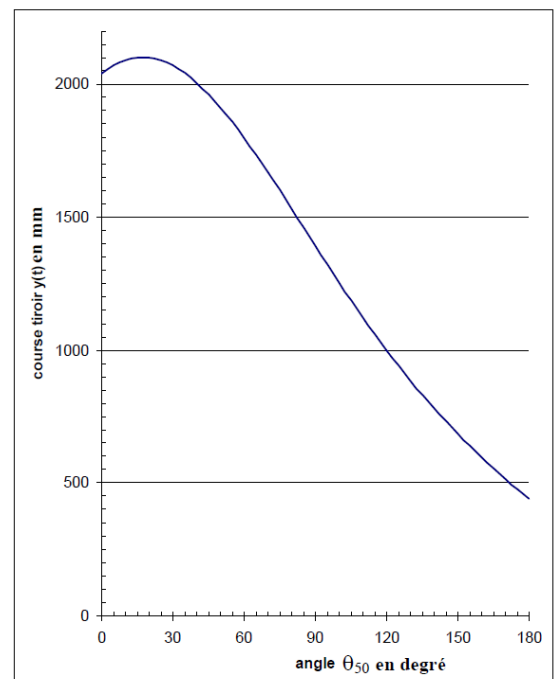
2-11 Effectuer analytiquement la fermeture géométrique. En déduire la relation $y(t) = f(\theta_{50}(t))$

Cette loi d'entrée-sortie étant relativement complexe, sa courbe représentative est donnée ci contre :

Le déplacement réel du tiroir **1** impose que θ_{50} varie de 180° à 45° .

2-12 Vérifier la compatibilité de la course totale du tiroir avec celle du vérin qui est de 1 500 mm.

Durant la phase utile de compression (θ_{50} entre 135° et 45°) on peut assimiler la courbe de variation de $y(t)$ en fonction de $\theta_{50}(t)$ à une droite.



2-13 Donner le coefficient de linéarité approximatif entre $y(t)$ et $\theta_{50}(t)$ dans la phase utile de compression.

Précisez les unités dans le système international.

Etude de la relation entre la vitesse relative du tiroir 1 par rapport au châssis 0 et la vitesse angulaire de l'ensemble de torsion 5 par rapport au châssis 0.

2-14 A partir de l'étude précédente, donner une valeur approximative de la vitesse angulaire $\dot{\theta}_{50}$ de l'ensemble de torsion 5 par rapport au châssis 0, pendant la phase utile de compression en fonction de la vitesse de déplacement du tiroir 1 par rapport au châssis 0.

Calculer, en unité S.I. la valeur numérique approximative de pour une vitesse de déplacement du tiroir de 240 mm/s

3 ETUDE DE L'ASSERVISSEMENT DU TIROIR 1

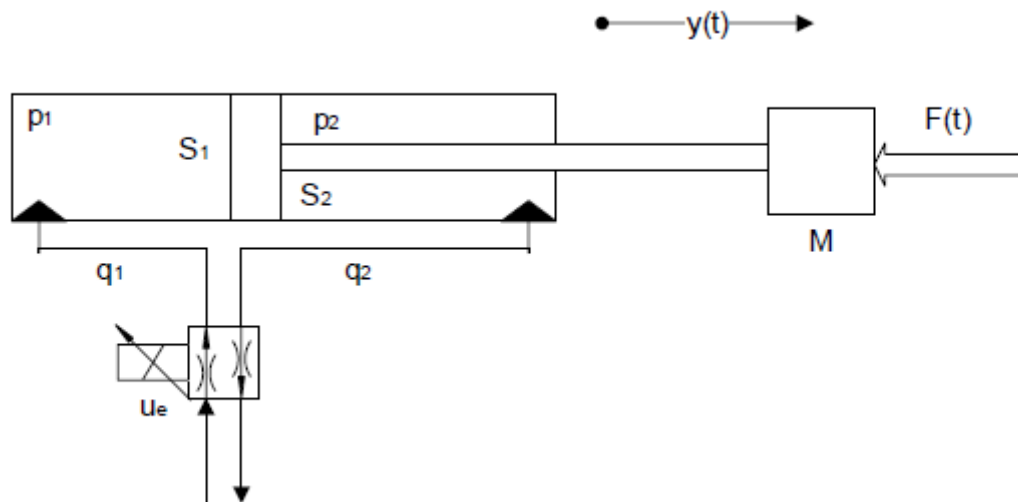
Comme nous l'avons étudié précédemment, le déplacement en translation du tiroir 1 est assuré par deux vérins hydrauliques V_1 et V_2 nécessitant un palonnier pour éviter l'arc-boutement lors de son déplacement.

Cette étude porte sur une nouvelle solution remplaçant le palonnier par un asservissement en position des deux vérins.

Les deux vérins hydrauliques sont montés en portique en deux points d'ancrage (en parallèle) sur le tiroir. Chaque vérin du type « mesure en position intégrée » (détecteur inductif intégré dans la tige du vérin, résolution $\pm 0,1$ mm) est piloté par un servodistributeur. Les commandes des deux vérins sont synchronisées pour limiter l'arc-boutement du tiroir (efforts dissymétriques dus à la ferraille à compacter).

On isole l'un des vérins.

Le comportement du vérin peut alors être modélisé à partir du modèle de structure ci-dessous et du paramétrage qui lui est associé.



On donne :

- $M = 10^4$ kg : masse de l'équipage mobile ;
- $f = 3 \cdot 10^6$ N/m/s : la résistance due aux frottements visqueux ;
- $K = 2,5 \cdot 10^7$ N/m : la raideur hydraulique du vérin ;
- $S_1 = 5 \cdot 10^{-2}$ m² : la surface du piston de la chambre d'admission.

L'ensemble formé par :

- le tiroir ;
- l'effort variable dû à la ferraille, noté $F(t)$;
- la tige du piston du vérin ;

est appelé « équipage mobile ».

Sa position notée $y(t)$ est fonction du débit d'huile, noté $q_1(t)$, à l'entrée de la chambre d'admission du vérin.

On se place dans l'hypothèse de petit déplacement autour d'un point de fonctionnement (position particulière d'équilibre). Le système peut donc être considéré comme linéaire, continu et invariant.

Modélisation de l'équipage mobile.

La mise en équation du comportement du système permet d'écrire grosso modo* les relations suivantes :

*[grosso modo : locution adverbiale (du latin scolastique grosso modo, d'une manière grossière)
 Sans entrer dans les détails ; sommairement, en gros : Expliquer grosso modo le fonctionnement d'une machine].



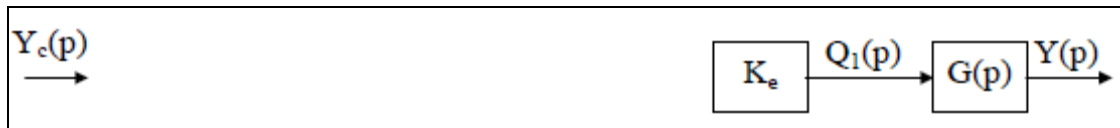
- L'équation temporelle donnant le déplacement $y_1(t)$ en fonction du débit $q_1(t)$ pour un effort $F(t)$ nul est telle que : $M \cdot \frac{d^2 y_1(t)}{dt^2} = K \cdot \int_0^t \frac{q_1(\tau)}{S_1} \cdot d\tau - K \cdot y_1(t) - f \cdot \frac{dy_1(t)}{dt}$
- L'équation temporelle donnant le déplacement $y_2(t)$ en fonction de l'effort $F(t)$ pour un débit $q_1(t)$ nul est telle que : $M \cdot \frac{d^2 y_2(t)}{dt^2} = K \cdot y_2(t) - f \cdot \frac{dy_2(t)}{dt} + F(t)$

3-1 En supposant que les conditions initiales sont nulles, donner dans le domaine de Laplace et sous forme canonique :

- La fonction de transfert : $H_1(p) = \frac{Y_1(p)}{Q_1(p)}$ liant le déplacement $y_1(t)$ au débit $q_1(t)$ pour un effort $F(t)$ nul ;
- La fonction de transfert : $H_2(p) = \frac{Y_2(p)}{F(p)}$ liant le déplacement $y_2(t)$ à l'effort $F(t)$ pour un débit $q_1(t)$ nul.

3-2 En appliquant le principe de superposition, donner l'équation, dans le domaine de Laplace, liant le déplacement $Y(p)$ au débit $Q_1(p)$ et à l'effort $F(p)$.

3-3 : Compléter le schéma bloc (voir document réponse) permettant de définir la modélisation de l'« équipage mobile ». Préciser les unités des grandeurs physiques véhiculées.



Modélisation générale du fonctionnement de l'ensemble vérin et distribution.

Pour étudier l'influence du débit, on néglige la contribution de l'effort $F(t)$. La fonction de transfert déplacement-débit est alors :

$$G(p) = \frac{Y(p)}{Q_1(p)} = \frac{1}{p \cdot S_1 \cdot \left[1 + \frac{1}{K} \cdot (f \cdot p + M \cdot p^2) \right]}$$

On admettra que ce résultat est généralisable pour toute position de la tige de vérin. Le servodistributeur proportionnel délivre un débit d'huile $q_1(t)$ proportionnel à sa tension de commande $u_e(t)$ tel que : $q_1(t) = K_e \cdot u_e(t)$ avec $K_e = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s.V}$. Le détecteur de position délivre une tension $u_s(t)$ proportionnelle à la position $y(t)$ du tiroir telle que : $u_s(t) = K_c \cdot y(t)$, avec $K_c = 10^3 \text{ V/m}$.

3-4 En déduire la fonction de transfert en boucle ouverte du système tiroir-vérin- distribution dont la transmittance est : $\frac{U_s(p)}{U_e(p)}$

Pour boucler le système :

- le signal de la commande du distributeur proportionnel $u_e(t)$ est élaboré à partir :
 - d'un élément permettant de comparer $u_s(t)$ à la tension de consigne $u_c(t)$
 - d'un amplificateur de gain A .
- le signal de tension de consigne est élaboré à partir de la consigne de position $y_c(t)$ et d'un potentiomètre modélisable par un gain pur identique à K_c .

3-5 Compléter le schéma bloc permettant de définir le système tiroir-vérin- distribution, son contrôle et sa commande dont la fonction de transfert en boucle fermée est : $\frac{Y(p)}{Y_c(p)}$

3-6 Calculer la fonction de transfert en boucle fermée : $\frac{Y(p)}{Y_c(p)}$ en fonction des différents coefficients littéraux caractérisant le système.

3-7 On considère que la fonction de transfert en boucle fermée peut se mettre sous la forme :

$$\frac{Y(p)}{Y_c(p)} = \frac{1}{1 + 0,25.p + 0,03.p^2}$$

Calculer les caractéristiques de cette transmittance.

Que pensez-vous de la valeur du coefficient d'amortissement z.

Nota : dans la suite de cette étude on utilisera la fonction de transfert globale du système en boucle fermée :

$$\frac{Y(p)}{Y_c(p)} = \frac{1}{1 + 0,25.p + 0,03.p^2}$$

Etude en position.

Le système est alors soumis à une consigne $y_c(t) = u(t)$ où $u(t)$ désigne l'échelon défini par :

- $u(t) = 0$ si $t < 0$
- $u(t) = 100$ mm si $t > 0$

3-8 Tracer l'allure de la courbe de la réponse temporelle du système à ce signal sur la figure du document réponse.

Préciser notamment graphiquement, sans les calculer :

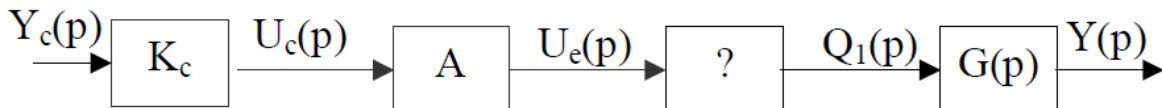
- la pente à l'origine ;
- les éventuels dépassements ;
- la courbe en régime permanent.

3-9 Calculer analytiquement puis numériquement l'écart statique (ou erreur de position).

Que peut-on en conclure ?

3-10. Etude dans le plan de Bode

Pour étudier la stabilité du système, on s'intéresse à la boucle ouverte définie par :



Par ailleurs :

- En fait, le servo-distributeur proportionnel délivre un débit d'huile $q_1(t)$ avec une fonction de transfert modélisable par un premier ordre de constante de temps retard de $\tau = 0,1$ s et un gain $K_e = 2.10^{-4}$ m³/sV qui équivaut à un premier ordre.

- la fonction de transfert de l'équipage mobile peut être assimilée à : $G(p) = \frac{Y(p)}{Q_1(p)} = \frac{20}{p.(1 + 0,12.p)}$

dans le domaine de fréquence utilisé.

- la valeur de l'amplificateur $A = 1$.

3-11 : Donner la nouvelle fonction de transfert du servo-distributeur $\frac{Q_1(p)}{U_e(p)}$

3-12 Tracer les diagrammes asymptotiques de la fonction de transfert en boucle ouverte $\frac{Y(p)}{Y_c(p)}$ dans

le plan de Bode du document réponse.

4- Fonctionnement séquentiel de la cisaille :

En début de cycle, la machine est prête pour un chargement et le système est en position initiale :

- la « Cisaille » et le « Presseur » sont en position fin de course sortie (position basse), les détecteurs respectifs c_1 et s_1 sont actionnés ;
- la « Benne » est en position horizontale au niveau du détecteur b_0 ;
- le « Tiroir » est reculé en position fin de course rentrée, le détecteur t_0 est actionné ;
- le « Couvercle » est ouvert en position fin de course, le détecteur k_0 est actionné ;
- le « Pousseur » est reculé en position fin de course, le détecteur p_0 est actionné.

Le compactage est effectué grâce à quatre actionneurs, pilotés manuellement par l'utilisateur :

- Basculement de la « Benne » pour déchargement de la matière dans la caisse de compression ;
- Retour « Benne » à l'horizontale ;
- Compression latérale par l'avance partielle du piston « Tiroir », animé par 2 vérins V_1 et V_2 jusqu'à l'appui par l'opérateur sur le bouton **acquiescement** ;
- Recul du « Tiroir » ;
- Compression supérieure par la fermeture partielle du « Couvercle », animé par 2 vérins jusqu'à l'appui par l'opérateur sur le bouton **acquiescement** ;
- Ouverture du « Couvercle » ;
- Fermeture du « Couvercle » en position horizontale, jusqu'à une position définie par un détecteur de position k_i ;
- Fermeture du « Tiroir » en position coïncidente à la largeur du « Pousseur », jusqu'à une position définie par un détecteur de position t_i ;
- Compression longitudinale par le piston « Pousseur », avec un vérin de 120 tonnes (option 320 tonnes). Un détecteur de pression **ppm** indique à l'opérateur que les ferrailles sont compactées.

Le compactage étant terminé, deux modes sont disponibles :

- Mode paquet qui permet l'évacuation du bloc de métal.
- Mode cisaille qui permet le cisailage et l'évacuation des morceaux de ferraille.

Mode paquet (pour le compactage d'un véhicule par exemple) :

L'évacuation du paquet est effectuée par un cycle de 2 mouvements successifs en mode automatique :

- Montée de la « Cisaille » jusqu'à atteindre le détecteur haut cisaille c_0 ;
- Montée de la Porte (« Presseur ») jusqu'à atteindre le détecteur haut presseur s_0 ;
- Avance du paquet poussé par le piston « Pousseur » jusqu'à atteindre la fin de course p_1 ;

Mode cisaille (pour le cisailage de matériaux tout venant à dominante métallique) :

Le cisailage des ferrailles est effectué par un cycle de 5 mouvements successifs. Ce cycle se répète N fois en fonction des longueurs L souhaitées par l'opérateur pour les bouts de ferrailles. Le dernier cycle ayant lieu lorsque le fin de course pousseur p_1 est atteint.

Chaque cycle est réalisé de la façon suivante :

- Montée de la « Cisaille » jusqu'à atteindre le détecteur haut cisaille c_0 ;
- Montée de la Porte (« Presseur ») jusqu'à atteindre le détecteur haut presseur s_0 ;
- Avance de la matière par le piston « Pousseur » jusqu'à atteindre la position « pousoir avancé de L », fonction de la longueur des bouts de ferraille souhaitée ;
- Descente du « Presseur » jusqu'à atteindre une position intermédiaire. Celle-ci permettant d'assurer la pression souhaitée s_{p1} nécessaire au blocage des ferrailles compactées ;
- Descente de la « Cisaille » et découpe de la matière jusqu'à atteindre le détecteur bas cisaille c_1 .

En mode Paquet ou mode Cisailage, lorsque le fin de course pousseur p_1 est atteint :

- Recul « Pousseur » jusqu'à atteindre fin de course pousseur p_0 ;
- Recul du « Tiroir » simultanément à l'ouverture du « Couvercle » jusqu'à atteindre les fins de course respectifs t_0 et k_0 .
- Descente « Cisaille » simultanément à la descente du « Presseur » jusqu'à atteindre les positions fins de courses basses c_1 et s_1

Nota : Ces cinq mouvements ne peuvent être réalisés simultanément du fait de la limitation des débits du groupe hydraulique.

Une fois l'ensemble des mouvements terminés, la machine est prête pour un nouveau chargement.

4-1 Etablir la table des entrées sorties du système

4-2 Etablir le diagramme d'état de Commande permettant d'obtenir :

- le recul du Tiroir simultanément à l'ouverture du Couvercle

puis lorsque ces deux opérations sont terminées :

- la descente du Presseur simultanément à la descente de la Cisaille.

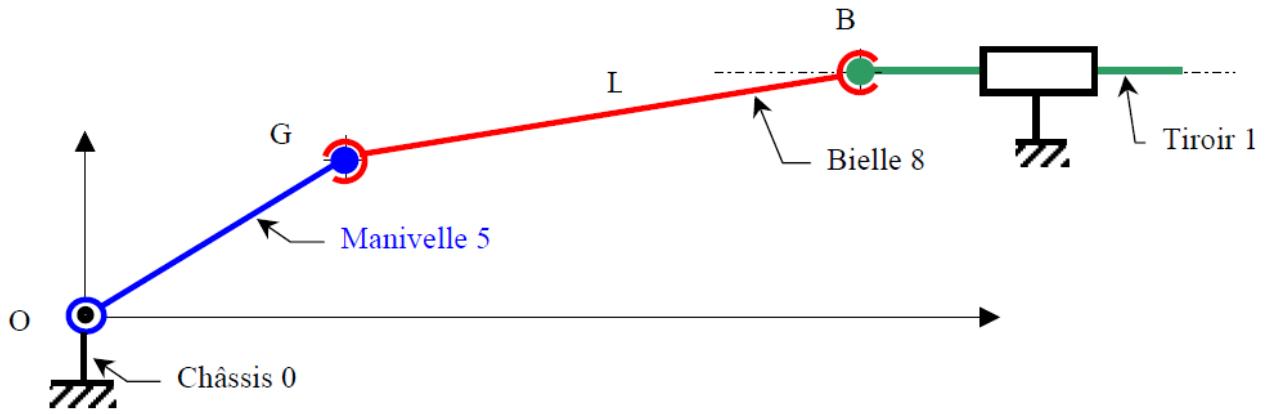
4-3 Etablir le diagramme d'état décrivant le compactage

4-4 Etablir le diagramme d'état décrivant le Cisailage, permettant d'obtenir le découpage de la ferraille.

DOCUMENTS REPONSE

NOM :

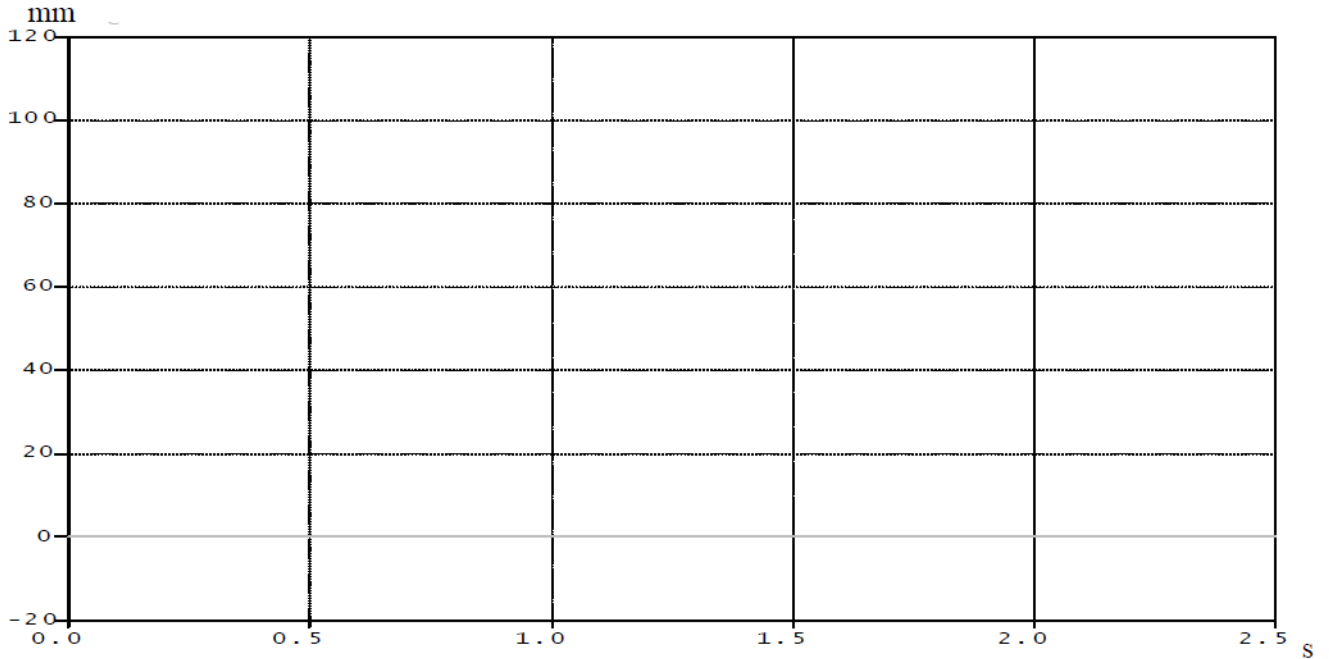
Question 2-10



Question 3-3



Question 3-8



Question 3-12

