



Date : Vendredi 24 Octobre 2014

CP43 – Conception Mécanique Assistée par Ordinateur

Examen : MEDIAN

NOM :

Prénom :

Né(e) le :

Niveau :

Consignes

Aucun document autorisé
Calculatrice autorisée
Smartphones, téléphones, tablettes ... interdits.

Le sujet est composé de trois parties indépendantes.
Les réponses se feront uniquement sur les feuilles du sujet.



Signature :

1. Démarches de conception de produit

1.1. Donner la définition du mot « Processus » au sens normatif du terme. Donner deux exemples de projet.

1.2. Citer trois raisons expliquant le non-aboutissement d'un projet ?

1.3. Définir la notion de cahier des charges fonctionnel.

1.4. Expliquer pourquoi ce document est important dans un projet.

1.5. Proposer un diagramme des tâches à deux niveaux pour la conception d'une tondeuse à gazon thermique tractée.

Signature :

2. Etude d'une pompe oscillante

Dans la pompe présentée en Figure 1, la rotation du vilebrequin S_1 provoque le déplacement de S_2 et la rotation alternative de S_3 . Les passages prévus sur S_2 et S_3 permettent de transférer un fluide par aspiration et refoulement successifs. Le schéma cinématique du système est donné en Figure 2.

Données :

$$N_1 = 250 \text{ tr/min} \quad P_{\text{sortie}} = 2 \text{ bars} \quad J_{S_3} = 18 \text{ kg.cm}^2 \quad \ddot{\beta}_{\text{max}} = 111 \text{ rad.s}^{-2}$$

Rappel : $(\text{Arctg } U)' = \frac{U'}{1+U^2}$

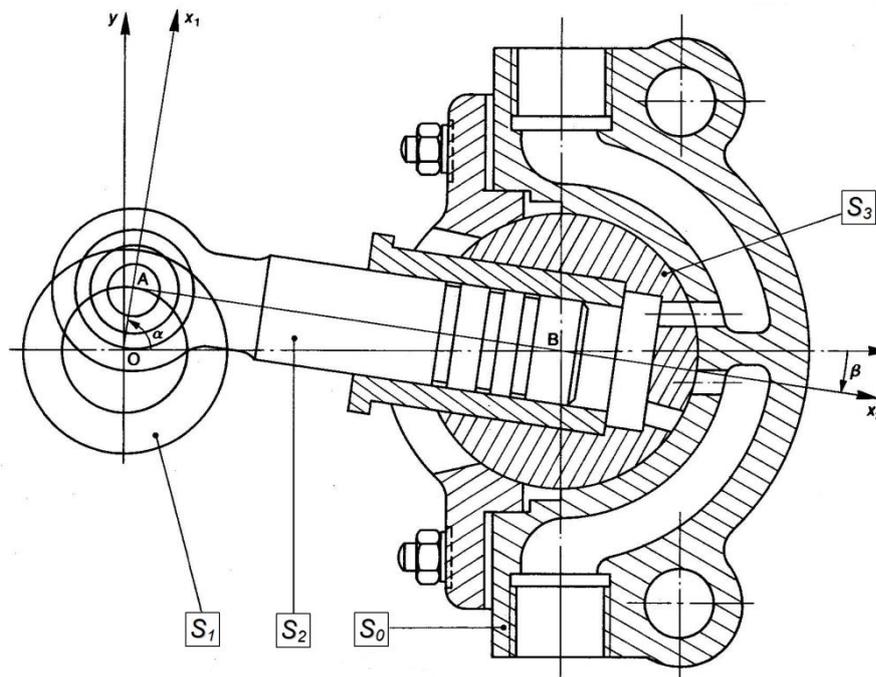


Figure 1 : Plan d'ensemble de la pompe (éch : 1/2)

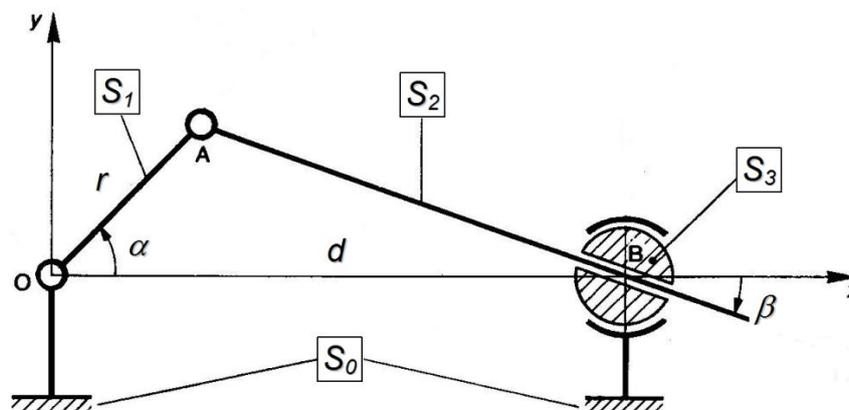


Figure 2 : Schéma cinématique de la pompe

Signature :

2.1. Exprimer analytiquement la cylindrée de cette pompe.

La Figure 1 est à l'échelle $\frac{1}{2}$. Calculer la cylindrée de cette pompe.

2.2. Calculer le débit de cette pompe.

2.3. Soit N_1 , la vitesse de rotation de S_1 en tr/min et P , la pression du fluide à la sortie de la pompe. Exprimer puis calculer la puissance hydraulique de cette pompe.

2.4. Au vu de la Figure 2, déterminer la plage de variation angulaire de β .

2.5. Exprimer la rotation β en fonction des paramètres α , r et d donnés en Figure 2

2.6. Soit ω la vitesse de rotation du vilebrequin, supposée constante ($\alpha = \omega t$) Déterminer l'expression de $\dot{\beta}$, la dérivée première de β par rapport au temps.

Signature :

- 2.7. Soit J_{S_3} l'inertie du cylindre S_3 et $\ddot{\beta}_{\max}$ son accélération angulaire maximale, exprimer et calculer le couple maximal produit par S_3 sur S_2 .
- 2.8. Préciser pour quelles valeurs de α la vitesse de glissement de S_2 à l'intérieur de la chemise solidaire de S_3 s'annule.
- 2.9. Préciser pour quelles valeurs de α la vitesse de glissement de S_2 à l'intérieur de la chemise solidaire de S_3 est maximale. Exprimer puis calculer la valeur maximale atteinte par la vitesse de glissement au cours d'un cycle de vilebrequin.

Signature :

3. Etude du mécanisme d'entraînement d'un transporteur à bande

Le schéma cinématique de la Figure 3 représente un réducteur permettant de commander le mécanisme d'un transporteur à bande. L'entraînement se fait à partir d'un moteur électrique (puissance $P = 2 \text{ kW}$, $N = 1400 \text{ tr/mn}$). Un levier de commande permet de freiner rapidement le mécanisme en cas de problème.

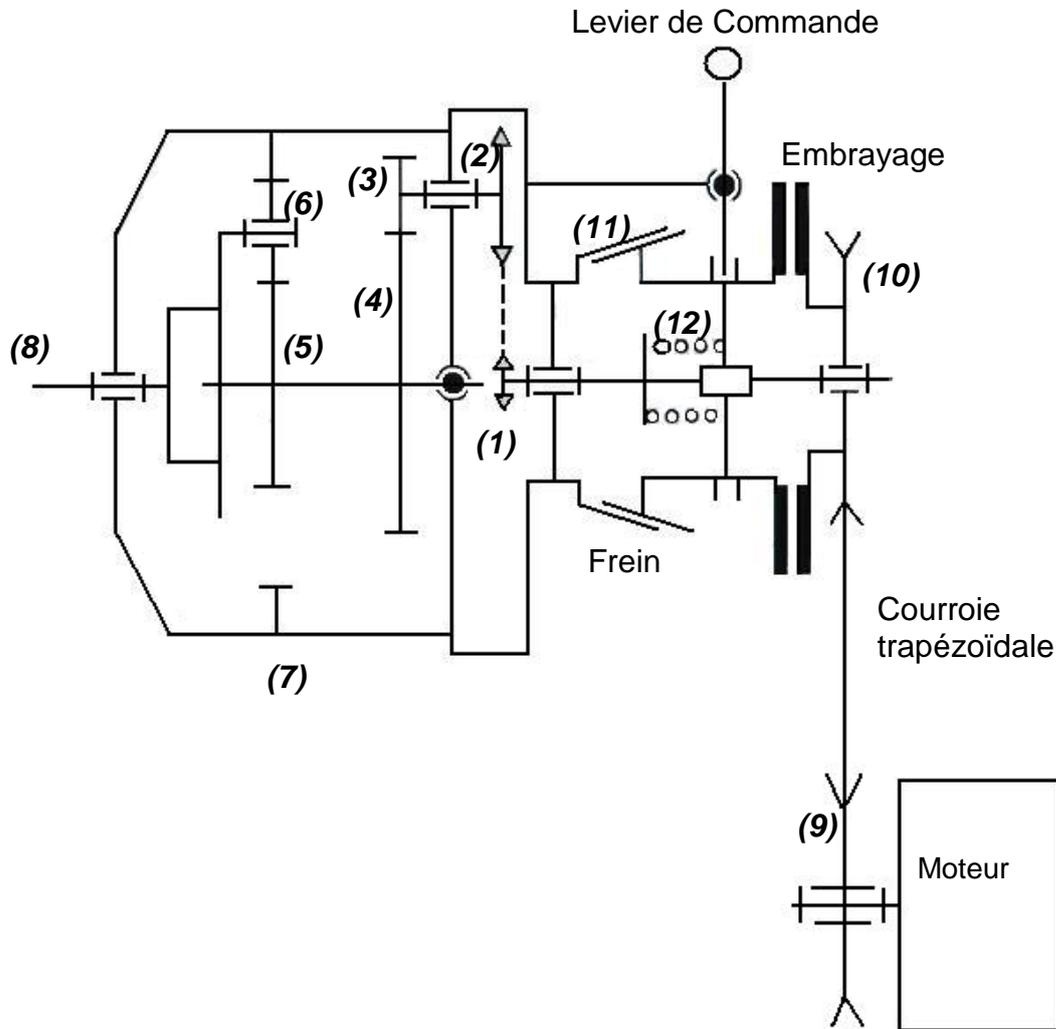


Figure 3 : Schéma cinématique du mécanisme d'entraînement

I) Etude de la courroie

Les poulies motrice (9) et réceptrice (10) ont respectivement pour diamètre, $d_9 = 60 \text{ mm}$ et $d_{10} = 100 \text{ mm}$. Elles sont reliées par une courroie trapézoïdale ($\frac{1}{2}$ angle de la gorge de la poulie, $\beta' = 14^\circ$) et leur entraxe est tel que $a = 180 \text{ mm}$. On néglige les effets d'inertie et on suppose le rendement de l'entraînement par courroie $\eta = 1$.

Rappels :

$$\frac{T}{t} = e^{\frac{f \cdot \theta}{\sin \beta'}} \quad \text{avec } \theta \text{ l'angle d'enroulement sur la poulie étudiée}$$

$$T_0 \approx \frac{T + t}{2}$$

Signature :

II) Etude de l'embrayage

L'opérateur n'exerce aucune action sur le levier **(11)** durant la phase d'embrayage.

Caractéristiques de la surface de contact :

$$R = 62,5\text{mm} \quad r = 37\text{mm} \quad f = 0,3$$

$$P_{\text{max.ad}} = 6 \text{ daN/cm}^2 \quad (\text{Pression de contact maximum admissible par le système})$$

Rappel :
$$C_{\text{lim.emb.}} = \frac{2 \cdot n \cdot f \cdot N}{3} \left(\frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \right)$$

Avec n : Nombre de surfaces de contact

N : Force de compression (N)

3.7. Décrire brièvement la conception de cet embrayage et préciser notamment la nature des pièces représentées en noir sur le schéma.

3.8. Déterminer l'effort minimal de compression F_R du ressort **(12)** sur **(11)** pour que l'embrayage soit capable de transmettre le couple imposé par **(10)**

3.9. Vérifier que la pression de contact est correcte.

On veut que le ressort exerce d'une part une force de 1800 N sur l'embrayage et d'autre part qu'une usure de 1,5 mm de la garniture de friction ne provoque une diminution de cet effort axial que de 10%.

3.10. Quelle doit être la raideur du ressort pour satisfaire à ces conditions ? De quelle longueur faudra-t-il comprimer le ressort lors du montage du mécanisme ?

Signature :

III) Etude du frein

Le frein présente une surface de contact conique.

Caractéristiques de (11) :

$$D = 90 \text{ mm} \quad d = 83 \text{ mm} \quad \alpha = 20^\circ$$

$f = 0,3$ (coefficient de frottement entre cônes mâle et femelle)

Rappel :
$$C_{\text{limCône}} = \frac{2 \cdot f \cdot N}{3 \cdot \sin \alpha} \left(\frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \right)$$

Avec N : Force d'appui (N)

- 3.11. Quel est l'intérêt d'utiliser une surface de frein conique ?
- 3.12. Montrer qu'il n'y a pas de risque de coincement du frein.
- 3.13. Déterminer le couple de freinage possible si la force de freinage appliquée par le levier sur la gorge est $F_F = 1000 \text{ N}$.

IV) Etude du réducteur

On distingue pour ce réducteur :

- Une réduction primaire **(1-2)** assurée avec une transmission par chaîne :

$$Z_1 = 12 \text{ et } Z_2 = 20$$

- Une réduction secondaire à engrenage droit **(3-4)** :

$$Z_3 = 14, m = 2 \text{ et } a_{3,4} = 97 \text{ mm (l'entraxe en (3) et (4))}$$

- Une réduction tertiaire **(5-6-7-8)** via un train épicycloïdal :

$$Z_5 = 45 \text{ et } Z_7 = 90.$$

Compte tenu de la tension induite dans la chaîne, on choisit une chaîne dont le pas des maillons, p , est égal à 15,875 mm.

Signature :

Rappels :

$$N'_{\text{maillons}} = 2 \left[\frac{E'}{p} \cos \alpha + \frac{Z_A + Z_B}{4} + (Z_A - Z_B) \frac{\alpha}{360^\circ} \right] \quad \alpha = \arcsin \frac{d_A - d_B}{2E'}$$

Avec N'_{maillons} un nombre fractionnaire de maillons et E' l'entraxe entre les pignons de chaîne

$$Raison_{\text{train-épi.}} = \frac{\omega_{\text{Planétaire-Récepteur}} - \omega_{\text{Porte-Satellite}}}{\omega_{\text{Planétaire-Moteur}} - \omega_{\text{Porte-Satellite}}} = (-1)^n \frac{\text{produit des } Z_{\text{menantes}}}{\text{produit des } Z_{\text{menées}}}$$

- 3.14. Déterminer le nombre de maillons que doit posséder cette chaîne.
- 3.15. Calculer le nombre de dents de la roue **(4)**
- 3.16. Déterminer la vitesse de rotation de la roue **(4)**
- 3.17. Etablir le rapport de réduction du train **(5-6-7-8)**. Calculer la vitesse de rotation de l'arbre de sortie **(8)**.

Signature :