1. ***Compréhension du mécanisme de réglage de l’excentration de la bielle 6***
   1. **Constitution du mécanisme**

|  |  |
| --- | --- |
| **Q1.** | **Donner** sur la vue en éclaté les noms des constituants du mécanisme de réglage de l’excentration de la bielle.  **Compléter** par les numéros de pièces les classes d’équivalence cinématique proposées (la vis sans fin est exclue). |
| DT3, DT4  *DR1* |

|  |  |
| --- | --- |
| **Q2.** | **Colorier**, pour chaque couple de pièces en liaison,les surfaces fonctionnelles de contact mises en jeu dans la liaison.  **Compléter** le tableau des mobilités de chaque liaison en notant par **1** une mobilité autorisée, par **0** une mobilité interdite.  **Conclure** quant au nom de la liaison réalisée (préciser si nécessaire : centre et axe de la liaison). |
| DT3, DT4  *DR2* |

* 1. **Capacité de réglage de l’excentration**

Le réglage de l’excentration ***e*** de la bielle s’obtient en faisant translater suivant l’axe l’excentrique mâle **10** grâce à la vis de réglage **12**. Cette translation contraint le patin **11** à translater par glissement dans la rainure inclinée de l’excentrique mâle **10**, provoquant ainsi le déplacement de l’excentrique femelle **9**.

Le réglage de l’excentration est conçu pour que l’excentration ***e*** ainsi réalisée varie de :

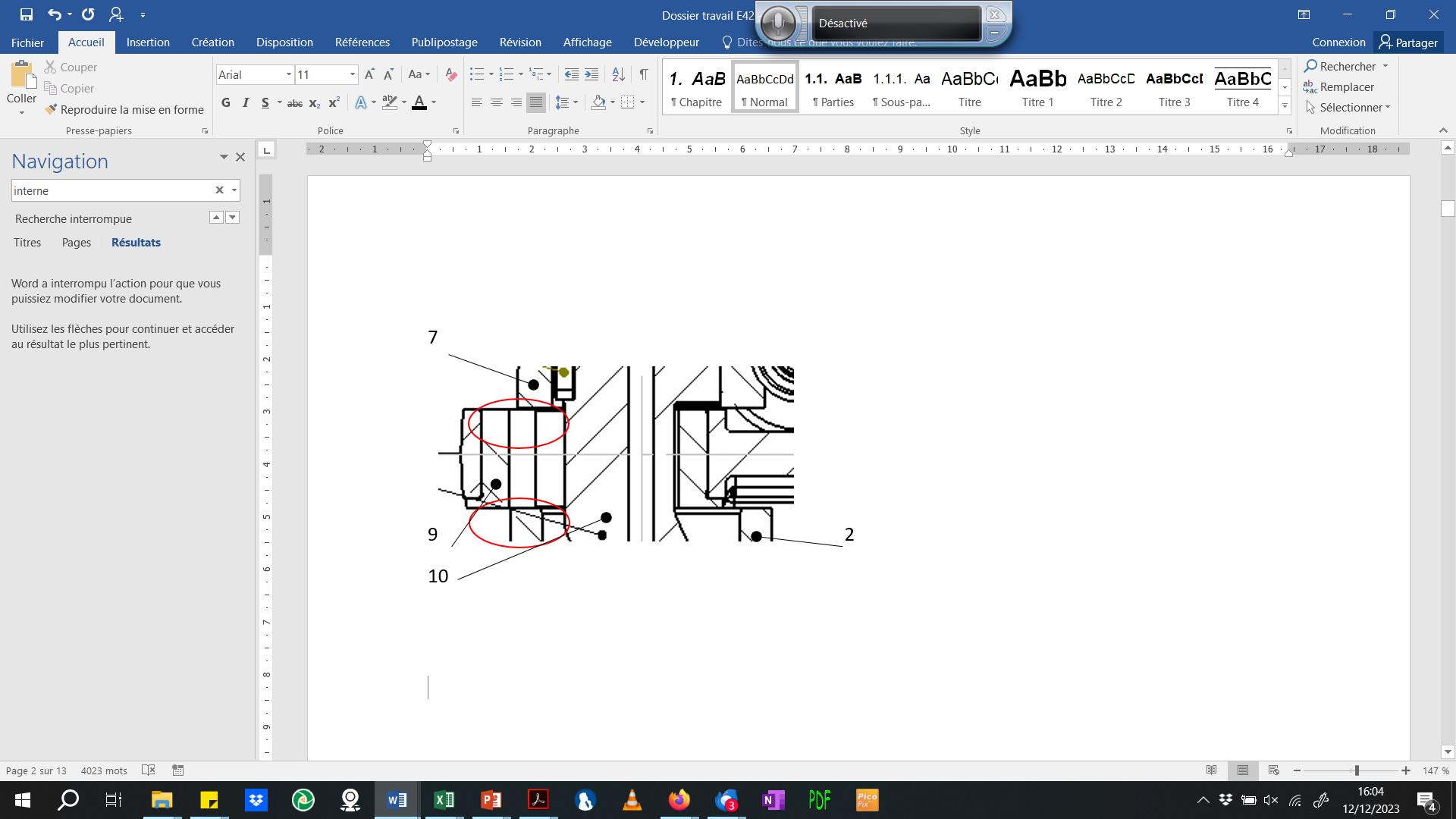
***e mini* = 0 mm** à ***e maxi* = 15 mm**.

|  |  |
| --- | --- |
| **Q3.** | Le patin 11 est représenté en position *e mini* = 0 mm.  **Esquisser** la position du patin 11 et de l’excentrique femelle 9 pour une excentration *e maxi* = 15 mm (privilégier la position de l’axe de sa partie cylindrique).  **Mesurer** alors la course axiale suivant de l’excentrique mâle 10 par rapport à l’excentrique femelle 9. **Coter** cette course sur le DR3.  En **déduire** le pas du filet de la vis de réglage 12 si le passage de la position *e mini* = 0 à *e maxi* = 15 mm nécessite 10 tours pleins de la vis 12. |
| DT3, DT4  *DR3*  *Feuille de copie* |

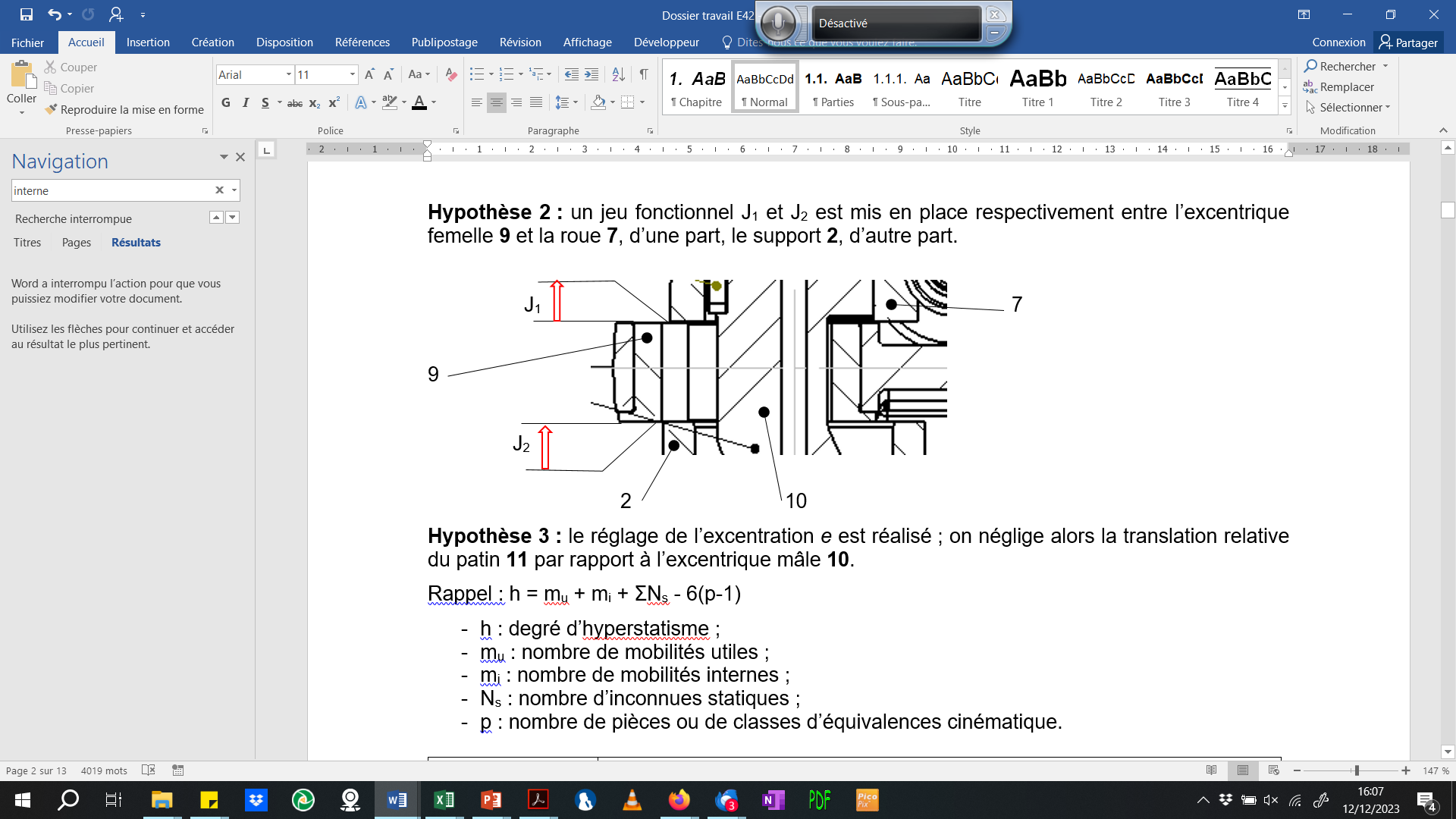
* 1. **Calcul du degré d’hyperstatisme h du mécanisme de transformation de mouvement**

Le calcul du degré d’hyperstatisme h se fera suivant trois hypothèses successives. La chaîne des pièces mises en jeu sera constituée de la roue **7** jusqu’au coulisseau **13** en passant par le mécanisme de réglage de l’excentration de la bielle **6**.

**Hypothèse 1 :** l’excentrique femelle **9** est en contact avec la roue **7** d’un côté et avec le support **2** d’autre part.



**Hypothèse 2 :** un jeu fonctionnel J1 et J2 est mis en place respectivement entre l’excentrique femelle **9** et la roue **7**, d’une part, le support **2**, d’autre part.



**Hypothèse 3 :** le réglage de l’excentration *e* est réalisé ; on néglige alors la translation relative du patin **11** par rapport à l’excentrique mâle **10**.

Rappel : h = mu + mi + ΣNs - 6(p-1)

* h : degré d’hyperstatisme ;
* mu : nombre de mobilités utiles ;
* mi : nombre de mobilités internes ;
* Ns : nombre d’inconnues statiques ;
* p : nombre de pièces ou de classes d’équivalences cinématique.

|  |  |
| --- | --- |
| **Q4.** | **Compléter** le graphe des liaisons de l’hypothèse 1 en renseignant le nombre d’inconnues statiques Ns de chaque liaison.  **Calculer** le degré d’hyperstatisme h pour le graphe des liaisons correspondant à l’hypothèse 1 en précisant le détail. |
| DT3  *DR4* |

|  |  |
| --- | --- |
| **Q5.** | **Préciser** quelles modifications l’hypothèse 2 apporte au graphe des liaisons ; **faire** les modifications sur le graphe initial proposé.  **Calculer** le degré d’hyperstatisme h pour le graphe des liaisons correspondant à l’hypothèse 2 en précisant le détail. |
| DT3  *DR4* |

L’hypothèse 3 engendre une liaison pivot directement entre le patin **11** associé à l’excentrique mâle **10**, et l’excentrique femelle **9**.

Le degré d’hyperstatisme devient h = 0 pour le graphe des liaisons correspondant à l’hypothèse 3.

|  |  |
| --- | --- |
| **Q6.** | **Conclure** quant à la relation entre le nombre et le type de liaisons mises en jeu et le degré d’hyperstatisme obtenu. |
| DT3  *DR4* |

|  |  |
| --- | --- |
| **Q7.** | **Compléter** le schéma cinématique minimal correspondant à cette configuration.  **Conclure** quant à la nécessité de mettre en place des jeux fonctionnels dans le mécanisme. |
| DT3  *DR4*  *Feuille de copie* |

1. ***Vérification des caractéristiques cinématiques, hydrauliques, et énergétiques de la pompe***
   1. **Cinématique de la pompe**

Le modèle de pompe MILTON ROY® Primeroyal H étudié est un modèle dont le coulisseau a un diamètre d = 40 mm. Elle est entraînée par un moteur asynchrone 4 pôles dont la fréquence de rotation est : **Nm = 1440 tr/min**. Ce moteur met en action un réducteur de vitesse de type roue **7** - vis sans fin **8** dont le rapport de réduction est : **r = 1/14,5**.

|  |  |
| --- | --- |
| **Q8.** | **Calculer** la fréquence de rotation de la roue NR en tr/min.  **En déduire** sa vitesse angulaire ωR en rad/s. |
| DT3, DT4  *Feuille de copie* |

Le système « bielle-manivelle » constitué par l’excentrique femelle **9**, la bielle **6**, et le coulisseau **13** peut être modélisé par le schéma cinématique minimal suivant (échelle non respectée) :

A

(9) (6)

O θ B (13)

1. (1)

Le rayon de manivelle (OA) représente l’excentration ***e*** de l’excentrique femelle **9**. On se place dans la configuration d’excentration maximale, soit : ***e* = OA = 15 mm**.

|  |  |
| --- | --- |
| **Q9.** | **Définir** la nature des mouvements suivants en précisant (si nécessaire) centre et axe : Mvt 9/1 ; Mvt 6/9 ; Mvt 13/1 ; Mvt 13/6 ; Mvt 6/1. |
| DT3  *Feuille de copie* |

Afin de définir les caractéristiques hydrauliques et énergétiques dans les conditions les plus défavorables, on souhaite déterminer la vitesse du coulisseau **13** pour un angle θ = 280° lorsque le piston exerce son effort presseur.

|  |  |
| --- | --- |
| **Q10.** | **Calculer** la norme du vecteur vitesse en m/s.  **Représenter** le vecteur vitesse sur le schéma du DR5 à l’échelle donnée. |
| *DR5*  *Feuille de copie* |

|  |  |
| --- | --- |
| **Q11.** | **Comparer** et . **Justifier**.  **En** **déduire** la norme. |
| *Feuille de copie* |

|  |  |
| --- | --- |
| **Q12.** | **Déterminer** graphiquement, par la méthode de l’équiprojectivité, le vecteur .  En **déduire** la norme du vecteur après justification.  **Comparer** avec les résultats obtenus sur la courbe « vitesse coulisseau » du DT6.  **Conclure**. |
| DT6  *DR5*  *Feuille de copie* |

* 1. **Caractéristiques hydrauliques**

Quel que soit le résultat obtenu à la question **12**, on considère la vitesse maximale du coulisseau établie à la valeur : **VB maxi = 0,157 m/s**.

Le coulisseau a un diamètre extérieur **d = 40 mm**. L’excentration *e* est réglée à la valeur maximale, soit : ***e maxi* = 15 mm**.

La fréquence de rotation de la roue **7** est: **NR = 99,31 tr/min**.

|  |  |
| --- | --- |
| **Q13.** | **Calculer** la course totale k (mm) du coulisseau dans cette configuration.  En **déduire** la cylindrée C (mm3) de la pompe avec un coulisseau (modèle appelé SIMPLEX).  **Calculer** alors le débit hydraulique moyen Qvmoy en m3/s, puis en litres/heure (L/h). |
| *Feuille de copie* |

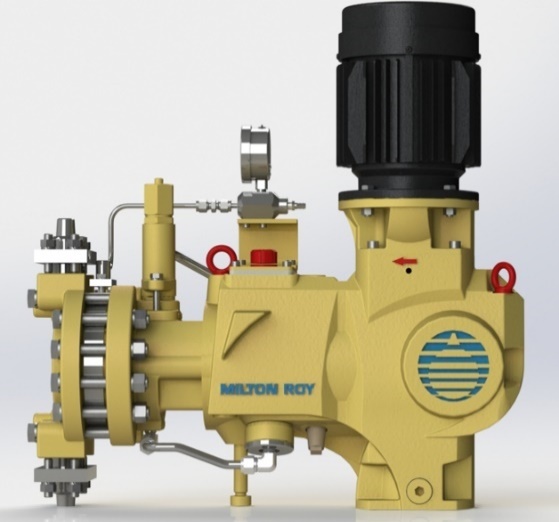
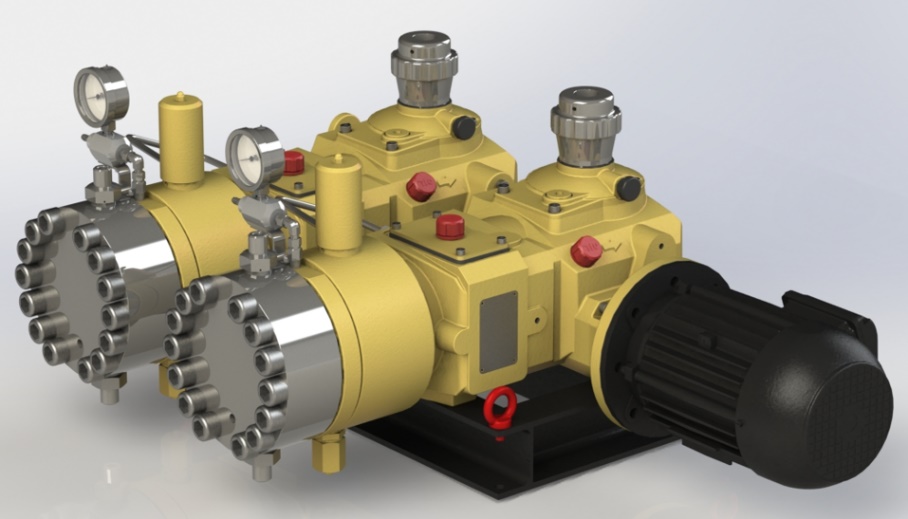
On rappelle que le débit volumique d’un liquide dans une conduite s’exprime par : Qv = S.V, avec :

* S : aire de la section traversée par le liquide (m2) ;
* V : vitesse d’écoulement du liquide (m/s) ;
* Qv : débit du liquide dans la conduite (m3/s).

|  |  |
| --- | --- |
| **Q14.** | **Calculer** le débit instantané maxi Qvmaxi de la pompe en m3/s, puis en litre/heure (L/h), correspondant à l’angle θ = 280°, soit VB maxi.  **Graduer** alors la courbe de débit instantané Qv (L/h).  **Expliquer** pourquoi le débit est nul pour θ compris entre 0 et π radians.  **Compléter** alors la courbe de débit en définissant graphiquement les phases « ***aspiration*** » et « ***refoulement*** ».  **Conclure** sur l’inconvénient du modèle SIMPLEX à un coulisseau. |
| DT6  *DR6*  *Feuille de copie* |

Pour remédier à cet inconvénient, la société MILTON ROY® propose le modèle DUPLEX consistant à monter en série deux corps de pompe entraînés par un même moteur. Pour ce faire, chaque corps de pompe SIMPLEX est pivoté de 90° ; le moteur passe ainsi de la position verticale à la position horizontale. Pour entraîner les deux coulisseaux avec un seul moteur, les vis sans fin sont accouplées par un joint d’accouplement, réalisant ainsi une ligne d’arbres.

**SIMPLEX DUPLEX**



On souhaite donc bénéficier de ce montage DUPLEX pour obtenir la courbe de débit suivante :

|  |  |
| --- | --- |
| **Q15.** | **Préciser,** en entourant la bonne solution sur le DR6, comment doivent être montés les deux coulisseaux relativement l’un par rapport à l’autre pour obtenir cette courbe de débit.  **Calculer** alors le débit moyen Qv moy en L/h de la pompe DUPLEX.  **Préciser**, en justifiant votre réponse si une telle installation :   * modifie le débit instantané Qv de la pompe ; * nécessite un moteur plus puissant que le modèle SIMPLEX. |
| *DR6*  DT6 |

* 1. **Caractéristiques énergétiques**

L’étude se fait sur le modèle SIMPLEX à un coulisseau. Quels que soient les résultats précédemment établis, on considère le débit volumique moyen établi à la valeur : **Qvmoy = 224,63 L/h**.

On définit le rendement volumétrique ηv comme étant le rapport entre le débit à la pression de travail et le débit moyen calculé :

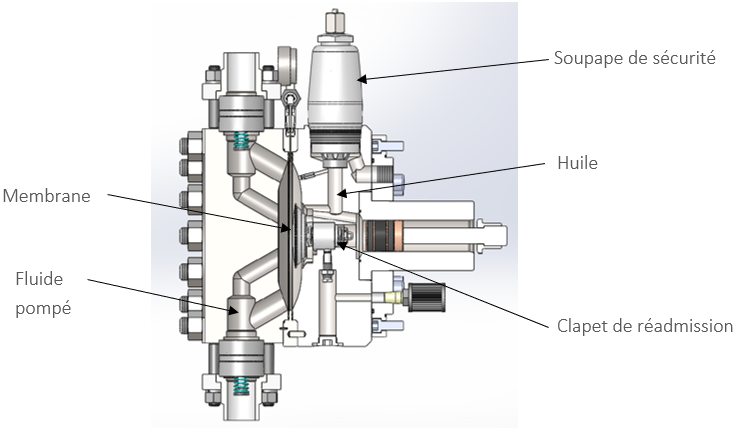
|  |  |
| --- | --- |
| **Q16.** | **Relever** sur le DT5 la valeur du débit à la pression de travail « Flow rate @ Working pressure ».  **Calculer** le rendement volumétrique ηv.  **Comparer** avec le résultat constructeur « Volumetric efficiency ». |
| DT5  *Feuille de copie* |

La puissance hydraulique Ph se définit comme le produit du débit à la pression de travail par cette pression de travail : Ph(W) = Qv(m3/s) × Δp(Pa).

|  |  |
| --- | --- |
| **Q17.** | **Calculer** la puissance hydraulique Ph en watts.  **Comparer** avec les données constructeur « Hydraulic power ». |
| DT5  *Feuille de copie* |

* 1. **Caractéristiques mécaniques**

Le coulisseau **13** transmet l’effort de poussée à une membrane au travers d’un dispositif appelé ***doseur*** permettant, entre autre, au coulisseau de ne pas rentrer en contact avec le produit pompé.

******

Le théorème de Pascal permet d’exprime le rapport entre deux forces appliquées sur deux surfaces distinctes d’un milieu baigné par un liquide à la pression p :

Sm

Fc  Fm

Sc

* Fm: force appliquée par le liquide pompé sur la membrane du diffuseur ;
* Sm : aire de la surface de la membrane de diamètre D = 106 mm ;
* Fc : force appliquée par le liquide du doseur sur le coulisseau ;
* Sc : aire de la surface du coulisseau de diamètre d = 40 mm.

**Le calcul se fera avec une pression p = 27 bars.**

|  |  |
| --- | --- |
| **Q18.** | **Calculer** la force Fm appliquée sur la membrane.  **En déduire** la force Fc appliquée sur le coulisseau. |
| *Feuille de copie* |

On rappelle le schéma cinématique minimal représentant le système « bielle-manivelle » :

A

(9) (6)

O θ B (13)

1. (1)

Le système est supposé à l’équilibre ; l’angle θ = 280° utilisé pour l’ensemble des calculs.

Le poids des pièces est négligé.

|  |  |
| --- | --- |
| **Q19.** | **Préciser** combien de forces agissent sur la bielle 6 en équilibre.  **Nommer** ces actions.  **Préciser** leur direction. |
| *Feuille de copie* |

Le coulisseau **13** est en équilibre sous l’action de trois forces :

* action du liquide doseur sur le coulisseau : (on prendra Fc = 3390 N) ;
* action de la bielle 6 sur le coulisseau : ;
* action du carter 1 sur le coulisseau : supposée orthogonale à la surface de contact.

|  |  |
| --- | --- |
| **Q20.** | **Compléter** le tableau établissant les caractéristiques des actions mécaniques appliquées sur le coulisseau 13.  (on appellera P le point d’application de ).  **Appliquer** graphiquement le principe fondamental de la statique au coulisseau **13** et **déterminer** la norme de l’action .  **En déduire** la norme de l’action , action de la bielle 6 sur l’excentrique femelle 9. |
| *DR7*  *Feuille de copie* |

Pour θ = 280°, la bielle **6** et l’excentrique femelle **9** sont supposés perpendiculaires.

|  |  |
| --- | --- |
| **Q21.** | Si (OA) = *e* = 15 mm, **calculer** alors le couple résistant CR (N∙m) sur l’axe de la roue 7 (les pièces 7, 10, 9 sont supposées liées). |
| *Feuille de copie* |

La chaîne énergétique se compose comme suit :

***Bielle-manivelle***

***Réducteur roue-vis sans fin***

r = 1/14,5

ηR = 0,82

***Moteur***

Nm = 1440 tr/min

ηm = 0,89

Pm = ?

Pu, Cu PR, CR

* Pm : puissance moteur ;
* ηm : rendement moteur ;
* Pu : puissance utile en sortie moteur ;
* Cu : couple utile en sortie moteur ;
* ηR : rendement du réducteur roue-vis sans fin ;
* PR : puissance sur la roue transmise à la bielle ;
* CR: couple sur la roue transmis à la bielle ;
* ωR : vitesse angulaire de la roue.

Quel que soit le résultat de la question 20, nous prendrons **CR = 51 N•m**.

|  |  |
| --- | --- |
| **Q22.** | À la lecture de la courbe de couple à la roue CR du DT6, **justifier** le fait que la courbe évolue entre les angle θ = π et θ = 2π. |
| DT6  *Feuille de copie* |

On considère la valeur ωR = 10,4 rad/s.

|  |  |
| --- | --- |
| **Q23.** | **Calculer** la puissance à la roue PR (W).  **Calculer** la puissance utile Pu (W) en entrée de réducteur.  **Déterminer** le couple utile Cu (N∙m). |
| *Feuille de copie* |

|  |  |
| --- | --- |
| **Q24.** | **Conclure** quant à la puissance moteur Pm (W) nécessaire à l’entraînement de la pompe.  **Valider** le résultat vis-à-vis du choix du constructeur. |
| DT5  *Feuille de copie* |

1. ***Optimisation de la conception de la bielle***
   1. **Détermination des indices de performance**

Le constructeur souhaite vérifier que la bielle remplit bien sa fonction et voir s’il peut optimiser sa masse et sa résilience (ou non fragilité) face aux amorces de rupture sous l’effet répété des sollicitations.

|  |  |
| --- | --- |
| **Q25.** | **Définir** les conditions aux limites (déplacements imposés et actions mécaniques) mises en place sur le modèle de la bielle.  **Relever** la contrainte maximale et **définir** la zone concernée. |
| DT7, DT8  *Feuille de copie* |

|  |  |
| --- | --- |
| **Q26.** | **Préciser** à quel phénomène est dû cette contrainte.  **Proposer** une solution afin d’atténuer cette valeur.  À partir des caractéristiques du matériau, **calculer** le coefficient de sécurité ***s***.  **Conclure**. |
| DT7, DT8  *Feuille de copie* |

Nous allons dans un premier temps justifier le choix du matériau actuel (fonte), puis déterminer les matériaux qui présentent le même indice de performance.

Hypothèses :

* la bielle est assimilée à une poutre ;
* la section S de la poutre est libre ;
* chargement F et longueur L0 sont imposés.

Nous allons déterminer l’indice de performance lié à la résistance élastique *Re*.

|  |  |
| --- | --- |
| **Q27.** | **Exprimer** la masse m en fonction de la longueur L0, de la section S et de la masse volumique ρ du matériau.  **Exprimer** la contrainte normale σ en fonction de la charge F et de la section S.  **Ecrire** la condition de résistance mécanique (on prendra l’hypothèse d’un coefficient de sécurité de 1). |
| *Feuille de copie* |

|  |  |
| --- | --- |
| **Q28.** | **Montrer** que  Sachant que F et L0 sont constants, en **déduire** la partie variable (selon matériau) appelée indice de performancelié à la résistance noté IP1. |
| *Feuille de copie* |

Sachant que l’on veut minimiser la masse, il convient alors de maximiser l’inverse de IP1, soit : .

Nous allons déterminer l’indice de performance IP2 lié à la rigidité.

|  |  |
| --- | --- |
| **Q29.** | **Exprimer** en fonction de l’allongement , de la longueur initiale et du module de Young E.  Sachant que , **montrer** que .  Sachant que F, L0, et ΔL sont constants, **en** **déduire** la partie variable appelée indice de performance lié à la rigidité de la bielle noté IP2. |
| DT7, DT8  *Feuille de copie* |

Minimiser l’indice IP2 revient à maximiser son inverse : .

Les diagrammes Granta Edupack® ont une échelle logarithmique. Ramener à cette échelle nos deux indices de performance nous donne deux équations de droite :

* pour I1 : Log(Re) = Log(ρ) + Log(I1);
* pour I2 : Log(E) = Log(ρ) + Log(I2).

Interprétation des courbes : tous les matériaux traversés par la même droite ont le même indice de performance. Sur le DR8 la droite indiquée a un coefficient directeur égal à 1.

|  |  |
| --- | --- |
| **Q30.** | Pour chacun des deux diagrammes DR8, **tracer** des droites parallèles à la droite tracée tangentes aux deux limites opposées du matériau de référence.  **Déterminer** les matériaux équivalents présentant le même indice de performance.  **Préciser** quel est l’indice de performance le plus pertinent. |
| *DR8*  *Feuille de copie* |

* 1. **Estampage**

On souhaite augmenter la résilience du matériau de la bielle (diminuer la fragilité) et, ainsi, éviter les amorces de rupture sous l’effet des à-coups. Le choix s’oriente sur une pièce estampée.

|  |  |
| --- | --- |
| **Q31.** | **Préciser** pour quels matériaux l’estampage n’est-il pas envisageable. **Justifier**.  **Choisir** une famille de matériaux convenant à ce procédé. |
| DT9  *Feuille de copie* |

|  |  |
| --- | --- |
| **Q32.** | **Préciser** si l’estampage augmente la résilience. **Justifier**.  **Préciser** quel doit être le sens du fibrage. **Représenter** ce fibrage sur la figure 1 du DR 9. |
| DT9  *DR9*  *Feuille de copie* |

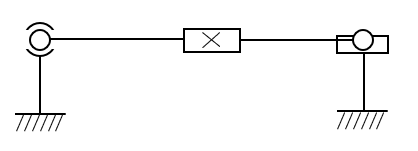
|  |  |
| --- | --- |
| **Q33.** | **Indiquer** les différences de la pièce estampée par rapport à la pièce moulée.  **Entourer** les zones concernées sur les deux figures Fig.1 et Fig.2 du DR9.  **Conclure** quant à la recevabilité du choix de l’estampage comme procédé. |
| DT9 DT10  *DR9*  *Feuille de copie* |

1. ***Validation du guidage en rotation et optimisation des solutions***
   1. **Analyse de la solution existante**

|  |  |
| --- | --- |
| **Q34.** | **Préciser** le type de roulements utilisés pour le guidage en rotation de la vis 8 avec le carter 1.  **Préciser** si les roulements sont montés en X ou en O.  **Justifier** le choix du montage en précisant quelles sont les bagues serrées. |
| DT3  *Feuille de copie* |

Le guidage en rotation de la vis **8** par rapport au carter **1** peut se modéliser ainsi :

75 71,5

******

B

A

E 14,285

La liaison en A modélise le guidage en rotation sur roulements. La liaison en B modélise la liaison par contact direct entre la vis **8** et le carter **1**. Le point E est le point de tangence des cercles primitifs de la roue et de la vis.

|  |  |
| --- | --- |
| **Q35.** | **Donner** le nom des liaisons modélisées en A et B en précisant la géométrie (point, axe). |
| *Feuille de copie* |

On donne le torseur des actions de la roue **7** sur la vis **8**, et le torseur des actions du moteur sur la vis :

et

On pose : et respectivement les torseurs d’actions transmissibles dans les liaisons de centre A et B.

Les valeurs sont exprimées en N et N∙mm dans le repère .

|  |  |
| --- | --- |
| **Q36.** | **Appliquer** le principe fondamental de la statique à la vis 8 au point A.  **Déterminer** les valeurs algébriques des inconnues des torseurs et . |
| *Feuille de copie* |

* 1. **Optimisation de la solution**

Afin d’améliorer la stabilité du guidage en rotation de la vis **8** par rapport au carter **1**, il est projeté de remplacer les deux roulements **20** (d = 20 ; D = 47 ; B = 14) par un roulement à double rangée de billes référence 3204 A tel que : d = 20 ; D = 47 ; B = 20,6.

Quels que soient les résultats de la question 35, nous prendrons les valeurs suivantes :

et valeurs en N dans le repère .

On souhaite ne pas modifier la vis **8** existante. Le cahier des charges impose une durée de vie L10h = 25000 heures.

La fréquence de rotation de la vis est : Nm = 1440 tr/min. L’angle α = 40° pour chaque roulement.

Rappels : et

|  |  |
| --- | --- |
| **Q37.** | **Calculer** la charge axiale Fa et radiale Fr exercées sur le roulement de centre A.  **Donner** la valeur de e pour un angle α = 40°.  **En déduire** les coefficients X et Y appliqués au calcul de la charge équivalente P. |
| DT11  *Feuille de copie* |

|  |  |
| --- | --- |
| **Q38.** | **Calculer** la charge équivalente P (en Newton) sur le roulement au point A.  **Calculer** la durée de vie L10 puis L10h de ce roulement.  **Conclure** quant à la validation du cahier des charges. |
| DT11  *Feuille de copie* |

|  |  |
| --- | --- |
| **Q39.** | **Calculer** la charge dynamique C permettant de respecter la durée de vie L10h imposée par le cahier des charges.  **Donner** une référence de roulement de même type proposant une charge dynamique C égale ou supérieure à la charge dynamique C calculée.  **Conclure** quant à la possibilité de conserver les dimensions de la vis sans fin. |
| DT11  *Feuille de copie* |

Cette optimisation par roulement ne donnant pas entière satisfaction, il est proposé alors de s’orienter sur une solution par coussinet autolubrifiant à collerette permettant de garder le diamètre de 20 mm de la vis. Le choix se porte donc sur un coussinet **Metafram® SBF BP25 Ø20/24 L.**

Rappels :

* la fréquence moteur est Nm = 1440 tr/min ;
* les coussinets sont montés sur un diamètre d’arbre d = 20 mm.

|  |  |
| --- | --- |
| **Q40.** | **Indiquer** quelle est la valeur du facteur pV à ne pas dépasser pour ce modèle de coussinet (préciser l’unité).  **Calculer** la vitesse circonférentielle V (m/s) sur la portée de coussinet de la vis.  **Donner** la vitesse linéaire maximale autorisée par le type de coussinet employé.  **Conclure** quant à la validité du choix de ce composant sur le critère « vitesse linéaire ». |
| DT12  *Feuille de copie* |

|  |  |
| --- | --- |
| **Q41.** | **Exprimer** littéralement la surface diamétrale S en fonction du diamètre d’arbre d et de la longueur L du coussinet.  **Exprimer** littéralement la pression diamétrale en fonction de la charge radiale Fr et de la surface diamétrale S, puis en fonction du diamètre d et de la longueur L du coussinet.  **Exprimer** la charge radiale Fr en daN appliquée sur le coussinet.  **Calculer** la pression diamétrale maximale (daN/cm2) permettant de respecter le facteur pV imposé.  **En déduire** la longueur minimale L (cm) du coussinet. |
| DT12  *Feuille de copie* |

***5. Conception de la version DUPLEX de la pompe MILTON ROY ® Primeroyal H***

Le montage de la pompe en mode DUPLEX consiste à réaliser une ligne d’arbre continue au niveau des vis sans fin transmettant le mouvement et la puissance aux systèmes bielle-manivelle. L’accouplement des vis se fait par clavetage et manchon d’accouplement. Afin de garantir la coaxialité des vis, l’accouplement des carters doit être réalisé avec soin.

Le cahier des charges de la conception impose donc de respecter les critères suivants :

* mise en position des carters par appui plan prépondérant et centrage court ;
* maintien en position par assemblages filetés (non demandés) ;
* liaison entre vis sans fin par manchon d’accouplement lié par clavette et vis de pression sans tête avec l’arbre ;
* le manchon cylindrique d’accouplement est une pièce cylindrique alésée au diamètre de la vis (d = 15 mm), clavetée sur les deux extrémités de vis, et maintenue serrée par vis de pression sur l’une des clavettes. Cette pièce permet ainsi l’accouplement des vis dans une zone où il n’y a pas d’accès une fois les carters réunis.

Le couple à transmettre est : **Cu = 4323 N•mm**. Le diamètre de la vis sans fin **8** au niveau de l’accouplement est : **d = 15 mm**. Les clavettes, de **forme B**, sont en acier **C35** (*Re* mini = 335 MPa ; pression de matage admissible : *p* max = 45 MPa).

|  |  |
| --- | --- |
| **Q42.** | **Donner** la signification dela désignation C35 du matériau de la clavette.  **Calculer** l’effort tangentiel **T** à la périphérie de l’arbre.  **Calculer** la clavette au matage et déterminer la longueur minimale **L** de clavette nécessaire à la tenue mécanique. |
| DT13  *Feuille de copie* |

Quel que soit les résultats aux questions précédentes, nous prendrons une clavette de forme B de longueur **L = 10 mm**.

|  |  |
| --- | --- |
| Acier doux :  Alliages d’aluminium | *Rg* = 0,5.*Re* |
| Aciers mi-durs : | *Rg* = 0,7.*Re* |
| Aciers durs :  Fontes | *Rg* = 0,8.*Re* |

|  |  |
| --- | --- |
| **Q43.** | **Définir** la catégorie de dureté de l’acier C35 et **calculer** sa limite élastique *Rg*.  **Calculer** alors la contrainte de cisaillement en considérant une longueur de clavette L = 10 mm.  **Écrire** la condition de résistance au cisaillement et **calculer** le coefficient de sécurité *s*. |
| *Feuille de copie* |

|  |  |
| --- | --- |
| **Q44.** | **Représenter** à main levée, *fig.1*, la conception du montage du manchon d’accouplement et la mise en position par centrage court des deux carters (le carter de droite est centré dans le carter de gauche).  **Coter** les ajustements entre arbre et moyeu.  **Esquisser** *fig.2* une perspective du manchon mettant en évidence les formes de la pièce.  **Coter** et **tolérancer** les cotes a, j, d, sur la section d’arbre *fig.3.* |
| DT13  *DR10* |

La liaison des deux arbres par manchon n’est pas sans inconvénient.

|  |  |
| --- | --- |
| **Q45.** | **Citer** une condition géométrique entre les deux arbres nécessaires au bon montage du manchon.  **Proposer** une solution d’accouplement autre permettant de palier la contrainte précédente. |
| *Feuille de copie* |