

**Brevet de Technicien Supérieur**  
**MAINTENANCE INDUSTRIELLE**

Session 2001

**Analyse fonctionnelle et structurelle**  
**Représentation des mécanismes**  
**(Sous-épreuve E 4-2)**

**Questionnaire**

**Contenu du dossier :**

- Questionnaire QUES 1 à QUES 9.

**BAREME**

<b>Questions</b>	<b>Barème sur 40</b>	<b>Questions</b>	<b>Barème sur 40</b>
Question 1-1 Q1	3	Question 3-1 Q20	2
Question 1-2 Q2 à Q14	8	Question 3-2 Q21	3
Question 1-3 Q15 et Q16	2	Question 4-1 Q22	2
Question 2-1 Q17 et Q18	10	Question 4-2 Q23 et Q24	2
Question 2-2 Q19	4	Question 4-3 Q25 et Q26	4

**ETUDE DU DEPLACEMENT DU PORTE-OUTIL  
ET DE LA ROTATION DE LA BROCHE****PROBLEMES POSES:**

L'observation de l'historique des pannes (*sur deux ans*) montre :

- 1- une mauvaise synchronisation du graissage de la tête porte-outil (Voir **PR1**) ce qui entraîne :
  - une usure anormale au niveau du système pignon-crémaillère,
  - l'apparition d'un jeu transversal important dans le mouvement du porte-outil.
- 2- une durée de vie très faible de la butée double effet à rouleaux cylindriques.
- 3- un temps de cycle d'usinage trop long (fermeture des portes trop lente).

**OBJECTIFS DE L'ETUDE:**

Recherche de solutions technologiques aux problèmes énoncés ci-dessus.

**1/ MAUVAISE SYNCHRONISATION DU GRAISSAGE DE LA TÊTE PORTE-OUTIL :  
INSTALLATION D'UNE COURROIE CRANTEE (ou courroie synchrone).**

La mauvaise synchronisation du graissage de la tête porte-outil étant consécutive à du glissement dans la transmission par courroies trapézoïdales entre la poulie motrice calée sur l'arbre du moteur de broche et la poulie réceptrice **21** solidaire de la broche **10**, le but de l'étude est d'installer une courroie crantée entre ces deux poulies afin d'obtenir un meilleur positionnement du graisseur par rapport à la pompe de graissage (Voir **DT1**, **DT3** et **DT5**).

**1.1/ ETUDE DE DIFFERENTES SOLUTIONS****Répondre sur DR1**

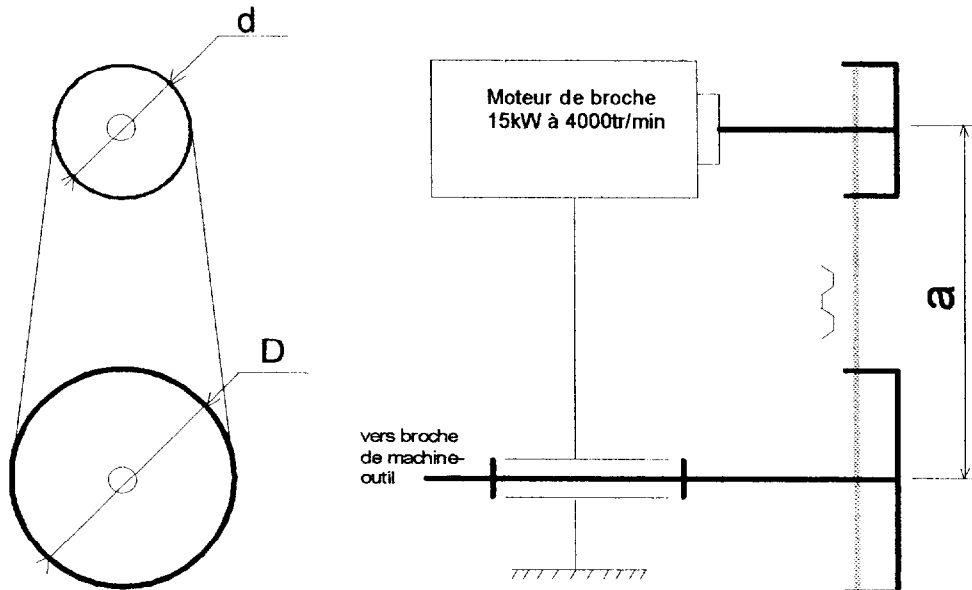
**Q1** : Proposer, sous forme de schémas de principe (*en utilisant le plus possible les symboles normalisés*), deux autres solutions capables de rendre synchrones la rotation du moteur de broche et celle de la broche **10**.

## 1.2/ DETERMINATION D'UNE COURROIE CRANTÉE.

On utilisera la procédure de choix d'une transmission GATES POLY CHAIN.

Extrait du cahier des charges (voir DT7 et DT8).

- **Entraînement:** (moteur de broche) c'est un moteur à courant continu, couplage série FANUC 22P d'une puissance  $P = 15 \text{ kW}$  à  $4\,000 \text{ tr/min}$ , fréquence de rotation de travail.
- **Conditions de fonctionnement:** utilisation normale.
- **Machine entraînée:** transmission de machine outil.
- **Entraxe:**  $a = 360 \text{ mm}$ .
- **Rapport de transmission**  $k = N_{\text{moteur}}/N_{\text{broche}} = 1,4$



### A Détermination de la puissance théorique transmissible

Pour tenir compte des conditions de fonctionnement particulières de la machine, on calcule un *facteur de service*  $f_s$  et on détermine la *puissance théorique*  $P_{th}$ .

**Q2:** A partir du tableau n°1 du DT7 déterminer le *facteur de service*  $f_s$ .

**Q3:** Calculer la *puissance théorique*  $P_{th}$ .

$$P_{th} = P \times f_s$$

### B Sélection de la courroie

**Q4:** A partir de l'abaque du DT8, déterminer le **pas** de la courroie.

### C Détermination des poulies

**Q5:** A l'aide de l'extrait de **tableau** ci-dessous, déterminer le **nombre de dents** et le **diamètre primitif** des poulies menante et menée .

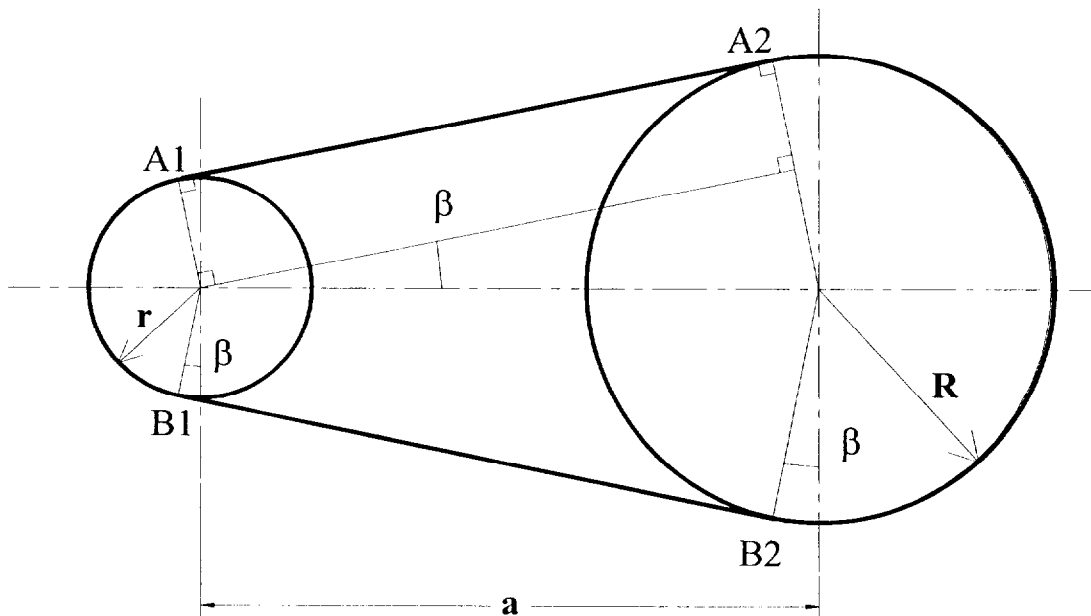
rapport des vitesses k	Menante		Menée	
	Nbre de dents $Z_d$	$\varnothing d$ primitif (mm)	Nbre de dents $Z_D$	$\varnothing D$ primitif (mm)
1.33	60	91.67	80	122.23
1.34	56	142.60	75	190.99
1.36	25	63.66	34	86.58
1.39	36	91.67	50	127.32
1.40	40	101.86	56	142.60
1.41	32	162.97	45	229.18
1.42	45	114.59	64	162.97
1.43	56	142.60	80	203.72

### D Détermination de la longueur de la courroie

**Q6:** Déterminer  $\beta$  en fonction de  $R$ ,  $r$  et  $a$  (en littéral):  $\beta = f_2(R, r, a)$

**Q7:** Calculer à l'aide de la formule ci-dessous, la longueur théorique de la courroie.

$$L = 2a \cos \beta + \pi(R+r) + 2\beta(R-r) \quad (\beta \text{ exprimé en radian})$$



**Q8:** A l'aide de l'extrait ci-dessous relatif aux courroies, choisir la longueur primitive  $L_p$ , la plus proche de  $L = 1100$  mm.

Longueur $L_p$	Longueur primitive de courroie								
	720	800	896	1000	1120	1200	1280	1440	1600

## E Détermination des autres paramètres

**Q9:** Calculer le nombre de dents de la courroie,  $Z_c$ .

**Q10:** A l'aide des extraits de tableaux ci-dessous, choisir la **largeur de la courroie  $L_c$**  en fonction de la puissance théorique transmissible (Prendre  $P_{th} = 29 \text{ kW}$ ), de la fréquence de rotation de la petite poulie et de son nombre de dents.

Puissance transmissible pour largeur  $L_c=21 \text{ mm}$

vitesse de la petite poulie ↓ (tr/min)	Puissance transmissible pour la petite poulie (en kW) en fonction du nombre dents Z et du $\varnothing$ primitif				
	Z=36 $\varnothing 91.67$	38 96.77	40 101.86	45 114.59	48 122.23
2800	18.4	19.5	20.6	23.3	24.8
2880	18.8	20.0	21.1	23.7	25.3
3200	20.4	21.6	22.8	25.6	27.3
3500	21.7	23.0	24.3	27.3	29.1
4000	23.9	25.3	26.7	29.9	31.8
4500	25.9	27.4	28.9	32.3	34.3
5000	27.8	29.3	30.9	34.4	36.5

*puissance lue* ↑

Puissance transmissible pour largeur  $L_c=36 \text{ mm}$

vitesse de la petite poulie ↓ (tr/min)	Puissance transmissible pour la petite poulie (en kW) en fonction du nombre dents Z et du $\varnothing$ primitif				
	Z=36 $\varnothing 91.67$	38 96.77	40 101.86	45 114.59	48 122.23
2800	31.6	33.5	35.4	39.9	42.5
2880	32.4	34.2	36.1	40.7	43.4
3200	34.9	37.0	39.0	44.0	46.8
3500	37.3	39.5	41.6	46.8	49.9
4000	41.0	43.4	45.7	51.3	54.5
4500	44.4	47.0	48.5	55.4	58.8
5000	47.6	50.3	52.9	59	62.5

*puissance lue* ↑

## F Choix et vérification de la courroie

**Q11:** A l'aide de l'extrait de tableau des facteurs de correction ci-contre, choisir la **référence de courroie** retenue ainsi que le facteur de correction  $f_c$ .

T7.32 Tableau des facteurs de correction  $f_c$

Longueur et référence de courroie	Nombre de dents $Z_c$	facteur de correction $f_c$
8 M 720	90	0.83
8 M 800	100	0.87
8 M 896	112	0.91
8 M 1000	125	0.96
8 M 1120	140	1.00
8 M 1200	150	1.03
8 M 1280	160	1.05
8 M 1440	180	1.10
8 M 1600	200	1.14

**Q12:** Calculer la puissance corrigée  $P_c$  :

$$\text{Puissance corrigée } P_c = \text{puissance lue} \times \text{facteur de correction } f_c$$

*Remarque:* Si la valeur corrigée obtenue est égale ou supérieure à la puissance théorique, il est possible d'utiliser cette courroie. Dans le cas contraire, renouveler ce calcul en prenant une largeur de courroie supérieure.

**Q13:** Calculer le nombre de dents en prise  $Z_{\text{prise}}$  à l'aide de la formule ci-dessous et déterminer le facteur de correction  $f_{\text{tm}}$  (voir page suivante):

$$Z_{\text{prise}} = Z_d \left( 0,5 - \left( \frac{D-d}{6a} \right) \right)$$

D : Diamètre primitif de la grande poulie.

d : diamètre primitif de la petite poulie.

a : entraxe.

$Z_d$ : nombre de dents de la petite poulie.

$Z_{\text{prise}}$ : nombre de dents en prise.

Le nombre de dents en prise ayant été déterminé, multiplier la puissance transmissible par le facteur de correction  $f_{tm}$  du tableau ci-contre.

Dents en prise - facteur de correction

$Z_{\text{prise}}$	$f_{tm}$
6 dents ou plus	1.00
5	0.80
4	0.60
3	0.40

### G Choix des poulies

**Q14:** A l'aide de l'extrait de tableau ci-contre, choisir les **références des poulies** retenues.

Spécification des poulies

Référence des poulies	Nbre de dents	Diamètre primitif
8 M 34S	34	86.58
8 M 36S	36	91.67
8 M 38S	38	96.77
8 M 40S	40	101.86
8 M 45S	45	114.59
8 M 48S	48	122.23
8 M 50S	50	127.72
8 M 56S	56	142.60
8 M 60S	60	152.79

### 1.3/ COMPLEMENT POUR LE DOSSIER DE MAINTENANCE

L'installation de la courroie nécessite la connaissance de la tension statique de pose minimale ainsi que la force de *déflexion* minimale et maximale.

Pour les calculs, sans tenir compte des résultats précédents, on prendra une courroie **8 M 1120** de largeur 36 mm.

#### Répondre sur DR2

**Q15:** A l'aide du tableau ci-contre déterminer la **tension de pose  $T_{st}$**  minimale.

Tension de pose

Largeur de la courroie	Tension de pose mini $T_{st}$ (N)
12	125
21	220
36	375
62	645

**Q16:** A l'aide des informations ci-dessous déterminer:

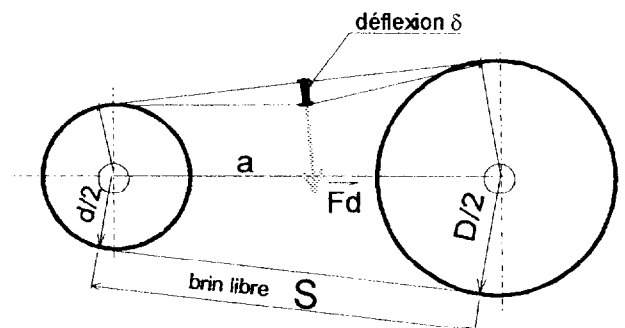
- la longueur du "brin libre"  $S$ ,
- la déflexion  $\delta$  (en mm),
- la force de déflexion mini  $Fd_{\text{mini}}$  (en N),
- la force de déflexion maxi  $Fd_{\text{Max}}$  (en N).

$$S = \sqrt{a^2 - \left(\frac{D-d}{2}\right)^2}$$

$$\delta = \frac{1}{100} \text{ de } S$$

$$Fd_{\text{mini}} = \frac{T_{st} + 240 \times \left(\frac{S}{Lp}\right)}{25}$$

$$Fd_{\text{Maxi}} = \frac{1,1 \times T_{st} + 240 \times \left(\frac{S}{Lp}\right)}{25}$$



a: entraxe en mm.  
D: grand diamètre en mm.  
d: petit diamètre en mm.  
Lp: longueur primitive en mm.

## 2/ REPRESENTATION DE LA MODIFICATION DE TRANSMISSION DE PUISSANCE : (Poulies, courroie et galet tendeur.)

Le but de cette étude est de réaliser la conception:

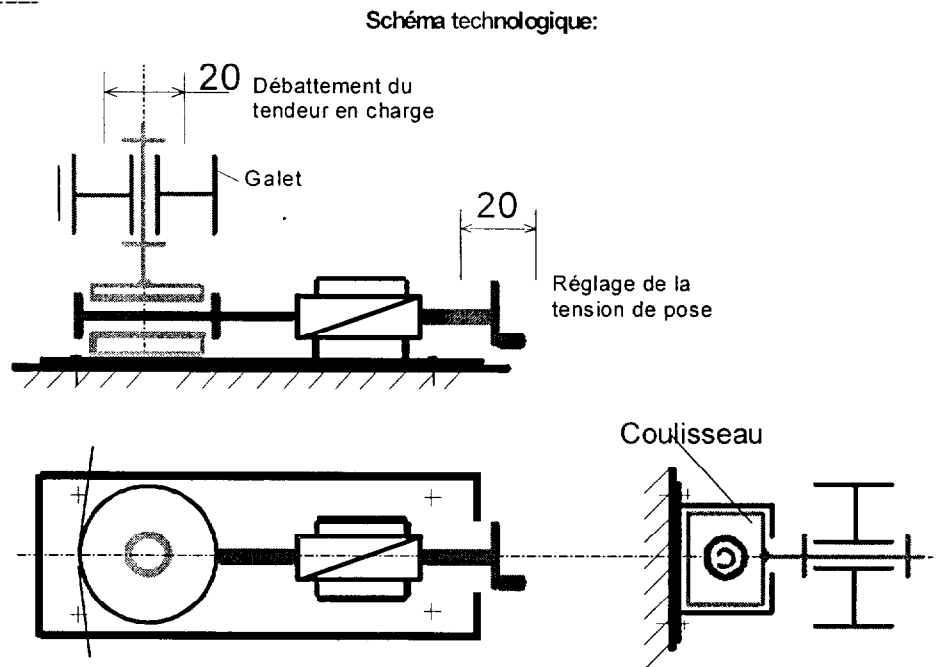
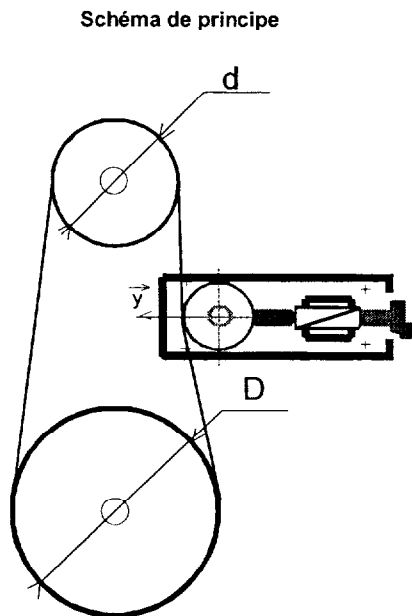
- du système de tension de courroie.
- la liaison complète poulie-motrice / arbre-moteur. (Voir DT1 et DT4).

### 2.1/ REPRESENTATION DU SYSTEME DE TENSION DE COURROIE

L'axe de rotation du moteur ainsi que celui de la broche étant fixes, il faut prévoir un dispositif de tension de la courroie.

**Q17:** On donne ci-dessous le schéma de principe d'un dispositif de tension de la courroie. Proposer, en utilisant le plus possible les symboles normalisés, le schéma de principe d'un autre dispositif de tension de courroie (répondre sur le document DR3).

Solution retenue par le service de maintenance:



**Q18:** A partir de l'extrait du cahier des charges ci-dessous, compléter le dessin représenté sur le **DR4** à l'échelle **0,5 : 1** en trois vues:

- vue de face coupe A-A
- vue de droite
- vue en coupe B-B.

**Rq:** La position de l'axe du galet représentée sur le **DR4** correspond à la fin de course de réglage du dispositif de tension de la courroie.

Ne représenter les formes cachées que si elles sont utiles à la compréhension du projet.  
Coter le diamètre de l'arbre qui porte les roulements et celui de l'alésage du galet.

**Extrait du cahier des charges technique :**

- La liaison pivot du galet sur son axe est réalisée par deux roulements rigides à billes. Prévoir la forme extérieure du galet, afin qu'il ait un contact suffisant avec la courroie.
- Le support du galet (coulisseau) sera réalisé à partir d'une barre à section carrée (que l'on pourra usiner).
- Le réglage de tension de la courroie nécessite une course de l'ensemble (*coulisseau et galet*) de **20 mm** suivant  $\vec{y}$ .
- La tension de la courroie sera réglée à partir d'une liaison hélicoïdale.

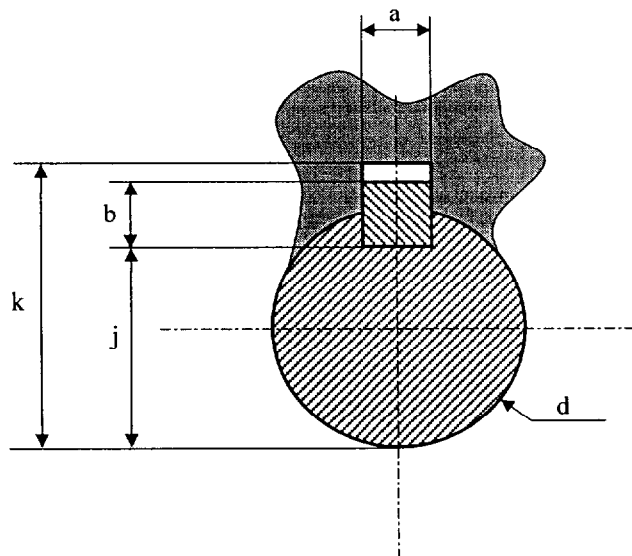
**2.2/ REPRESENTATION DE LA LIAISON COMPLETE POULIE / ARBRE-MOTEUR.**

**Répondre sur DR4**

**Q19:** Représenter cette liaison complète sur le **DR4**, en vue de face coupe A-A uniquement.

Utiliser une clavette parallèle à bouts ronds :

- de hauteur **b = 8 mm** (h11),
- de largeur **a = 12 mm** (h9).



**Dimensions annexes :**  $j = d - 5$  ;  $k = d + 3.3$  ; tolérance de la cote « a » sur le moyeu : D10, tolérance de la cote « a » sur l'arbre : N9.

Pour le maintien en position, utiliser une vis C HC, M 10-35 et une rondelle.



### 3/ CHOIX D'UNE NOUVELLE BUTÉE À ROULEAUX CYLINDRIQUES :

(Voir DT4 et DT6)

La durée de vie de la butée double effet à rouleaux cylindriques étant très faible, il convient de la redimensionner.

Le but de cette étude est de :

- calculer la durée de vie de la nouvelle butée à rouleaux cylindriques,
- choisir cette butée à rouleaux cylindriques.

*Les effets d'inertie obligent à modifier le cahier des charges de la machine. On prendra comme nouvelle condition limite, une vitesse maximale qui correspond à l'usinage d'une pièce en aluminium,*

- $F_a = 14\,500$  N (cas de pièces en Alu.  $\varnothing 80$  mini. pour  $N = 1194$  tr/min).
- Butée à rouleaux cylindriques actuelle: **série 811 05 TN (DT9)**.

#### 3.1/ CALCUL DE LA DURÉE DE VIE DE LA BUTÉE.

**Répondre sur DR3**

**Q20:** Calculer la durée de vie en heures  $L_{10h}$  de la butée double effet à rouleaux cylindriques, dans ces nouvelles conditions et conclure.

#### 3.2/ CHOIX D'UNE NOUVELLE BUTEE

**Répondre sur DR3**

**Q21:** En justifiant les calculs, donner la désignation de la nouvelle butée double effet à rouleaux cylindriques pour avoir une durée de vie de **20 000 heures**. Préciser les conséquences sur les pièces environnantes de la butée.

### 4/ DIMINUTION DU TEMPS DE FERMETURE DES PORTES :

L'ouverture et la fermeture des portes ne peut pas se faire en temps masqué, il est donc nécessaire de diminuer le temps de fermeture de celles-ci afin de réduire le temps de cycle d'usinage.

#### 4.1/ IDENTIFICATION DES COMPOSANTS

**Répondre sur DR3**

**Q22:** A partir du schéma hydraulique de l'installation (DT10), nommer les éléments repérés **1**, **2**, **3**, **4**, **5** et donner leur fonction.

## 4.2/ DEBITS UTILES ET ETUDE DES SOLUTIONS

### Répondre sur DR5

**Q23:** Calculer le débit  $Q_{1p}$  de la pompe, nécessaire pour fermer une porte dans les conditions suivantes:

- La course d'une porte est  $C = 360 \text{ mm}$ .
- Le diamètre du piston du vérin est  $\varnothing d = 50 \text{ mm}$ .
- La durée de fermeture souhaitée est  $t_1 = 1,2 \text{ s}$ .

En déduire le débit  $Q_{2p}$  de la pompe, nécessaire pour fermer les deux portes.

Le débit maximum utile de la pompe actuelle étant  $Q_{up} = 20 \text{ l/min}$ , quelle conclusion peut-on en tirer ?

**Q24 :** Proposer **deux idées de solutions** autres que l'usage d'un accumulateur pour résoudre le problème qui découle des résultats de **Q23**. Formuler le cas échéant des remarques sur les conditions à vérifier pour valider ces idées de solutions.

## 4.3/ INSTALLATION D'UN ACCUMULATEUR

Le service de maintenance choisit d'insérer un accumulateur dans le circuit hydraulique d'alimentation des vérins de portes.

**Q25 :** Calculer le débit  $Q_{acc}$  que doit fournir l'accumulateur pendant la fermeture.

En déduire le volume d'huile  $\Delta V_{acc}$  que l'accumulateur doit être en mesure de délivrer. (Voir **DT10**).

**Q26 :** Modifier sur **DR5** le schéma hydraulique de l'installation en insérant l'accumulateur en **A**.

On précise que pour être conforme aux contraintes d'homologation en matière de sécurité, le circuit d'alimentation des vérins de portes doit comporter les dispositifs suivants :

- une vanne de décharge,
  - une vanne d'isolement,
  - un limiteur de pression,
  - un manomètre,
  - un clapet anti-retour (*pour protéger la pompe*).
-