

BREVET DE TECHNICIEN SUPERIEUR

INDUSTRIES PAPETIÈRES

ÉPREUVE E4

Analyse fonctionnelle et structurelle des systèmes

Sous épreuve E41

Analyse du comportement d'un mécanisme

Durée : 3 heures

coefficient : 2,5

Actionneur de vanne

Tout document interdit

Calculatrice à fonctionnement autonome autorisée
(circulaire 99-186 du 16/11/99)

Ce sujet comporte :

A- Présentation du système :	A1 à A3
B- Sujet:	
Questionnaire :	B1 à B7
Documents réponse :	BR1 à BR8 et feuilles de copie
Documentation	BAN1

Indication de durée :

Lecture du sujet	15mn
Analyse du fonctionnement de l'actionneur de vanne	45mn
Etude statique des performances de l'actionneur	40mn
Etude de la résistance des bielles	20mn
Etude du groupe moteur-pompe P2	60mn

8ITANA1	BTS Industries Papetière	Session 2008
	Sous épreuve E41	

PRESENTATION

Description du fonctionnement

Raffinage :

Les cuviers Cuv1, Cuv2 et Cuv3 sont équipés de transmetteurs de niveau: plein/vide avec signalisation sur synoptique: haut/bas.

Les agitateurs de cuviers Cuv1, Cuv2 et Cuv3 sont commandés chacun par boutons poussoirs MARCHE-ARRET signalé sur synoptique.

Les vannes trois voies V 3/1 et V 3/3 sont commandées chacune par un commutateur à trois positions : C1 - auto - C2.

La vanne trois voies V3/2 sera commandée par un commutateur à deux positions : Raffinage - Expédition.

Le choix du raffinage sera fait par un contacteur à deux positions : Hydracycle - Duocycle.

Fonctionnement Hydracycle :

Le cuvier Cuv1 étant en remplissage, les vannes V3/1 et V3/3 sont orientées sur Cuv1 et V3/2 sur le raffinage.

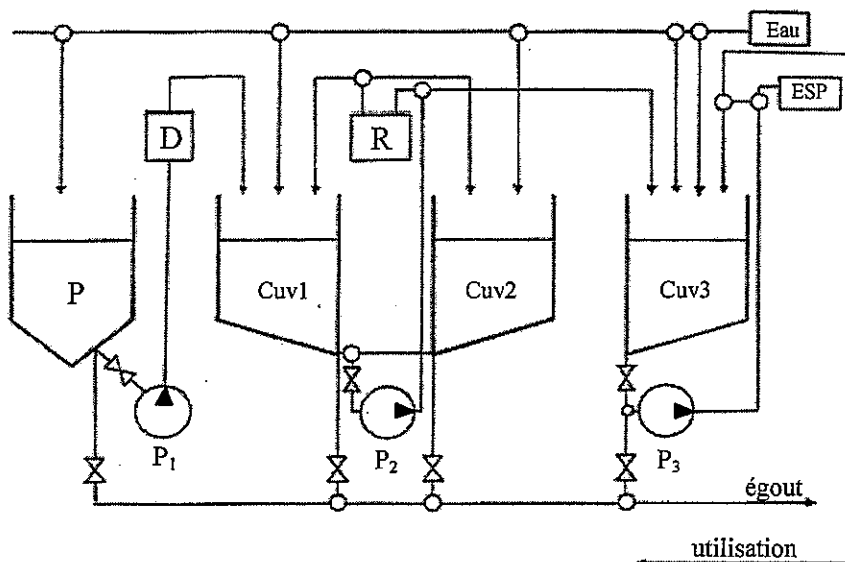
L'affichage sur la minuterie (compris entre 5 et 60mn) étant réalisé, l'action sur un bouton poussoir de confirmation autorisera la mise en route du raffineur puis de la pompe P2 par boutons poussoirs. Le raffineur sera alors serré conformément aux consignes.

Marche - arrêt :

Lorsque le temps de cycle sera écoulé, on arrêtera la pompe puis le raffineur et on desserrera ce dernier.

Pour expédier la pâte vers le cuvier Cuv3, la vanne V3/2 sera mise en position expédition, la pompe P2 remise en route jusqu'à ce que le contrôle de niveau bas de Cuv1 s'allume.

Présentation de l'ensemble :

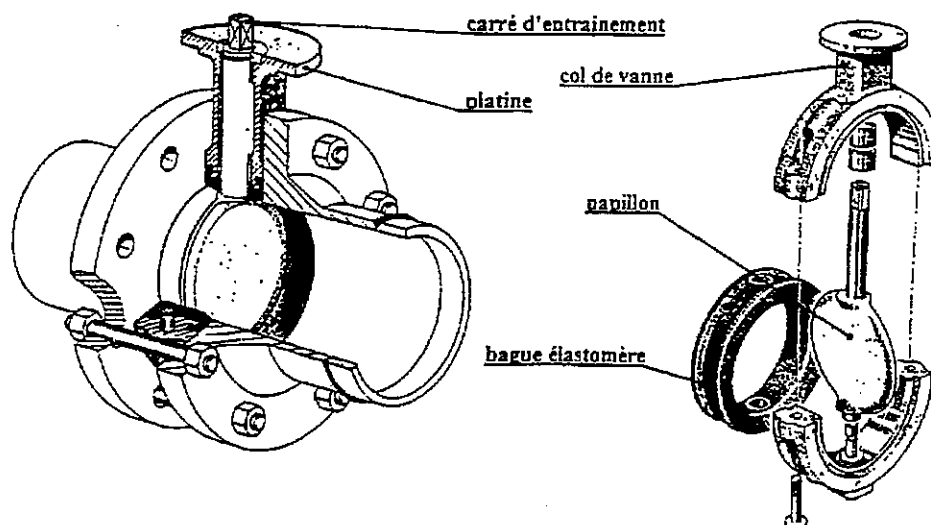


P	Pulpeur
D	Dépastilleur
R	Raffineur
E.S.P	Epurateur . Sous . Pression
Cuv 1	Cuvier de stockage . raffinage
Cuv 2	Cuvier de stockage . raffinage
Cuv 3	Cuvier de stockage
P 1	Pompe n° 1
P 2	Pompe n° 2
P 3	Pompe n° 3
Repère	Désignation

Présentation de l'actionneur de vanne :

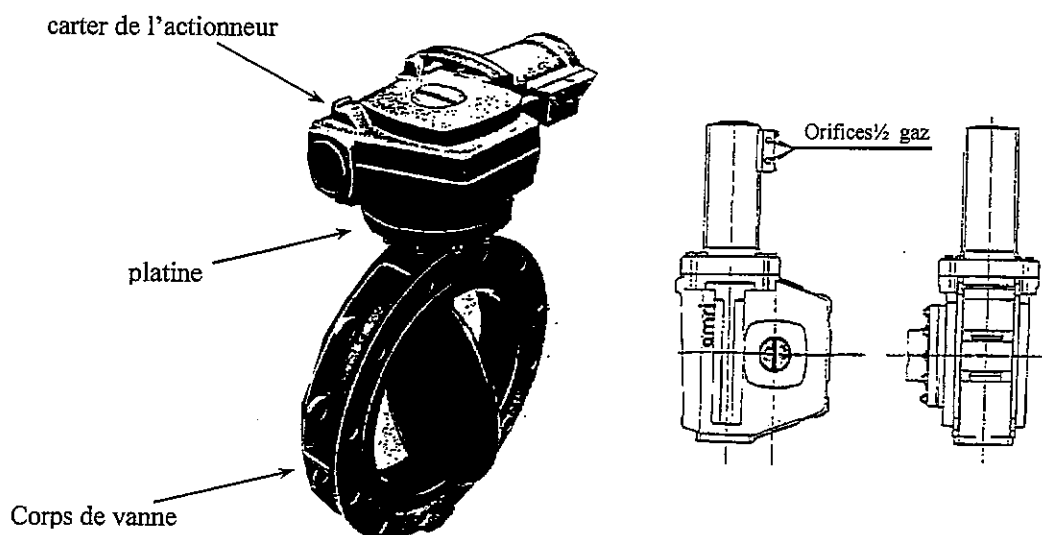
Mise en situation :

Cette vanne a pour fonction de réguler, d'interrompre ou de rétablir les écoulements dans les conduites et cela avec la garantie d'une étanchéité totale et durable.



Implantation :

Le carter de l'actionneur est bridé sur la platine du corps de vanne. L'élément de puissance est un vérin hydraulique fixé au carter de l'actionneur.



Caractéristiques générales :

L'actionneur ACTO 31 H permet de motoriser les vannes. Il est alimenté par une pression de 60 bars et il agit sur le carré d'entraînement solide du papillon qui fait office d'obturateur de la vanne.

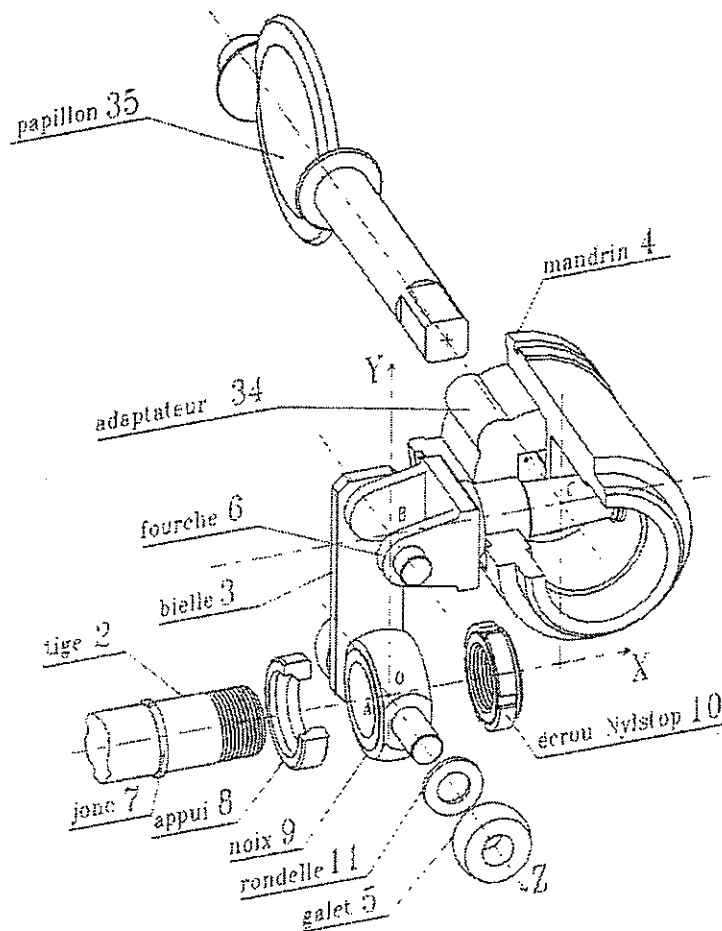
Les caractéristiques générales de cet actionneur en font, selon le constructeur, un produit tout particulièrement adapté pour :

- 1- Assurer la rotation du papillon de un quart de tour de la position fermée à la position ouverte et réciproquement.
- 2- Interrompre très progressivement le débit afin d'éviter les coups de bélier générateurs de surpressions dangereuses pour les conduites.
- 3- Fournir un couple moteur C_m plus important au voisinage de la position fermée. En effet, pour ces positions la composante principale du couple résistant C_r augmente lorsque le papillon déforme la bague en élastomère qui fait office de joint d'étanchéité.
- 4- Assurer un verrouillage mécanique en position fermée.

La perspective de ce document représente une partie des pièces mobiles du mécanisme de l'actionneur ACTO 31 H.

Le mandrin 4 et l'appui 8 sont en partie coupés. La deuxième bielle 3 n'est pas représentée.

L'ensemble est en position correspondant à la vanne fermée. Dans cette position, la bielle 3 est verticale, le point A est confondu avec le point O, origine du repère de référence.



QUESTIONNAIRE

Analyse du fonctionnement de l'actionneur de vanne

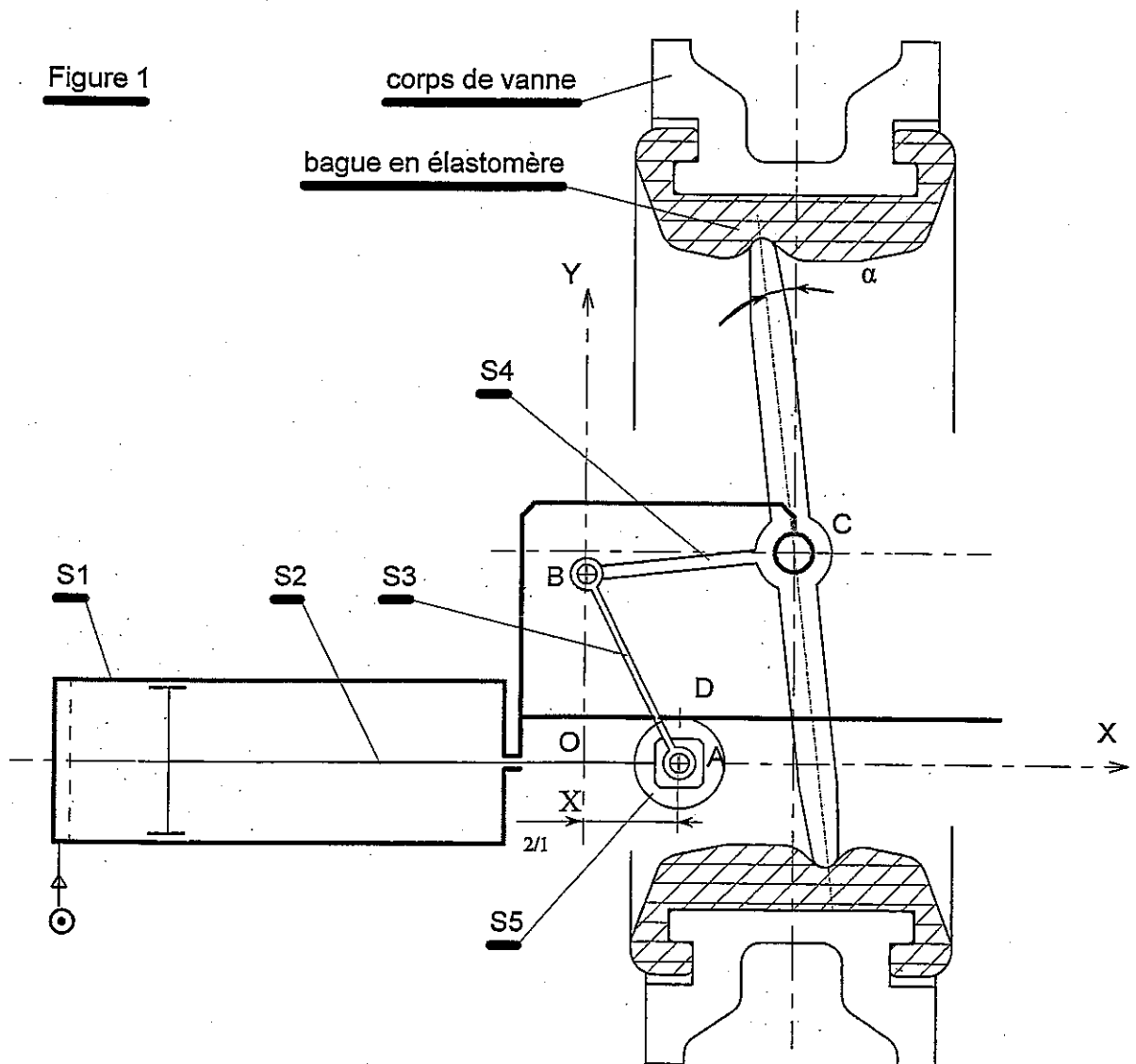
Cette première partie vise à la compréhension du fonctionnement du mécanisme d'un actionneur de vanne et à vérifier son bon fonctionnement.

L'étude se fera dans le plan Oxy.

- **On note :**

- S_1 l'ensemble des pièces immobiles, le **carter de l'actionneur** sera pris comme référence.
- S_2 l'ensemble des pièces animées du même mouvement que la **tige 2** du vérin.
- S_3 l'ensemble constitué par les **bielles 3**.
- S_4 l'ensemble des pièces animées du même mouvement que le **mandrin 4**.
- S_5 l'ensemble constitué par les **galets 5**.

La figure ci-dessous représente le schéma de principe du mécanisme en projection dans le plan Oxy. Le point A du solide S_2 s'est déplacé de $X_{2/1} = 30\text{mm}$ et le solide S_4 a tourné de $\alpha_{4/1} = 6^\circ$ par rapport à la position vanne fermée.



- Q1.** Rechercher et identifier par leur repère toutes les pièces appartenant au solide S2 animé d'un mouvement de translation rectiligne de direction Ox.
- Q2.** Rechercher et identifier par leur repère toutes les pièces appartenant au solide S4 animé d'un mouvement de rotation autour de l'axe Cz.

On se propose, dans la phase d'ouverture de **la vanne**, de trouver la relation entre la rotation du mandrin et la position de **la tige 2** du vérin (à laquelle on associe la position occupée par le **centre A de la noix 9** le long de l'axe Ox). Cette étude sera conduite sur le document réponse **BR6 sur 8** dont les **figures 1 et 2** représentent respectivement à l'échelle 1:2, le papillon en position « vanne fermée » et en position « vanne ouverte ».

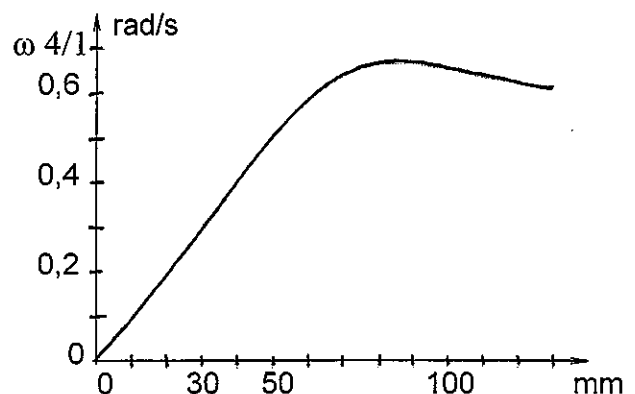
- Q3.** Représenter, sur la **figure 2** du document réponse **BR6 sur 8**, la trajectoire du **point B** appartenant à S4 dans son mouvement par rapport à S1, et la trajectoire du **point A** appartenant à S2 dans son mouvement par rapport à S1.
- Q4.** Indiquer sur cette figure les positions occupées par les **points A et B** lorsque la vanne est fermée.
- Q5.** En déduire graphiquement la course de **la tige 2** du vérin sachant que **AB = BC = 65mm**.

On désire maintenant étudier la vitesse angulaire de rotation **du mandrin 4** en phase de fermeture de la vanne. Cette étude, à caractère essentiellement cinématique, sera conduite à partir de deux positions particulières du mécanisme qui sont représentées sur le document réponse **BR7 sur 8** (les **figures 1 et 2** représentent la **bielle 3** respectivement pour $x_{2/1} = 30 \text{ mm}$ et pour $x_{2/1} = 0$ en position « vanne fermée »).

- Q6.** Tracer sur le document **BR7 sur 8**, pour les deux positions du mécanisme, le vecteur vitesse $\vec{V}_{BS4/S1}$ sachant que la tige du vérin rentre à la vitesse de **40 mm/s** en phase de fermeture de la vanne. (Justifier votre construction graphique).
- Q7.** En déduire dans chacune des positions étudiées, la vitesse angulaire de rotation **du mandrin 4** par rapport au **corps 1**. (Justifier votre réponse).

On se propose de vérifier que l'actionneur étudié permet d'assurer une fermeture progressive de la vanne. La courbe ci-après, obtenue à l'aide d'un logiciel de simulation, donne la vitesse angulaire de rotation **du mandrin 4** dans son mouvement par rapport au corps 1 en fonction de la position de **la tige 2** du vérin dont la vitesse est supposée constante et égale à **40 mm/s**.

- Q8.** Interpréter la courbe, quant à la progressivité de la fermeture de la vanne, lorsque la tige du vérin rentre de 50mm à 0mm.



Étude statique des performances de l'actionneur

Validation du dimensionnement du vérin

On se propose d'étudier les caractéristiques du vérin de l'actionneur ACTO 31H.

Hypothèses et données :

- Pression : 60bar
- Diamètre du piston : 50mm
- Diamètre de la tige : 16mm
- course : 130mm
- vitesse de déplacement du piston : 40mm/s

Q9. Déterminer la force en bout de tige du vérin, pour la **fermeture** et pour l'**ouverture** de la vanne.

Q10. Calculer la puissance développée au cours du déplacement du vérin.

Validation du dimensionnement de l'actionneur

Le constructeur dans sa documentation technique, précise que l'actionneur ACTO 31H peut fournir un «couple moteur C_m » toujours supérieur au «couple résistant C_r » réellement nécessaire pour actionner la vanne. Vérifions cette affirmation.

Hypothèses et données :

Les poids des diverses pièces, faibles devant les actions mécaniques exercées, sont négligés.

Les frottements sont négligés dans toutes les liaisons.

La résistance au roulement entre **les galets 5** et **le corps 1** est négligée.

Les actions mécaniques exercées :

par **la noix 9** sur **les deux bielles 3**

par **la fourche 6** sur **les deux bielles 3**

par les deux pistes **du corps 1** sur **les deux galets 5**

sont, pour chacune d'elles, représentables par des glisseurs situés dans le plan Oxy du mécanisme.

Session 2008	BTS Industries Papetières - Épreuve E41	Page B3 sur 7
8ITANA1	Sujet	

Le « couple moteur C_m », au sens où l'entend le constructeur, correspond au moment par rapport à l'axe z passant par le point C (voir document réponse **BR8 sur 8**) du glisseur représentant l'action mécanique des **deux bielles 3 sur la fourche 6**. Il s'exerce par l'intermédiaire des bielles, de la fourche et du manchon sur le carré d'entraînement du papillon. Il est déterminé pour une poussée du piston supposée constante tout au long de sa course et égale à **1200daN** pour une pression d'alimentation de 60 bars.

Le « couple résistant C_r » est déterminé expérimentalement. Il s'exerce sur le papillon. Il a notamment pour origine la déformation par le papillon au cours de la manœuvre de la vanne, de la bague élastomère qui fait office de joint d'étanchéité.

La position retenue pour l'étude proposée (voir document **BR8 sur 8**) correspond à une sortie de la tige du vérin de **30mm**.

Détermination de l'effort transmis par les deux bielles 3 :

Le glisseur qui représente l'action mécanique exercée par les **deux bielles 3** sur la fourche 6 est porté par la **droite (AB)**. Justifier cette affirmation en isolant une **des bielles 3**.

Données supplémentaires :

Dans la situation étudiée, l'action de la **tige 2** du vérin est transmise à la **noix 9** et est représentable en **A** par un glisseur.

$$\{ T_{8/9} \} =_A \{ \vec{F}_{8/9}, \vec{0} \} \text{ ou sous la forme : } \left\{ \begin{array}{c|c} 1200 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_{(xyz)}$$

Le **module de 1200daN** associé à cette action est obtenu pour la pression maxi d'alimentation du vérin.

On admettra l'existence d'un contact ponctuel en **D** entre le **galet 5** et le **corps 1**. Le glisseur représentant l'action mécanique du **corps 1** sur les **galets 5** est porté par une droite parallèle à l'axe y .

Remarque :

La méthode de résolution graphique est recommandée, cependant vous pouvez résoudre le problème analytiquement, il suffit pour cela de relever sur le document **BR8 sur 8** à l'échelle les dimensions nécessaires et de savoir que la **bielle 3** a tourné de **27°** autour de l'axe (Az) depuis sa position initiale.

Q11. Déterminer complètement l'action mécanique exercée par la **fourche 6** sur la **bielle 3**, en étudiant l'**équilibre du système (9+5+3)** représenté par la **figure 2** du document **BR8 sur 8**.

Vérification du couple moteur C_m .

Quels que soient les résultats de la question précédente, on prendra, pour représentant de l'action mécanique exercée par les deux bielles 3 sur la fourche 6, un glisseur porté par la droite (AB) et de module **2620 daN**.

Q12. Dans la position du mécanisme qui correspond à la **figure 1** du document **BR8 sur 8** et sachant que le point A a alors pour coordonnées **(-35, -65, 0)** dans le repère (C,x,y,z), calculer le module du moment par rapport à l'axe z passant par le point C de l'action des deux bielles 3 sur la fourche 6.

Q13. Quelle conclusion peut-on en tirer sachant que le couple résistant C_r a une valeur de **90daNm** dans cette position du mécanisme ?

Étude de la résistance des bielles

Le constructeur a choisi de réaliser les bielles 3 en acier **E 330**. Cet acier a pour caractéristiques : **$R_e = 330\text{MPa}$** et **$R = 600\text{MPa}$** .

On se propose par une étude en résistance des matériaux de valider le choix du constructeur.

Données :

On retiendra pour cette étude une valeur maximum du module de l'effort de traction exercé sur une bielle égale à **13 000N**.

Une bielle a une épaisseur de **6mm** et une largeur de **25mm**. Les alésages aux deux extrémités ont un diamètre de **12mm**.

Q14. Déterminer la contrainte normale dans la section S, la plus sollicitée. (exprimée en MPa)

Q15. Une étude informatique locale au niveau de la section S a permis de déterminer une contrainte normale maximale qui est égale à **200MPa**. En déduire la valeur du coefficient de sécurité adopté.

Q16. En appliquant la loi de Hooke, évaluer l'allongement d'une bielle 3. Pour ce calcul approché on prendra :

longueur initiale d'une bielle = 65mm

$E = 200\,000\text{MPa}$

Q17. Conclure quant à la validité du choix du constructeur.

Session 2008	BTS Industries Papetières - Épreuve E41	Page B5 sur 7
8ITANA1	Sujet	

Étude du groupe moteur - pompe P₂

On se propose ici de choisir la pompe P₂ destinée à transporter la pâte dans le circuit qui comportera la vanne ACTO 31H.

Hypothèses et données :

- Les vannes V_{3/1} et V_{3/3} sont orientées sur le cuvier Cuv₁ et V_{3/2} sur le raffineur.
- Les cuviers Cuv1 et Cuv2 sont ouverts à l'atmosphère.
- La vitesse de descente ou de montée dans le cuvier Cuv1 est négligeable.
- Diamètre de la conduite : 150mm
- Diamètre de la roue de la pompe : 507mm
- Concentration de la pâte : 3,5%
- Vitesse d'écoulement de la pâte dans la conduite : 1,1m/s
- Masse volumique de la pâte : 1000kg/m³
- Hauteur géométrique : 6,3m (la pompe se trouve à 6,3m en dessous du circuit)
- La conduite à l'aspiration mesure 22m et comprend :
 - Un orifice de sortie de cuvier à arête vive, 2 vannes manuelles à passage direct, 2 clapets de retenue, 2 coudes à 90°, 2 coudes à 45° et un tuyau rentrant.
- Au refoulement elle mesure 65m et comprend :
 - Deux tuyaux rentrants, 3 vannes manuelles à passage direct, 1 robinet d'équerre, 2 clapets de retenues, 4 coudes à 90° et 3 coudes à 45°.

Q18. Déterminer le débit de pâte (en m³/h) que doit transporter la pompe.

Q19. Déterminer les pertes de charges à l'aspiration et au refoulement pour le débit considéré en utilisant les documents fournis.

Q20. En déduire la hauteur manométrique totale et le type de pompe à utiliser.

Q21. On vous fournit les courbes caractéristiques de la pompe **BR3 sur 8** et on vous demande de déterminer, le rendement de la pompe au point de fonctionnement ainsi que la puissance qu'elle absorbe.

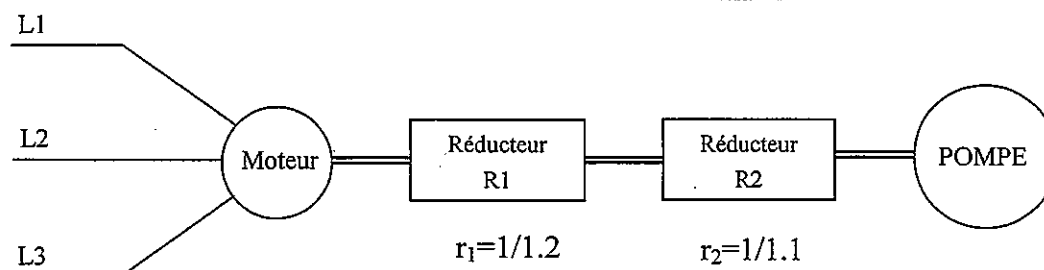
Q22. Vous devez choisir l'une des vitesses de rotation proposées afin d'assurer le fonctionnement correct de l'installation. Comment se traduit, sur l'installation, le fait d'utiliser cette vitesse, par rapport à la vitesse théorique ?

Q23. En déduire la puissance du moteur nécessaire, en fonction du rendement du moteur de 89% et d'une marge de sécurité de 15%.

Session 2008	BTS Industries Papetières - Épreuve E41	Page B6 sur 7
8ITANA1	Sujet	

Le moteur entraîne la pompe P_2 par l'intermédiaire de deux réducteurs R1 et R2 (réducteur R2 à chaîne et pignons).

IS LEROY		MOT. 8	LS 160L		
SOMER		N°734570 BJ 002 Kg 97			
IP55	cl.F	40° C	S1		
V	Hz	min ⁻¹	KW	COSφ	A
230	50	1455	15	0.85	
400					28.6



Pour éviter que le moteur ne subisse des échauffements importants, le constructeur précise que le temps de démarrage ne doit pas dépasser 1 seconde. Il est donc nécessaire de vérifier que le moteur de la pompe est capable d'assurer la mise en rotation de la roue de la pompe dans un temps inférieur à 1 seconde.

Pour déterminer le temps de démarrage, quelques calculs préliminaires sont nécessaires.

Hypothèses et données :

On considère pour la roue de la pompe que son axe forme un cylindre plein.

Masse de la roue de la pompe : 5kg

Rayon de la roue de la pompe : 507mm

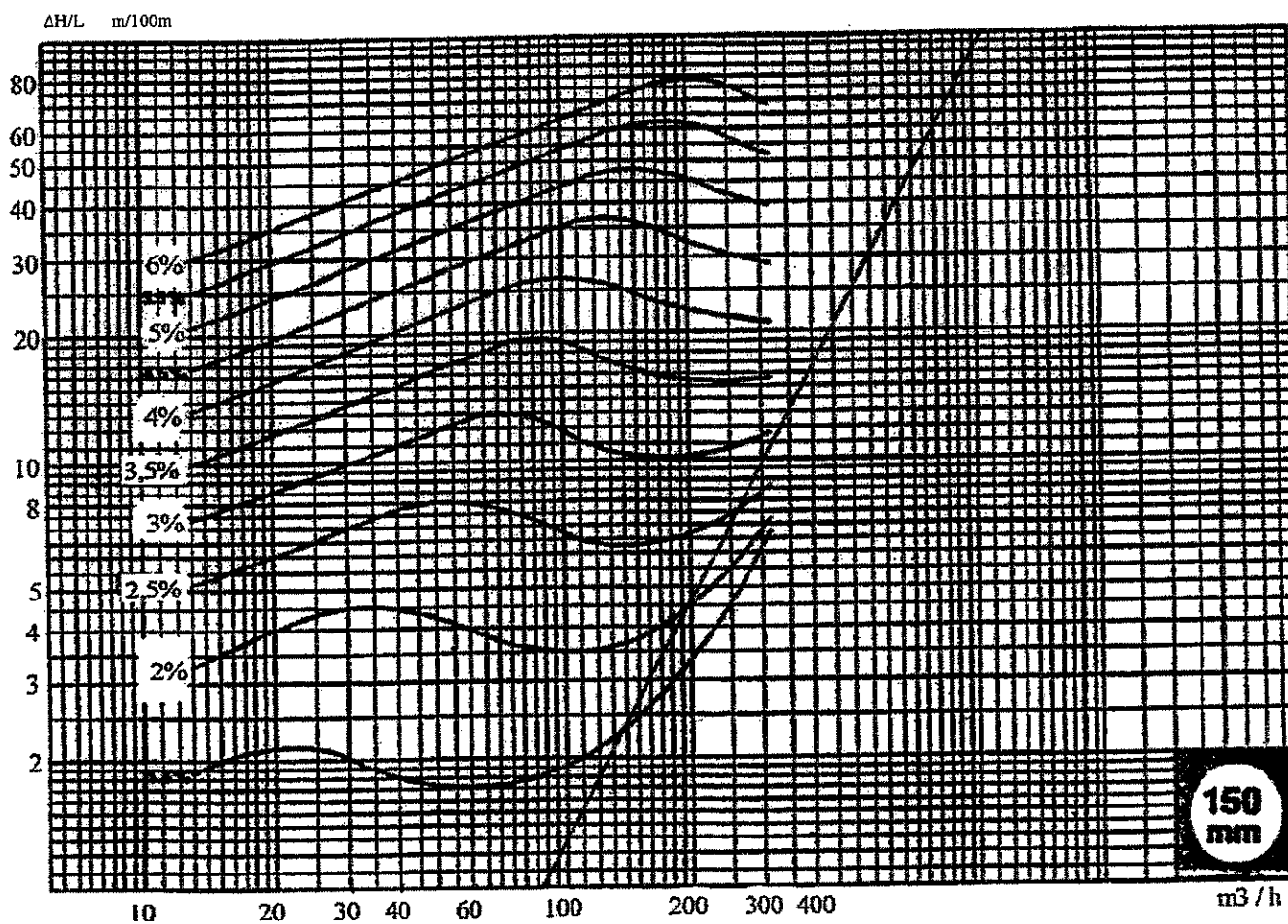
- Q24. Calculer le moment d'inertie de la roue de la pompe.
- Q25. Le moment de la roue ramené sur l'axe moteur est : $J_m = J_r \cdot r^2$, avec r le rapport de transmission global. Calculer J_m .
A partir de la référence du moteur et de sa documentation technique **BR4 sur 8**.
- Q26. Relever le moment d'inertie du rotor du moteur J, puis calculer le moment d'inertie total $J_T = J_m + J$.
- Q27. Calculer ensuite le moment de giration $MD^2 = 4J_T$.
- Q28. Le couple accélérateur **Ma** est donné : **4,35daNm**
A l'aide des résultats précédents et du document **BR5 sur 8** (chronogramme et abaque de détermination moteur), déterminer le temps de démarrage t du moteur. Indiquer s'il est compatible avec les données du constructeur.
- Q29. Connaissant la durée de la phase de démarrage du moteur, vous en déduirez l'accélération angulaire et le nombre de tours effectués par l'arbre du moteur.

DOCUMENTS REPONSES

Pertes de charges dans les accessoires ou accidents
Longueurs fictives équivalentes en mètres.

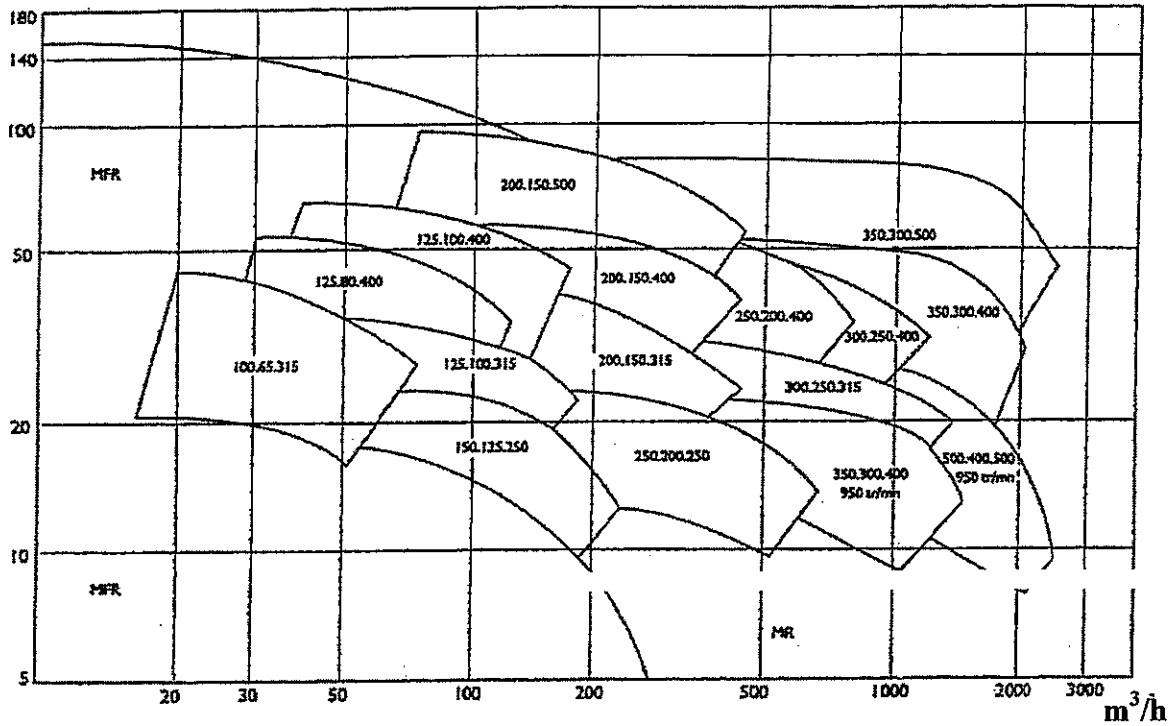
Accessoire Accident	Diamètre en mm								
	25	37.5	50	75	100	150	200	250	300
Angle à 90°	0.56	0.84	1.10	1.50	2.10	3.0	4.20	5.20	6.10
Angle à 45°	0.28	0.46	0.60	0.91	1.20	1.82	2.40	3.20	3.70
Té	0.35	0.53	0.63	0.77	0.98	1.20	1.52	1.87	2.36
Té	1.20	1.80	2.30	3.30	4.20	6.0	7.70	9.70	11.0
Boite retour 180°	0.56	0.74	1.10	1.50	2.10	2.86	4.20	5.20	5.72
Robinet à soupape	16.0	19.0	25	33	42	55	82	106	110
Vanne à passage direct	0.29	0.42	0.53	0.67	0.88	1.10	1.64	2.20	2.60
Robinet d'équerre	6.0	6.30	7.40	9.80	13.30	23.0	31.0	42.0	53.70
Clapet de retenue	2.50	4.20	6.0	9.40	13.30	22.90	32.30	44.0	55.70
Orifice de cloche	0.06	0.10	0.15	0.23	0.33	0.51	0.82	1.12	1.28
Orifice à arête vive	0.63	1.10	1.50	2.40	3.30	5.30	8.40	11.80	14.10
Tuyau rentrant	1.30	2.20	3.0	4.60	6.70	10.30	16.80	22.50	25.95

Pertes de charges régulières dans les conduites
en mce pour 100m de conduite (fonction de la concentration en %)



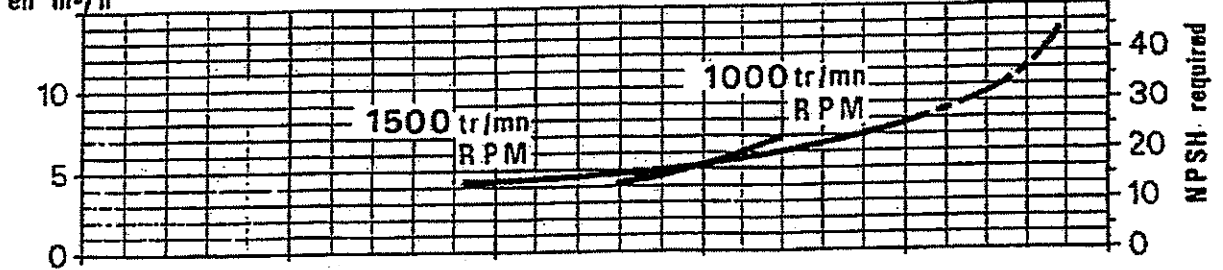
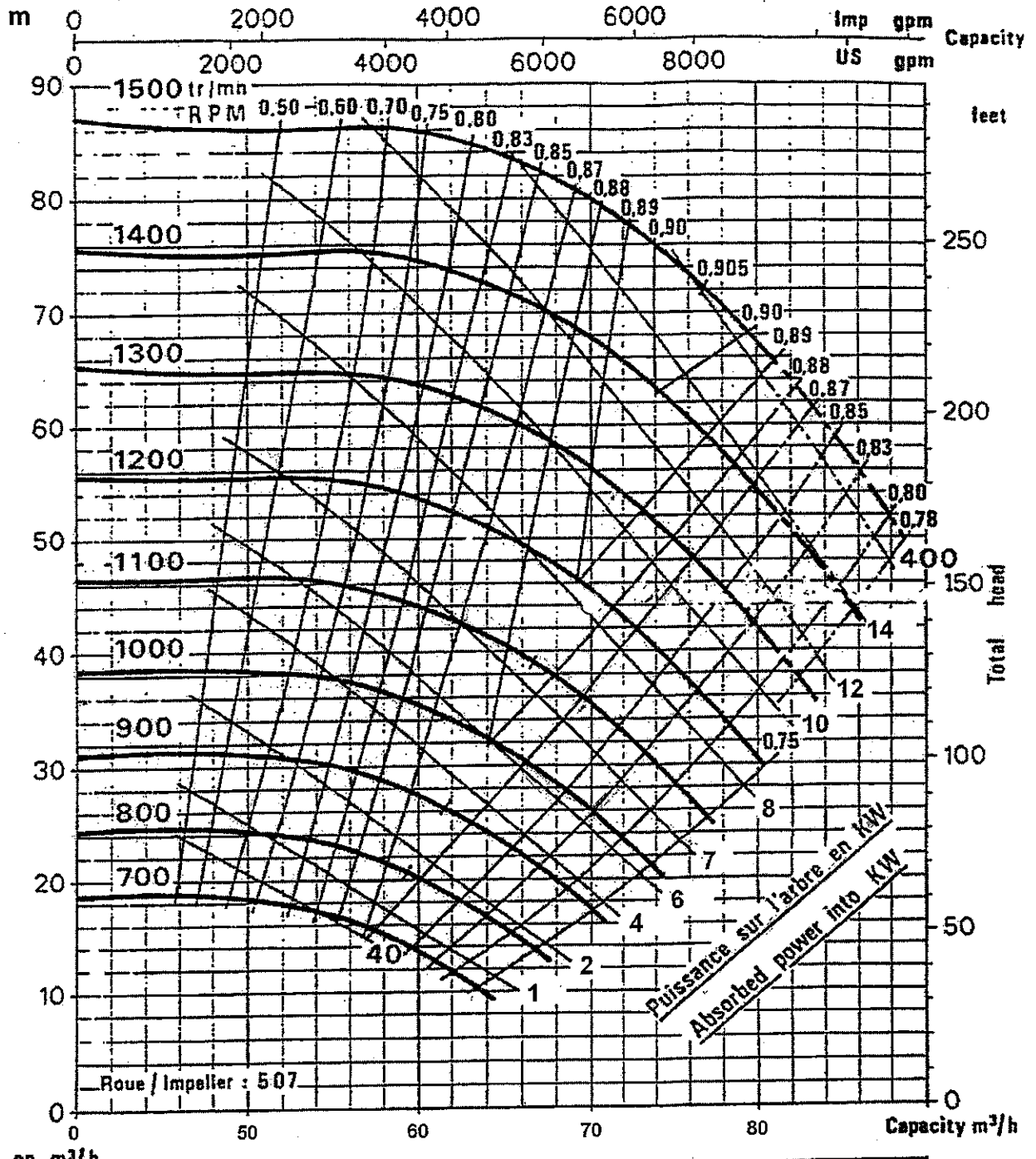
Plages de caractéristiques

Hmt



Pompes centrifugeuses multicellulaires

Pompes centrifuges 700tr/min 1500tr/min RPM



Moteurs asynchrones : caractéristiques électriques

Pompes centrifuges à aspiration axiale selon norme européenne EN 733

4 Pôles
1500 min⁻¹

IP 55
Cl. F - ΔT 80 K
MULTI-TENSION

RESEAU Δ 230 / Y 400 V

50 Hz

Type	Puissance nominale à 50 Hz	Vitesse nominale	Intensité nominale	Facteur de puissance	Rendement	Courant démarrage / Courant nominal	Couple démarrage / Couple nominal	Couple maximal / Couple nominal	** Courbe de couple	Moment d'inertie	Masse
	P_N kW	N_N min ⁻¹	$I_N(400V)$ A	$\cos \varphi$	η	I_D/I_N	T_D/T_N	T_M/T_N	N^*	J kg.m ²	IM B3 kg
LS 56 L	0.09	1370	0.36	0.7	55	2.9	2	2.2	2	0.00025	4
LS 63 E	0.12	1375	0.44	0.77	56	3	2.2	2.2	2	0.00035	4.8
LS 63 E	0.18	1410	0.62	0.75	63	3.7	2.3	2.3	2	0.000475	5
LS 71 L	0.25	1435	0.7	0.74	70	4.6	2.3	2.7	2	0.000675	6.4
LS 71 L	0.37	1425	1.12	0.7	70	4.4	2.3	2.6	2	0.00085	7.3
LS 71 L	0.55	1390	1.65	0.75	66	3.7	1.9	2.2	2	0.0011	8.3
LS 80 L	0.55	1400	1.6	0.74	68	4.4	2.1	2.2	3	0.0013	9
LS 80 L	0.75	1400	2	0.77	69	4.5	2.4	2.5	3	0.0018	10.5
LS 80 L	0.9	1425	2.3	0.73	73	5.7	2.6	3.8	2	0.0024	11.5
LS 90 S	1.1	1415	2.7	0.79	75	5.2	2.1	2.6	3	0.0032	14
LS 90 L	1.5	1420	3.5	0.79	78	5.9	2.8	3	2	0.0039	15
LS 90 L	1.8	1410	4.1	0.82	79	5.7	2.5	2.6	2	0.0049	17
LS 100 L	2.2	1430	5.1	0.81	75	5.3	1.9	2.4	3	0.0039	19.5
LS 100 L	3	1420	7.2	0.78	77	5.1	2.3	2.5	3	0.0051	22
LS 112 M	4	1425	9.1	0.79	80	5.7	2.4	2.6	2	0.0071	26
LS 132 S	5.5	1430	11.9	0.82	82	6.3	2.4	2.5	3	0.0177	39
LS 132 M	7.5	1450	15.2	0.84	84	7.7	2.7	3.1	2	0.0334	56
LS 132 M	9	1450	18.4	0.83	85	7.8	3	3.4	1	0.0385	62
LS 160 M	11	1450	21.3	0.85	87.8	5.6	2.1	2.5	8	0.054	80
LS 160 L	15	1455	28.6	0.85	89.1	6.5	2.7	2.8	8	0.073	97
LS 180 MT	18.5	1455	35.1	0.85	89.6	6.7	2.8	2.9	8	0.089	113
LS 180 L	22	1460	41.7	0.85	89.7	6.3	2.6	2.7	8	0.122	135
LS 200 LT	30	1460	55	0.87	90.5	6.6	2.7	2.6	8	0.151	170
LS 225 ST	37	1475	67	0.86	92.7	6.8	2.4	2.6	8	0.23	205
LS 225 MR	45	1470	81	0.86	92.8	6.5	2.8	2.6	8	0.28	235
LS 250 MP	55	1460	99	0.85	94.1	6.7	2.6	2.5	8	0.75	340
LS 280 SP	75	1480	135	0.85	94.1	6.9	2.6	2.7	8	1.28	445
LS 280 MP	90	1460	162	0.85	94.6	7.6	2.9	2.9	8	1.45	490
LS 315 ST	110	1490	193	0.86	95.5	7.8	2.9	2.9	8	2.74	720
LS 315 MR	132	1485	234	0.85	95.6	7.3	2.8	2.5	8	2.95	785
LS 315 MR	160	1485	276	0.87	96.1	8.4	3.0	3.3	8	3.37	855

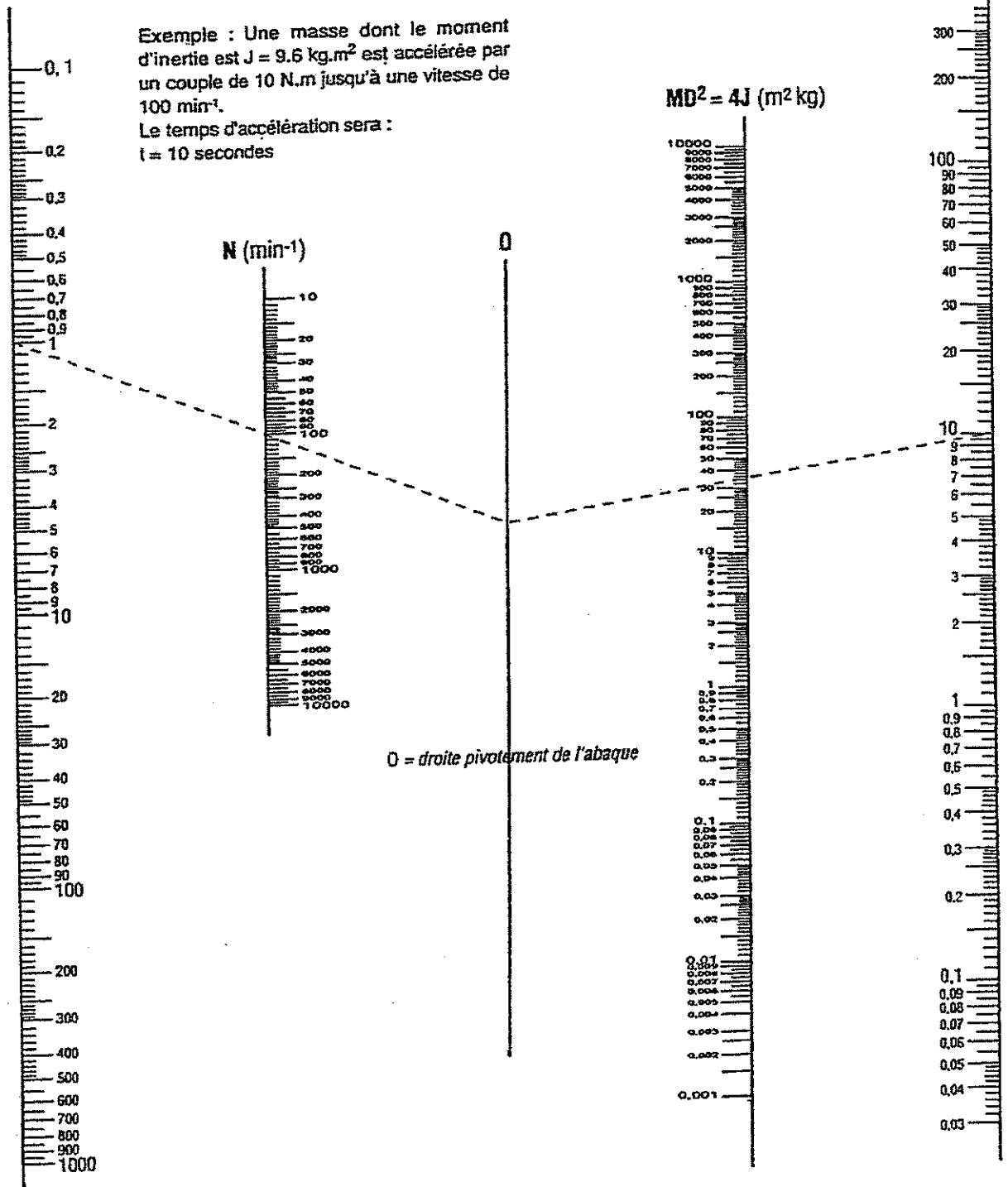
Abaque de détermination du temps de démarrage

Ma (daN.m)

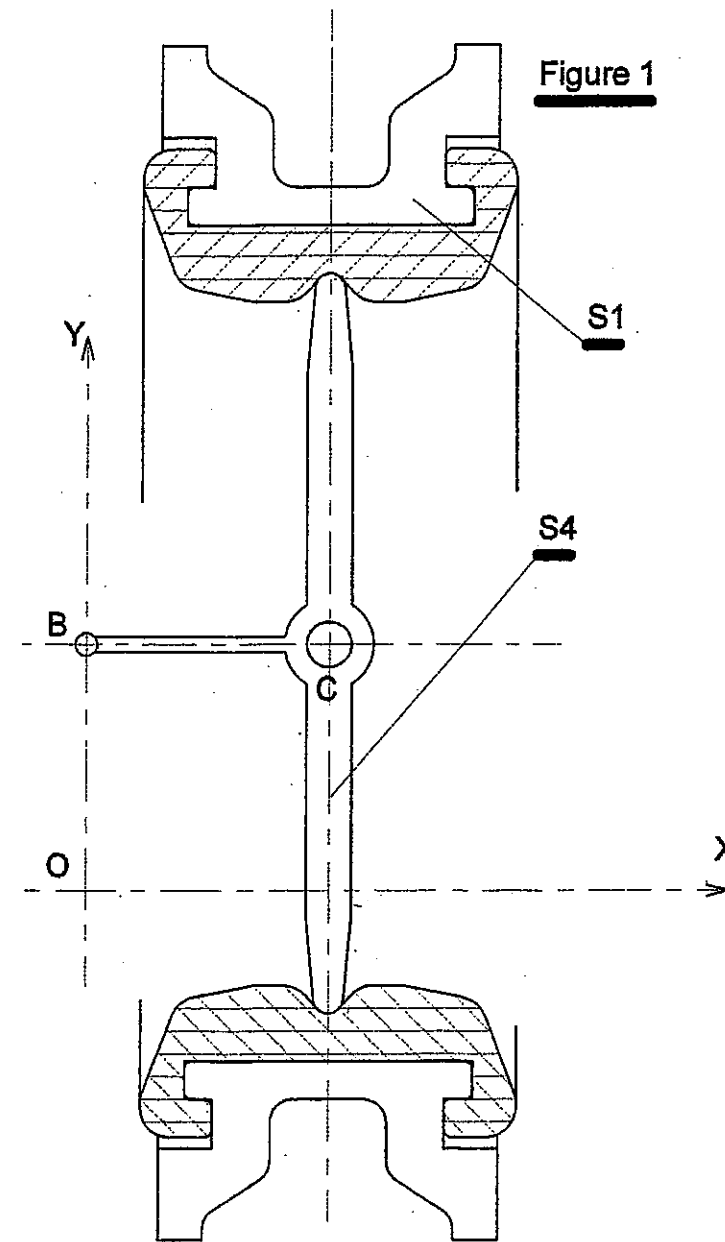
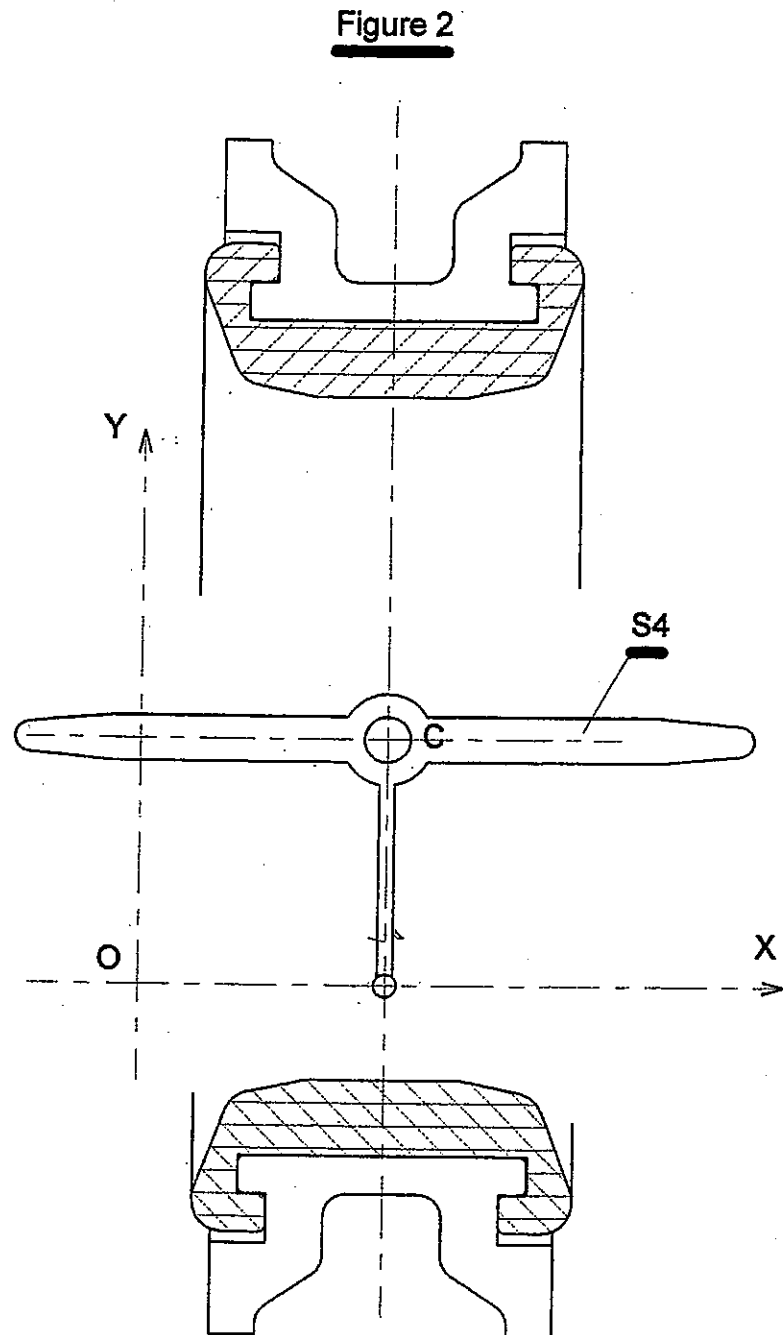
▼ Abaque de détermination du temps de démarrage

Exemple : Une masse dont le moment d'inertie est $J = 9.6 \text{ kg.m}^2$ est accélérée par un couple de 10 N.m jusqu'à une vitesse de 100 min^{-1} .
Le temps d'accélération sera :
 $t = 10 \text{ secondes}$

t (s)



Les dessins des figures 1 et 2 sont à l'échelle 1:2



Course =

Les dessins des figures 1 et 2 sont à l'échelle 1:1

Rappels : $AB = BC = 65\text{mm}$

$V_{A,2/1} = 40\text{mm/s}$

Échelle des vitesses des points $1\text{mm} \rightarrow 1\text{mm/s}$

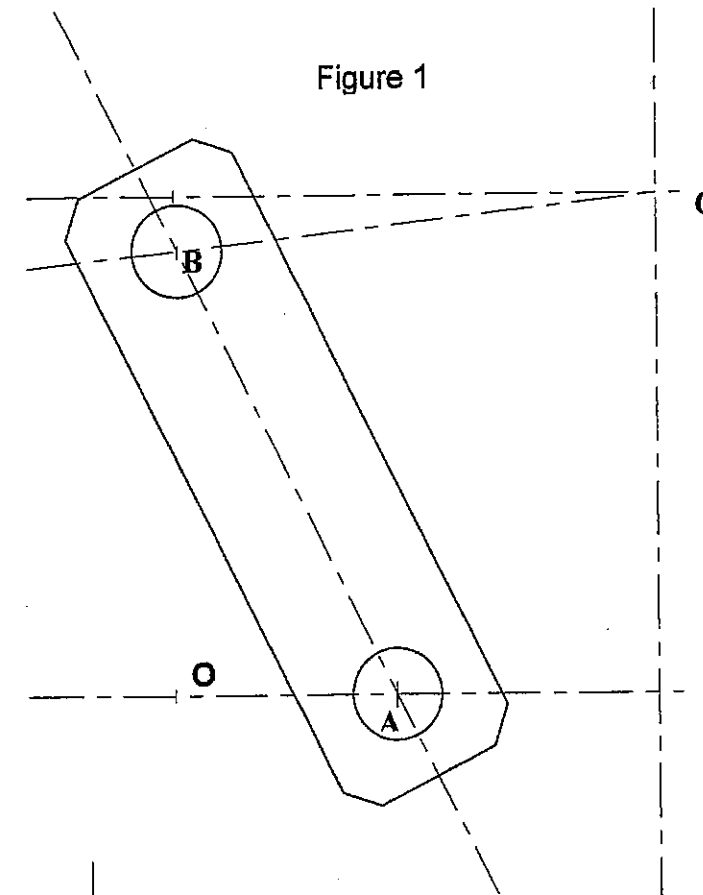
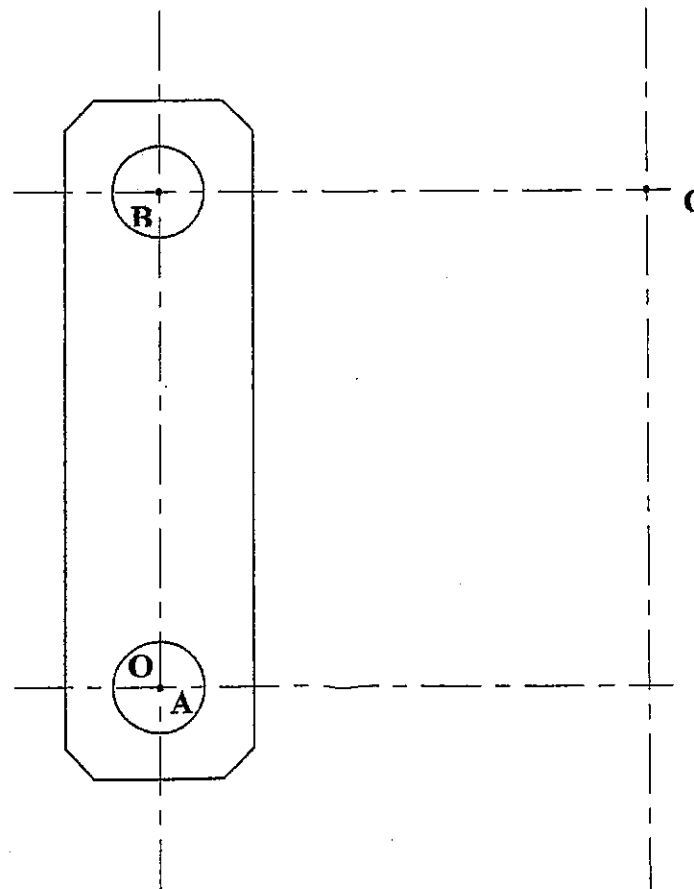


Figure 2



- Dessins à l'échelle 1 : 1
- Echelle des forces :
1cm ----- 400daN

Figure 2

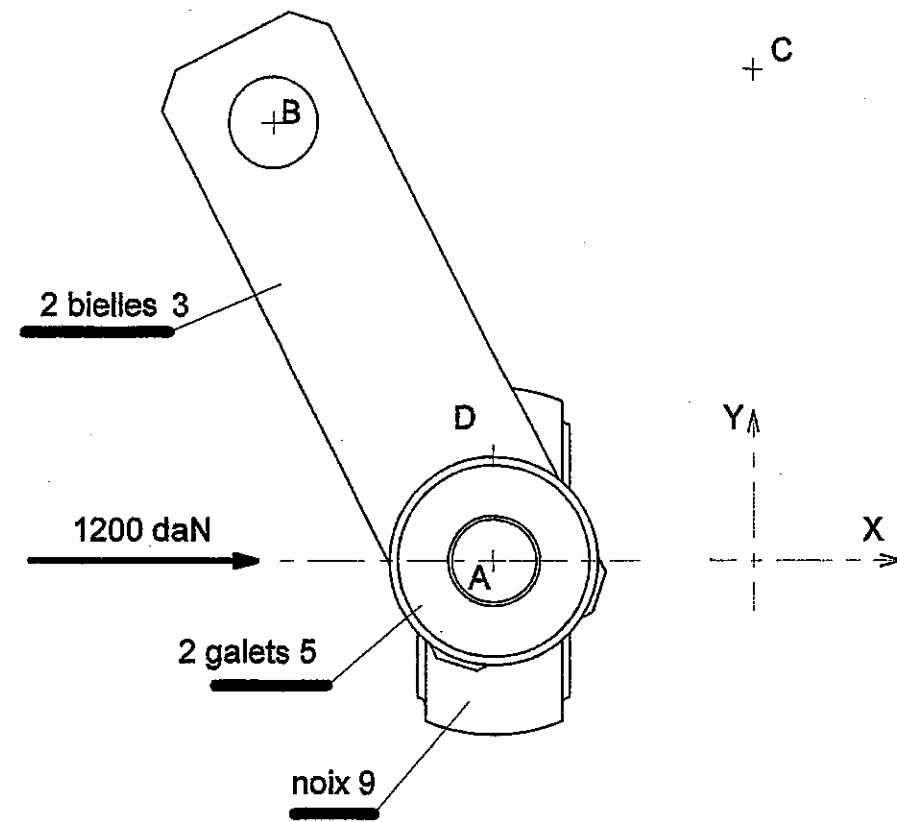
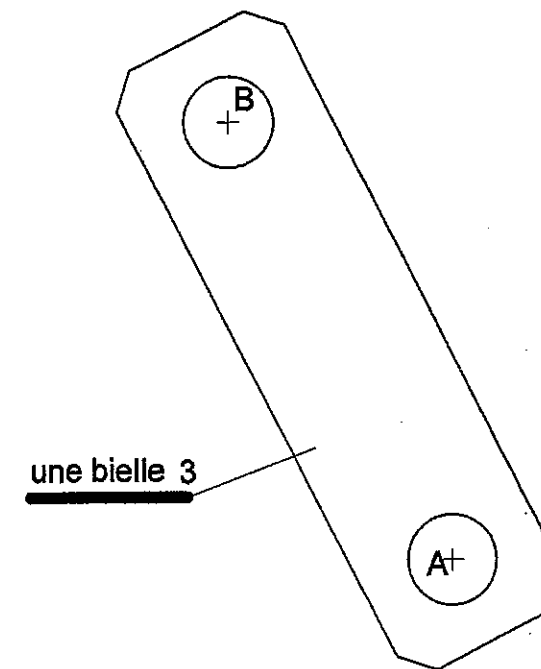


Figure 1



DOCUMENTATION

Hydraulique :

Théorème de Bernoulli généralisé : Expression en J/kg

$$Z_A + \frac{P_A}{\rho \cdot g} + \frac{V_A^2}{2 \cdot g} + H_{pompe} - H_j = Z_D + \frac{P_D}{\rho \cdot g} + \frac{V_D^2}{2 \cdot g}$$

Avec :

Z_A et Z_D : altitude des points A et D.

P_A et P_D : pression absolue agissant dans les points A et B.

V_A et V_D : vitesse de circulation du fluide au point A et au point D.

ρ : masse volumique du fluide pompé à la température de pompage.

g : accélération de la pesanteur : 10 m/s^2 .

H_{pompe} : énergie apportée par la pompe à 1 kg de fluide qui la traverse.

H_j : énergie perdue par 1kg de fluide (du fait des pertes de charge).

Cinématique :

Équations générales du mouvement de translation :

Avec :

$$\begin{cases} a = Cte \\ V = a \cdot t + V_0 \\ x = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 + V_0 \cdot t + x_0 \end{cases}$$

a : accélération en m/s^2
V : vitesse en m/s
x : position en m

Équations générales du mouvement de rotation :

Avec :

$$\begin{cases} \alpha = Cte \\ \omega = \alpha \cdot t + \omega_0 \\ \theta = \frac{1}{2} \cdot \alpha \cdot t^2 + \omega_0 \cdot t + \theta_0 \end{cases}$$

α : accélération en rad/s^2
 ω : vitesse en rad/s
 θ : position angulaire en rad

Dynamique : moment d'inertie

$$J = \frac{1}{2} m R^2$$

Energie : puissance

$$P = F \cdot v$$

$$P = \frac{W}{t}$$

Résistance des Matériaux :

$$\sigma = \frac{N}{S}$$

$$\sigma = E \frac{\Delta l}{l}$$