

Session 2001

**ANALYSE FONCTIONNELLE ET STRUCTURELLE
DES SYSTÈMES**

**SOUS ÉPREUVE U41:
ANALYSE DU COMPORTEMENT D'UN MECANISME**

Le texte de l'épreuve est constitué des dossiers suivants :

Le dossier technique :	documents DT1 à DT12
Le dossier sujet réponse :	documents DSR1 à DSR 5
	document DS 6
	document DSR7
	document DS 8

**Durée de l'épreuve : 3 heures
coefficient : 2,5**

La durée de l'épreuve comprend un temps de lecture de 30 minutes.

Les documents réponse seront rendus impérativement avec les feuilles de copie normalisées à la fin de l'épreuve

Aucun document autre que ceux du sujet n'est autorisé

Moyens de calcul autorisés:

Calculatrice électronique de poche, y compris calculatrice programmable et alphanumérique ou à écran graphique, à fonctionnement autonome, non-imprimante, autorisée conformément à la circulaire n° 99-186 du 16 novembre 1999.

Session 2001

**ANALYSE FONCTIONNELLE ET STRUCTURELLE
DES SYSTEMES**

**SOUS ÉPREUVE U41:
ANALYSE DU COMPORTEMENT D'UN MECANISME**

DOSSIER TECHNIQUE

DT1	Présentation du support de l'épreuve
DT2	Description fonctionnelle
DT3	Description du fonctionnement
DT4	Caractéristiques techniques
DT5	Roulements à billes à contact oblique, charge équivalente, diagramme de calcul.
DT6	Roulements à billes à contact oblique, caractéristiques.
DT7	Roulements à rouleaux cylindriques, diagramme de calcul.
DT8	Roulements à rouleaux cylindriques, caractéristiques.
DT9	Plan d'ensemble du raffineur 3 bis
DT10	Schéma hydraulique.
DT11	Pertes de charges dans la canalisation.
DT12	Formulaire

PRÉSENTATION DU SUPPORT DE L'ÉPREUVE

Dans une unité de production de pâte à papier, le dépastilleur et le raffineur sont utilisés pour la préparation de la pâte.

En adaptant le profil des outils de coupe des fibres, l'appareil que nous allons étudier peut être utilisé pour :

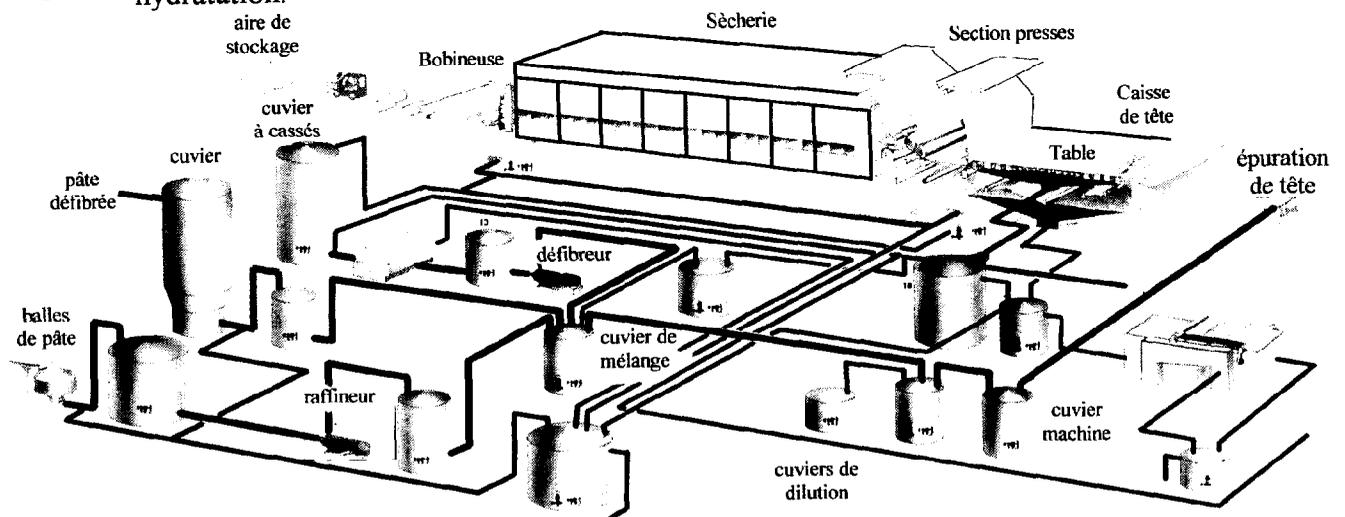
- le dépastillage :
 - des rejets d'épurateurs sur pâte chimique, écrue ou blanchie.
 - des rejets d'épuration de vieux papiers.
 - sur circuits de cassés.
 - sur circuit principal de pâte insuffisamment ouverte après pulpage.

- le raffinage principal :
 - des pâtes neuves : toutes essences.
 - des vieux papiers.
 - des fibres synthétiques.
 - des fibres spéciales : lin, chanvre.

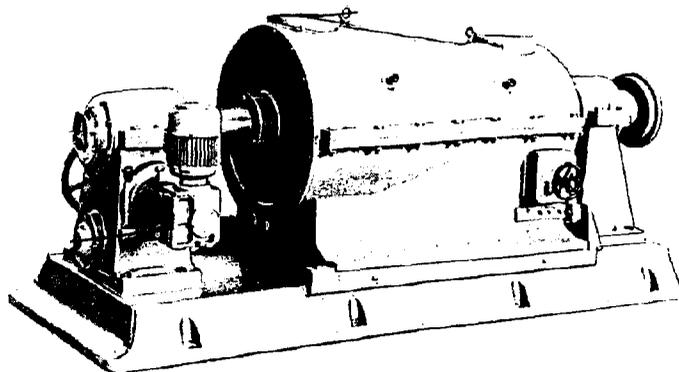
- le raffinage de tête de machine

L'utilisation de l'appareil en tant que raffineur sur circuit principal à laquelle nous nous intéresserons par la suite permet d'apporter à la pâte les propriétés suivantes :

- coupe.
- fibrillation.
- hydratation.



RAFFINEUR CONIQUE



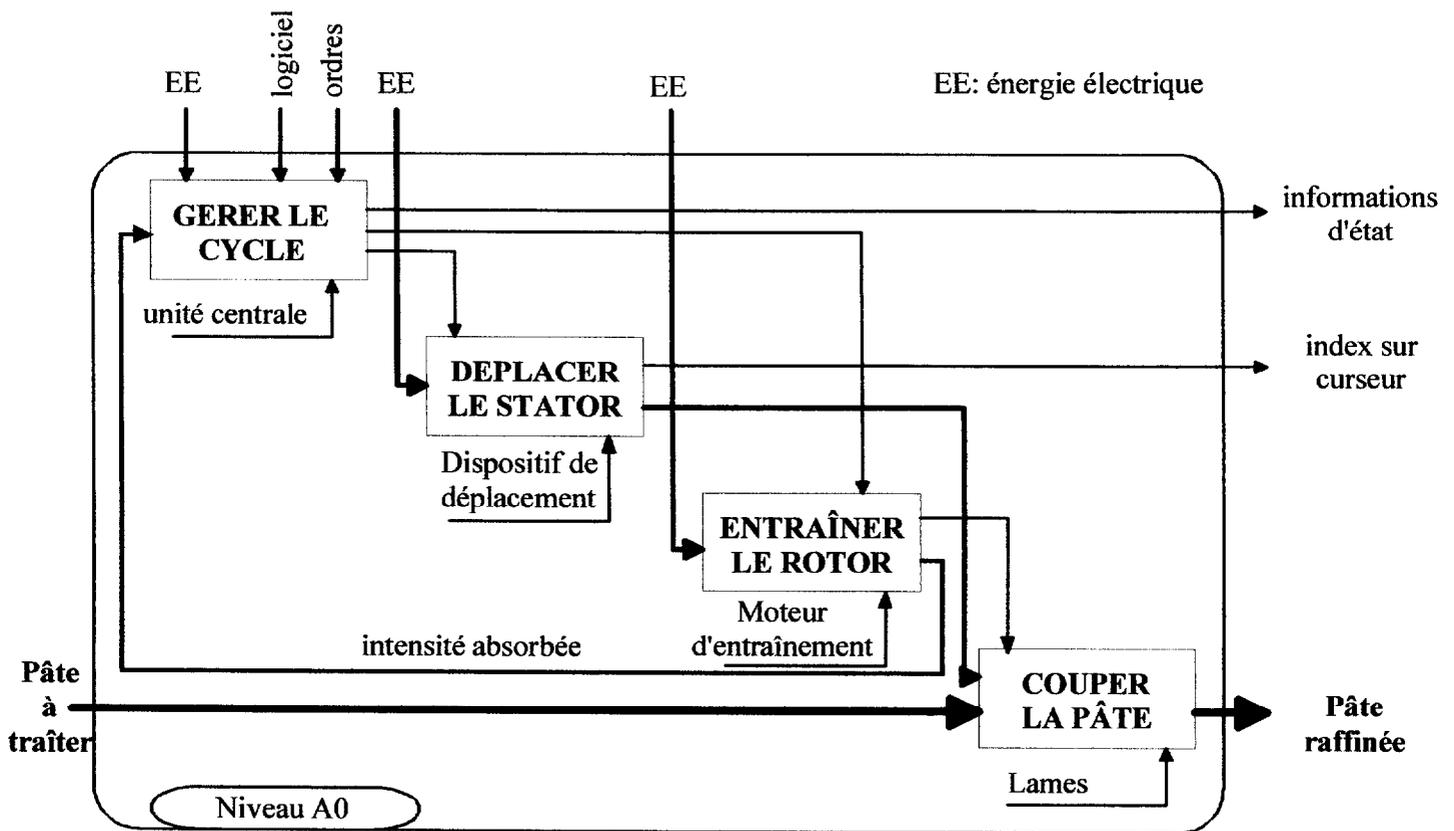
DESCRIPTION FONCTIONNELLE

ITANA

Quelle que soit la technique utilisée (raffineur à disques ou raffineur conique), on peut retenir les points communs suivants :

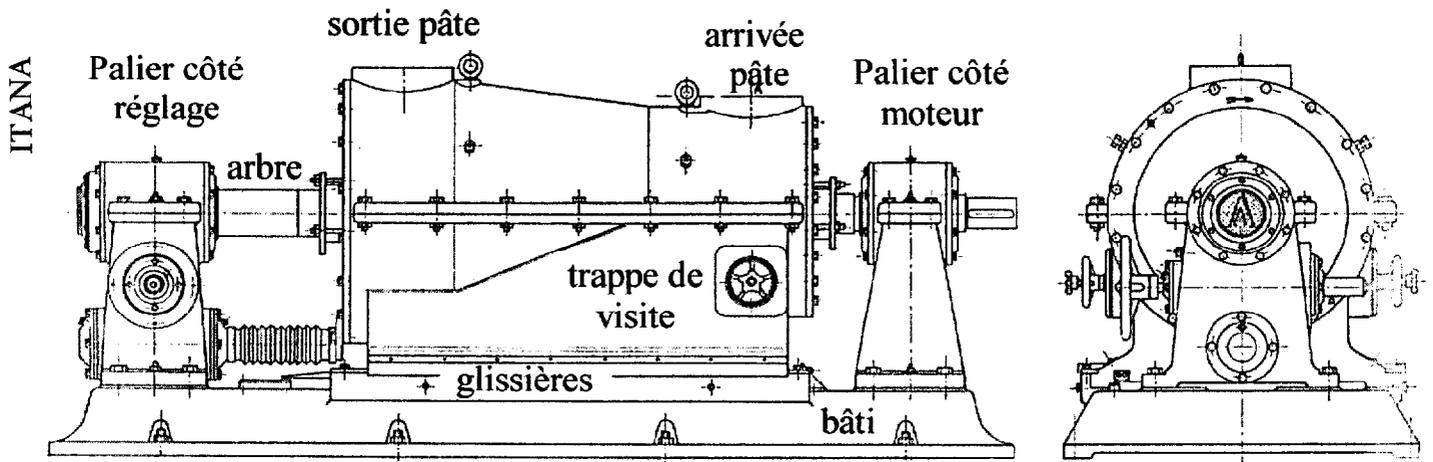
- la pâte est raffinée en passant entre des lamelles coupantes.
- l'efficacité du raffinage se traduit par le serrage c'est à dire le réglage de l'entrefer entre les lames tournantes et les lames fixes. Pour réguler le raffinage, on contrôle l'intensité absorbée par le moteur électrique qui alimente le raffineur.
- le réglage de l'entrefer se fait à l'aide d'un dispositif de déplacement d'une des deux pièces portant les lames. Lorsque ce déplacement est motorisé, il peut être associé à une régulation.

On peut associer au raffineur la représentation S.A.D.T. niveau A0 suivante :



Notre étude porte sur les deux blocs **DEPLACER LE STATOR** et **ENTRAINER LE ROTOR**

DESCRIPTION DU FONCTIONNEMENT



La pâte entre par l'orifice d'arrivée sous pression. Elle est obligée de passer par l'entrefer existant entre les lames du rotor conique et les lames du stator. Elle ressort par l'orifice de sortie.

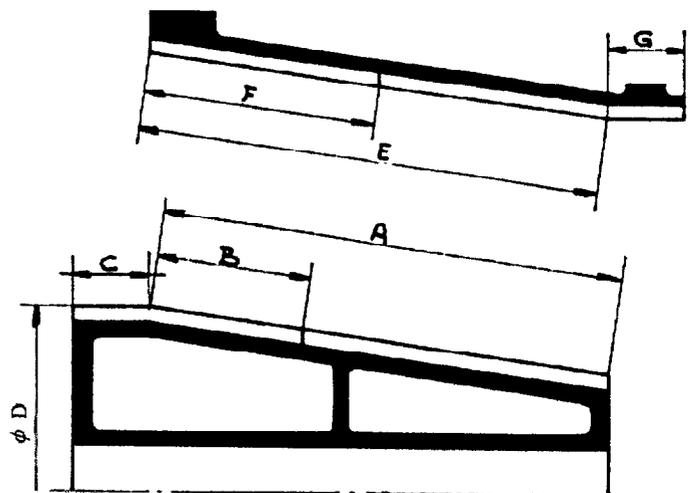
L'efficacité du raffinage se traduit par l'intensité consommée par le moteur du raffineur. Celle-ci peut être réglée en augmentant ou en diminuant l'entrefer par un dispositif à commande manuelle ou électrique qui peut être associé à une régulation. C'est le serrage du raffineur.

Le stator du raffineur est monté sur glissières et se déplace axialement ce qui permet le réglage du serrage. De ce fait, les orifices d'arrivée et de sortie de pâte sont reliés à la canalisation fixe par des manchettes souples non représentées.

Un dispositif de réglage à commande manuelle ou électrique permet d'obtenir la position axiale du stator. Il est logé dans le pied du palier côté réglage.

Caractéristiques des lames des garnitures montées sur l'arbre et dans le stator.

		Type 3 bis A	Type 3 bis B
Rotor	Nb lames	68	68
	Courtes	34	34
	Moyennes	0	0
	Longues	34	34
	½ angle du cône	19°4	19°4
	Section	6 x 9	10 x 15
	Hauteur	22	22
	A	600	600
	B	200	200
	C	100	100
	φ D	490	490
Stator	Nb lames	72	68
	Courtes	0	34
	Longues	72	34
	½ angle du cône	19°4	19°4
	Section	6 x 9	10 x 15
	Hauteur	20	25
	E	610	610
	F	0	290
	G	98	98



CARACTÉRISTIQUES TECHNIQUES

ITANA

Raffineur :

Production du raffineur :	12 t/j
Puissance du moteur :	132 kW
Fréquence de rotation du raffineur :	730 tr/min
Course d'usure :	200 mm
Orifice d'entrée :	DN 150, (diamètre 150 mm)
Orifice de sortie :	DN 150, (diamètre 150 mm)
Le raccordement à la canalisation se fait par des manchettes souples.	
Pression à l'entrée :	0,2 MPa (2 bar)
Perte de charge dans le raffineur :	0,05 MPa (0,5 bar)
Charge dynamique axiale :	1600 daN
Masse totale (arbre nu) :	3300 kg
Masse du carter en ordre de marche, partie mobile du raffineur:	1000 kg
Masse des lames du rotor	263 kg
Vitesse circonférentielle du rotor	18,72 m/s

Dispositif de commande :

Moto-réducteur : SEW-USOCOME SF 40

Puissance :	736 W
Fréquence de rotation du moteur :	500 tr/min
Rapport de transmission du moto réducteur :	31,25

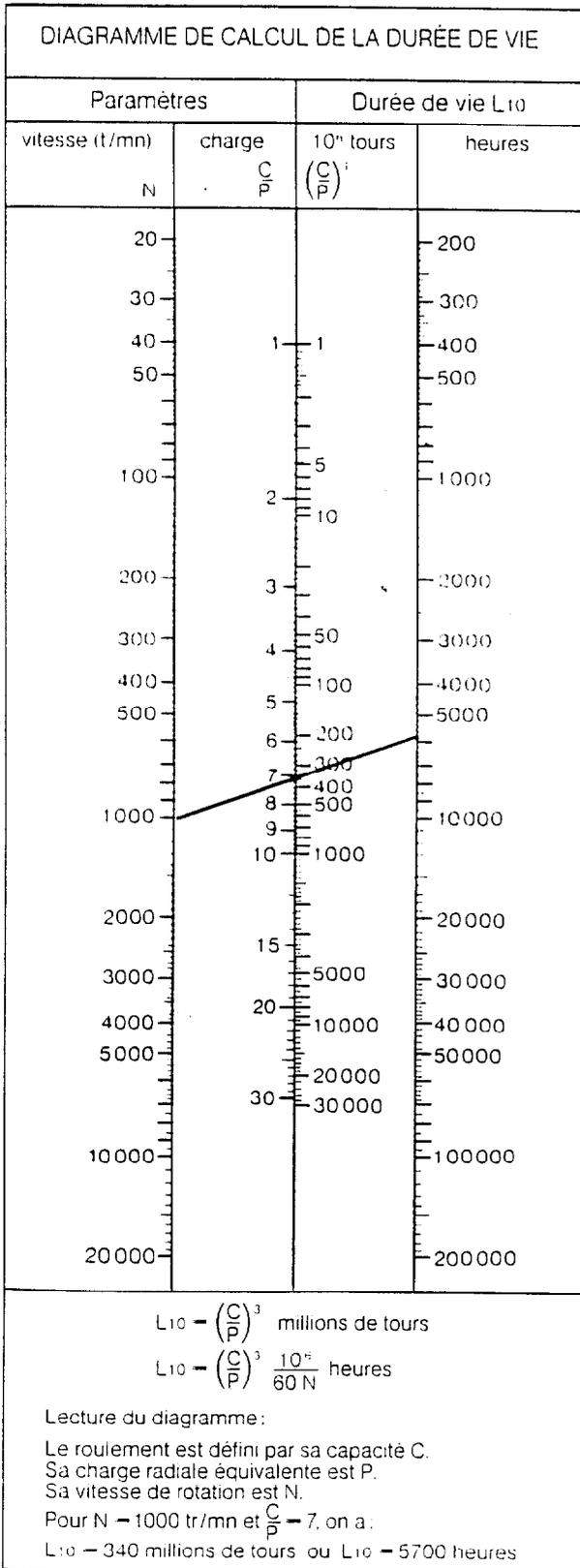
Renvoi d'angle : engrenage à axes orthogonaux

Denture hélicoïdale	$\beta = 45^\circ$	$m_n = 3$
Pignon :	Z = 26 dents	
Roue :	Z = 52 dents	
Transformation de mouvement, système vis / écrou :		
Utilisation d'un filetage ISO fin :	Diamètre nominal d = 40 mm	
	Pas p = 2 mm	

Rendements après rodage, 25 heures à pleine charge :

Réducteur du moto réducteur :	$\eta = 0,62$
Engrenage à axes orthogonaux:	$\eta = 0,85$
Système vis/écrou :	$\eta = 0,28$

ROULEMENTS A BILLES A CONTACT OBLIQUE
Roulements à deux rangées de billes à contact oblique



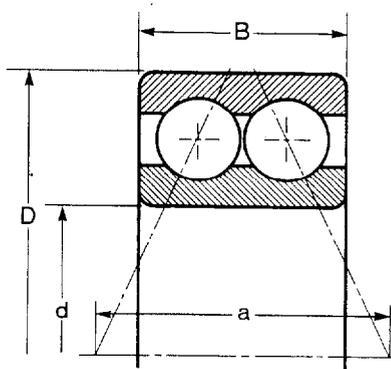
CHARGES ÉQUIVALENTES

- Charge dynamique équivalente (Norme ISO 281)

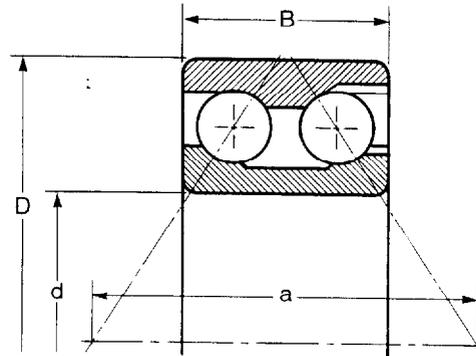
Roulements type A	Roulements type B
$\frac{F_a}{F_r} \leq 0,68$ $P = F_r + 0,92 F_a$	$\frac{F_a}{F_r} \leq 0,86$ $P = F_r + 0,73 F_a$
$\frac{F_a}{F_r} > 0,68$ $P = 0,67 F_r + 1,41 F_a$	$\frac{F_a}{F_r} > 0,86$ $P = 0,62 F_r + 1,17 F_a$
- Charge statique équivalente (Norme ISO 76)

Roulements type A	Roulements type B
$P_0 = F_r + 0,76 F_a$	$P_0 = F_r + 0,63 F_a$

ROULEMENTS A BILLES A CONTACT OBLIQUE A DEUX RANGEES DE BILLES



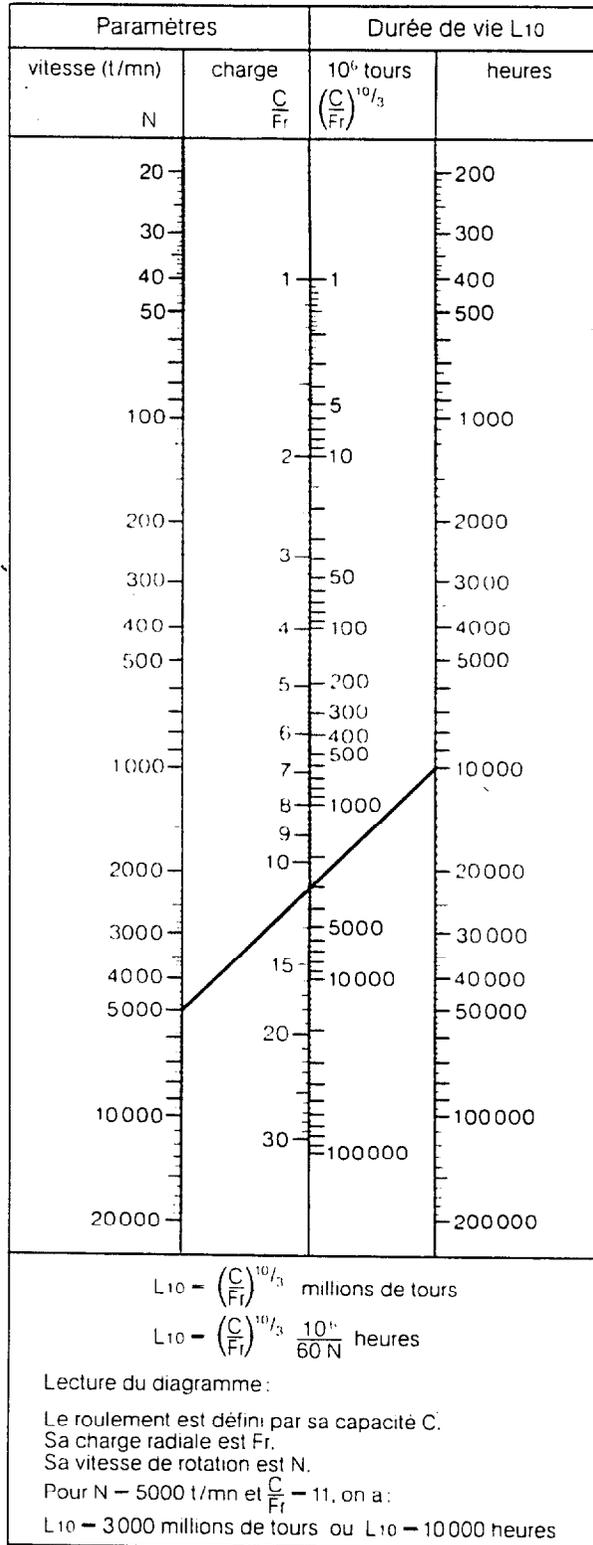
Type A
Angle de contact 25°



Type B
Angle de contact 32°

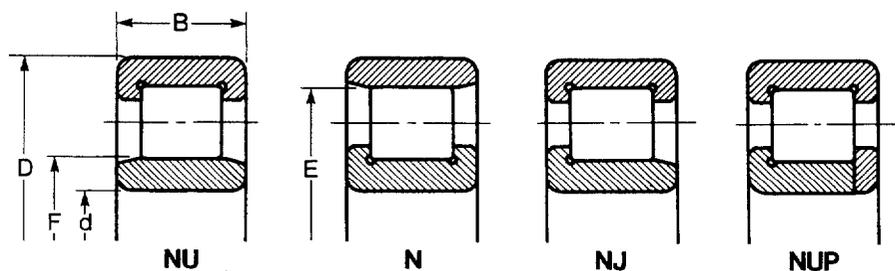
Dimensions d'encombrement			Charge de base		Vitesse limite		Masse	Designation
d	D	B	dyn. C	stat. C ₀	Lubrification a la graisse a	a l'huile		
mm			N		tr/min		kg	-
60	110	36.5	72 000	68 000	3 800	5 000	1.40	3212
	130	54	112 000	106 000	3 400	4 500	3.25	3312
	130	54	114 000	88 000	3 400	4 500	3.50	3312 D
65	120	38.1	78 100	75 000	3 600	4 800	1.75	3213
	140	58.7	128 000	125 000	3 200	4 300	4.10	3313
	140	58.7	146 000	112 000	3 200	4 300	4.40	3313 D
70	125	39.7	78 100	76 500	3 200	4 300	1.90	3214
	150	63.5	147 000	143 000	2 800	3 800	5.05	3314
	150	63.5	163 000	127 000	2 800	3 800	5.50	3314 D
75	130	41.3	84 200	85 000	3 200	4 300	2.10	3215
	160	68.3	157 000	153 000	2 600	3 600	6.15	3315
80	140	44.4	101 000	104 000	2 800	3 800	2.65	3216
	170	68.3	176 000	176 000	2 400	3 400	6.95	3316
85	150	49.2	110 000	114 000	2 600	3 600	3.40	3217
	180	73	194 000	200 000	2 200	3 200	8.30	3317
90	160	52.4	128 000	137 000	2 400	3 400	4.15	3218
	190	73	220 000	208 000	2 000	3 000	9.25	3318
95	170	55.6	147 000	160 000	2 200	3 200	5.00	3219
	200	77.8	238 000	265 000	1 900	2 800	11.0	3319
100	180	60.3	157 000	173 000	2 000	3 000	6.10	3220
	215	82.6	255 000	290 000	1 800	2 600	13.5	3320
110	200	69.8	190 000	212 000	1 900	2 800	8.80	3222
	240	92.1	292 000	355 000	1 700	2 400	19.0	3322

ROULEMENTS A ROULEAUX CYLINDRIQUES
Diagramme de calcul de la durée de vie

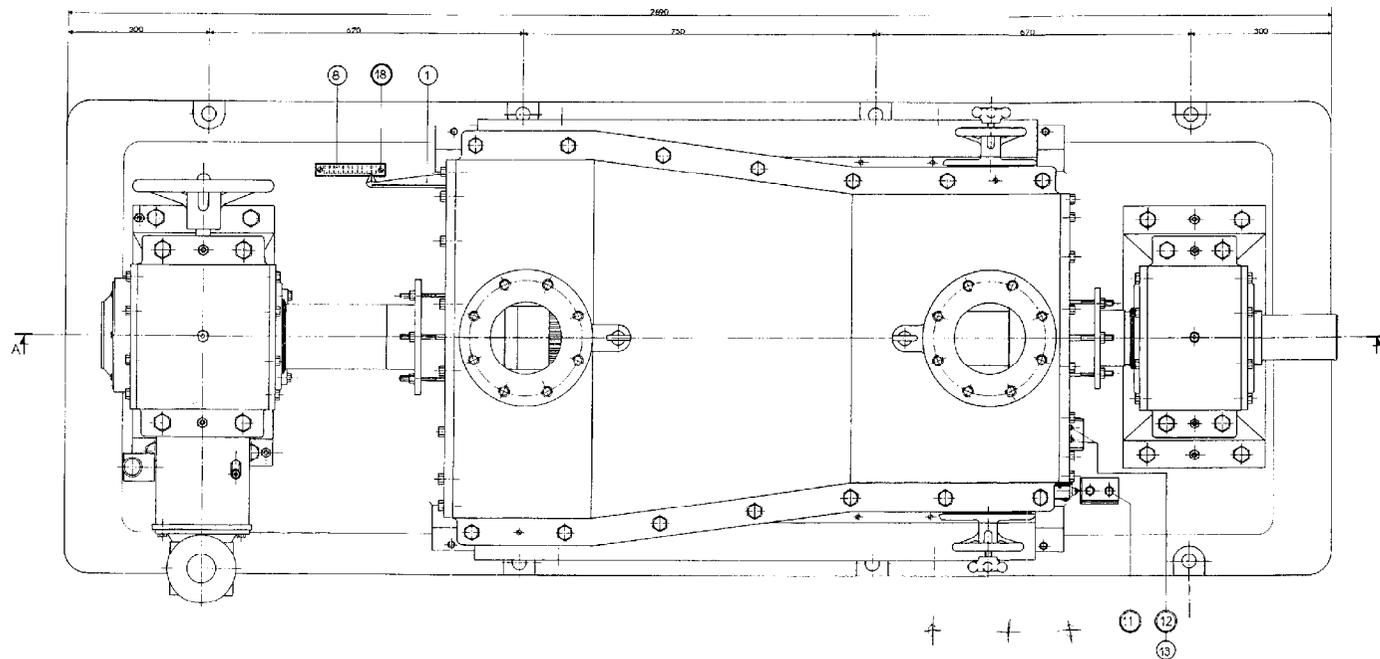
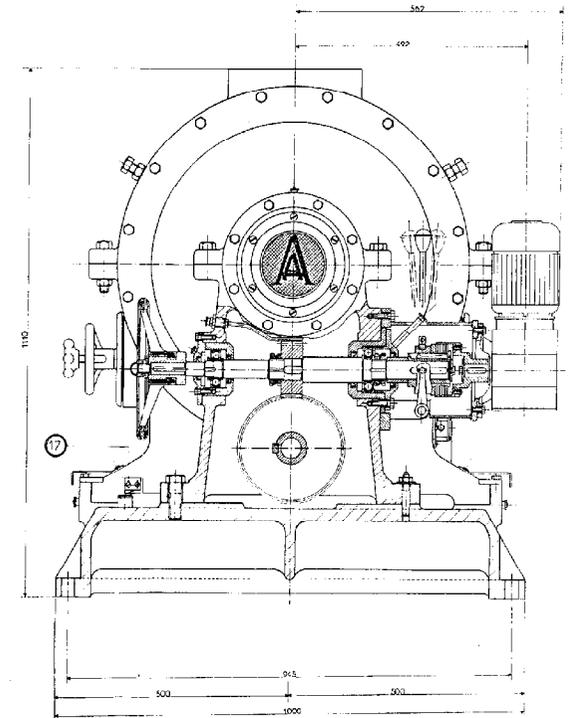
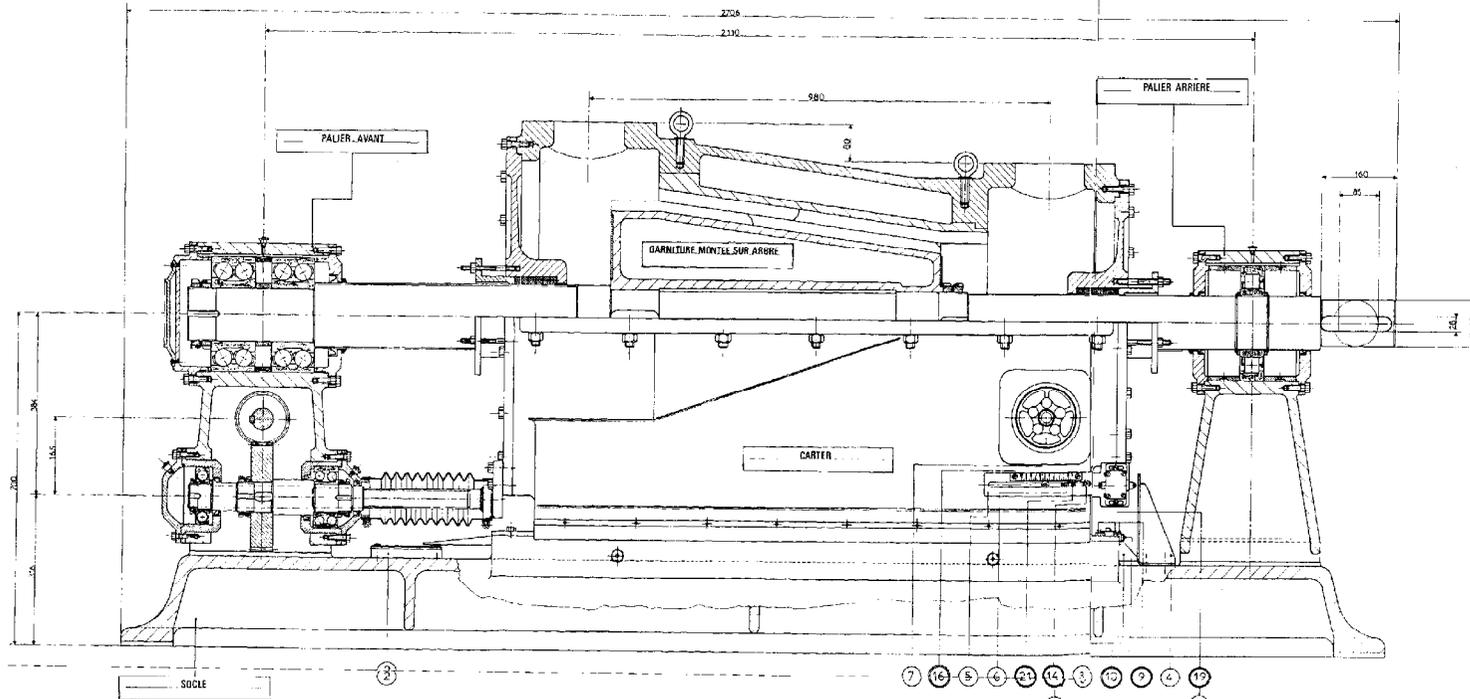


ROULEMENTS A ROULEAUX CYLINDRIQUES

d mm	symbole	dimensions mm				charges de base 10 ³ newtons		vitesse limite tr/mn	
		D	B	F	E	dynamique C	statique Co	graisse	huile
80	NU 1016 M	125	22	91,5	113,5	68,00	81,00	5 000	6 000
	NU 216E G15	140	26	95,3	127,3	149,00	176,00	4 000	5 000
	NU 2216E G15	140	33	95,3	127,3	201,00	250,00	4 000	5 000
	NU 316E G15	170	39	101,0	151,0	275,00	295,00	3 200	3 800
	NU 2316E G15 NU 416	170 200	58 48	101,0 110,0	151,0 170,0	380,00 300,00	455,00 310,00	3 200 3 200	3 800 3 800
85	NU 217E G15	150	28	100,5	136,5	176,00	206,00	3 700	4 600
	NU 2217E G15	150	36	100,5	136,5	230,00	290,00	3 700	4 600
	NU 317E G15	180	41	108,0	160,0	295,00	325,00	3 000	3 600
	NU 2317E G15	180	60	108,0	160,0	400,00	480,00	3 000	3 600
	NU 417	210	52	113,0	177,0	320,00	320,00	3 000	3 600
90	NU 218E G15	160	30	107,0	145,0	195,00	230,00	3 500	4 300
	NU 2218E G15	160	40	107,0	145,0	260,00	330,00	3 500	4 300
	NU 318E G15	190	43	113,5	169,5	335,00	375,00	2 800	3 400
	NU 2318E G15	190	64	113,5	169,5	465,00	570,00	2 800	3 400
	NU 418	225	54	123,5	191,5	375,00	385,00	2 800	3 400
95	NU 219E G15	170	32	112,5	154,5	236,00	280,00	3 300	4 100
	NU 2219E G15	170	43	112,5	154,5	305,00	390,00	3 300	4 100
	NU 319E G15	200	45	121,5	177,5	355,00	405,00	2 600	3 200
	NU 2319E G15	200	67	121,5	177,5	490,00	620,00	2 600	3 200
	NU 419 M	240	55	133,5	201,5	400,00	430,00	2 600	3 100
100	NU 220E G15	180	34	119,0	163,0	265,00	325,00	3 100	3 800
	NU 2220E G15	180	46	119,0	163,0	360,00	470,00	3 100	3 800
	NU 320E G15	215	47	127,5	191,5	410,00	470,00	2 400	3 000
	NU 2320E G15	215	73	127,5	191,5	620,00	770,00	2 400	3 000
	NU 420 M	250	58	139,0	211,0	450,00	485,00	2 400	2 900
105	NU 421 M	260	60	144,5	220,5	500,00	540,00	2 200	2 600
110	NU 222E M	200	38	132,5	180,5	300,00	365,00	2 800	3 400
	NU 222E M	200	53	132,5	180,5	395,00	520,00	2 800	3 400
	NU 322E G15	240	50	143,0	211,0	450,00	510,00	2 200	2 700
	NU 2322E M	240	80	143,0	211,0	680,00	860,00	2 200	2 700

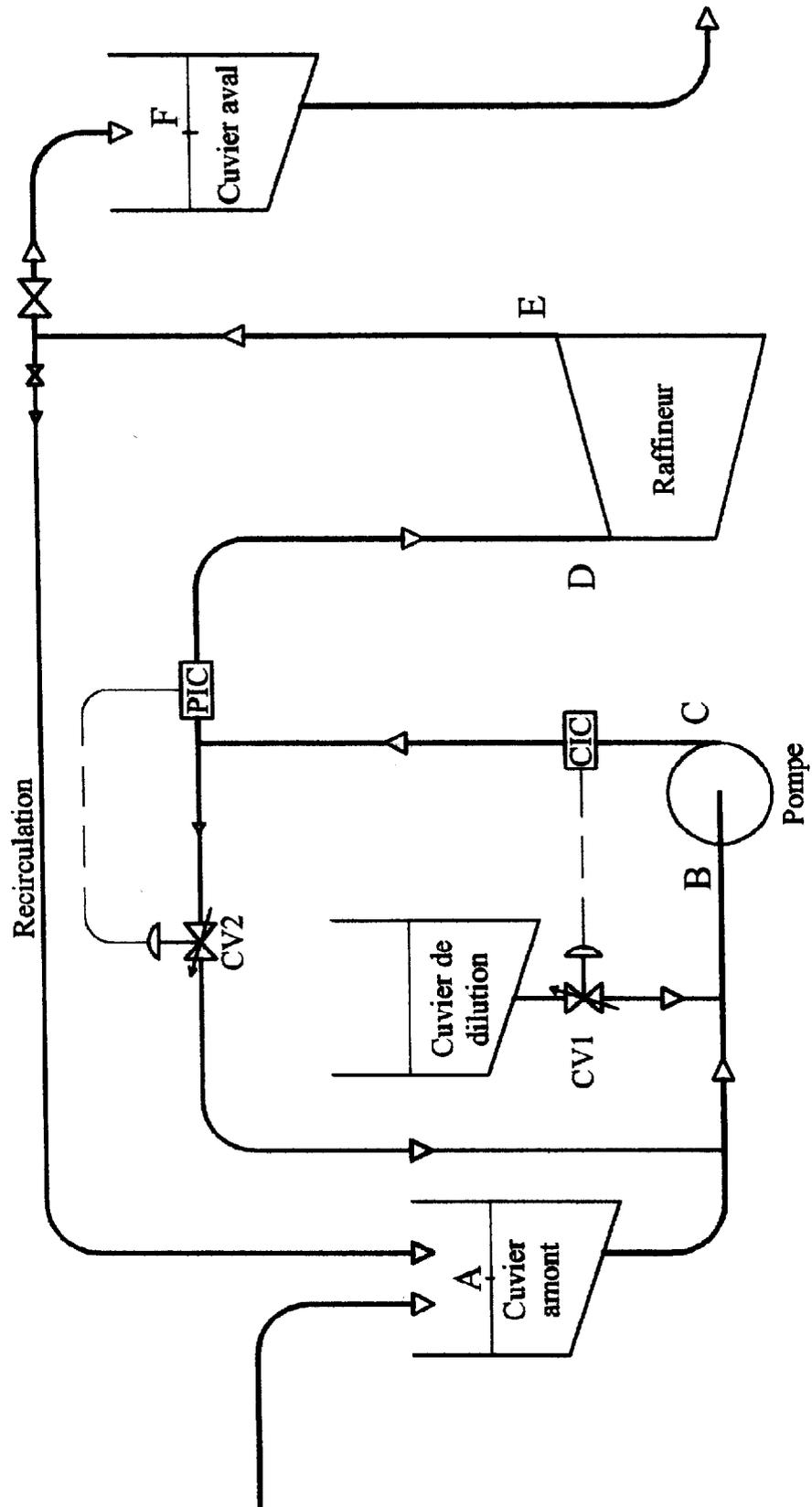


COUPE A.A



Plan d'ensemble du raffineur 3 bis	
Format A 1	B.T.S. Industries papetières
	Epreuve d'A.F.S.S.
Durée: 3h	Sous épreuve U 41
DT 9	Analyse du comportement d'un mécanisme

SCHÉMA HYDRAULIQUE



PERTES DE CHARGE DANS LA CANALISATION

Canalisation et accessoires :

A l'aspiration :

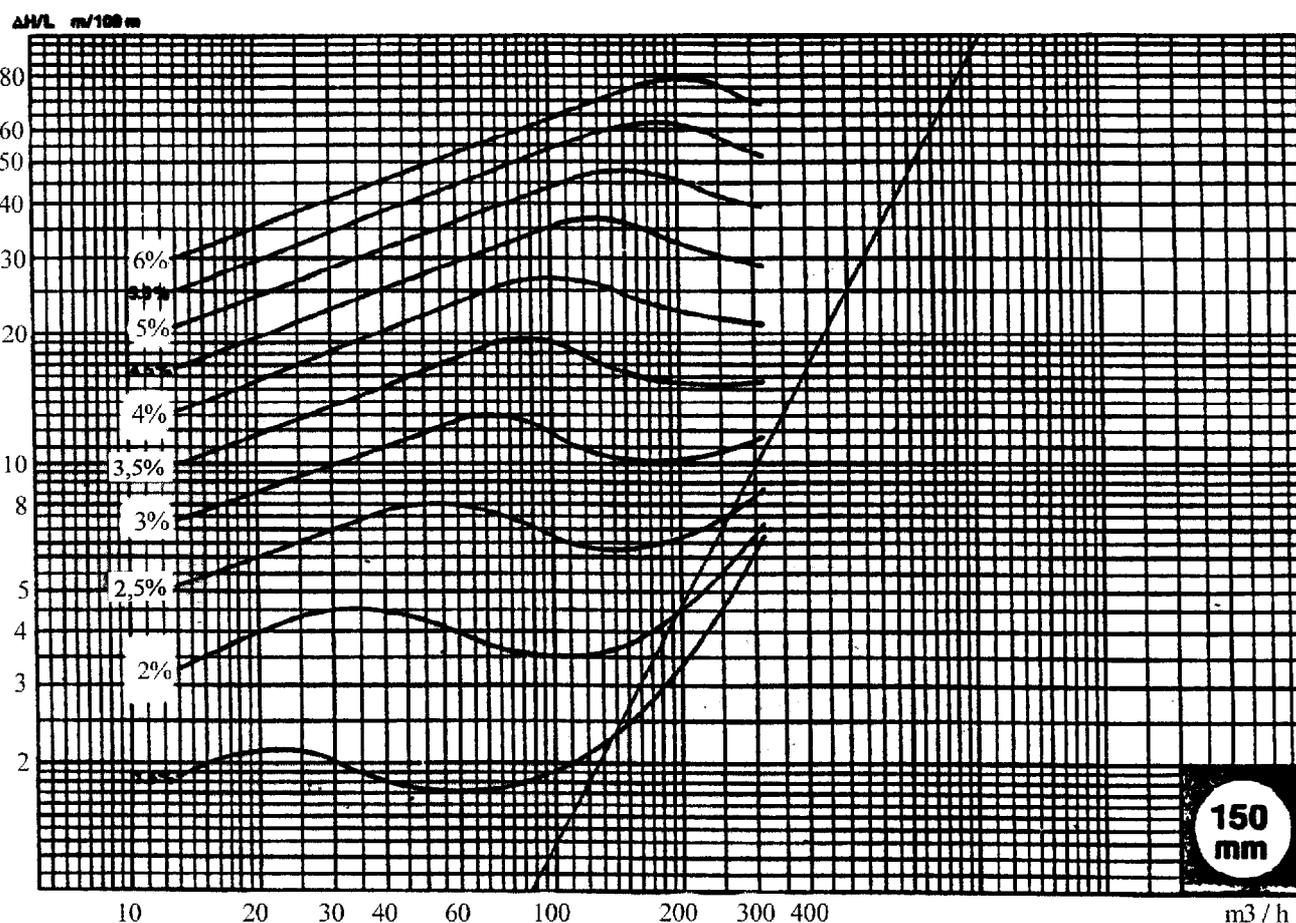
Sortie du cuvier : à angle vif très aigu	1	k = 50
Longueur de canalisation :	$l_a = 20$ m	
Coudes à 90° :	3	k = 30
Coudes à 45° :	3	k = 16
Tés :	2	k = 20
Vannes à opercule à brides :	4	k = 8
Entrée de pompe :	1	k = 20

Au refoulement :

Longueur de canalisation :	$l_r = 60$ m	
Coudes à 90° :	5	k = 30
Coudes à 45° :	3	k = 16
Tés :	1	k = 20
Vannes à opercule à brides :	4	k = 8
Entrée de raffineur :	1	k = 20

Rappel : utilisation du coefficient de perte de charge k : la longueur de conduite équivalente à l'accessoire est : $L = k \cdot d$

Diagramme des pertes de charge réparties (d'après ABS Scanpump) :



Formulaire d'hydraulique

Théorème de Bernouilli généralisé : Expression en J/kg

$$z_A + \frac{p_A}{\rho \cdot g} + \frac{V_A^2}{2 \cdot g} + H_{\text{pompe}} - H_j = z_D + \frac{p_D}{\rho \cdot g} + \frac{V_D^2}{2 \cdot g}$$

avec :

z_A, z_D : altitude des points A et D

p_A, p_D : pression absolue agissant dans les points A et D

V_A, 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.

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).

Formulaire de résistance des matériaux

$$\sigma_{\text{maxi}} = M f_{\text{maxi}} / (I_{Gz} / v)$$

$$I_{Gz} = \Pi d^4 / 64$$

$$v = d / 2$$

Formulaire de cinématique

Mouvement de rotation

$$\omega' = \text{cte}$$

$$\omega = \omega' t + \omega_0$$

$$\theta = 1/2 \omega' t^2 + \omega_0 t + \theta_0$$

mouvement de translation

$$\gamma = \text{cte}$$

$$v = \gamma t + v_0$$

$$e = 1/2 \gamma t^2 + v_0 t + e_0$$

Session 2001

**ANALYSE FONCTIONNELLE ET STRUCTURELLE
DES SYSTEMES**

**SOUS ÉPREUVE U41:
ANALYSE DU COMPORTEMENT D'UN MECANISME**

DOSSIER SUJET REPONSE

DSR 1	A Analyse technologique
DSR 2	B Etude statique du rotor
DSR 3	B Suite étude statique du rotor
DSR 4	C Etude dynamique : démarrage du rotor
DSR 5	D Cinématique et énergétique : déplacement du stator
DS 6	E Résistance des matériaux : flexion de l'arbre du rotor
DSR 7	E Suite résistance des matériaux
DS 8	F Caractéristiques de la pompe d'alimentation du raffineur

Vérification des caractéristiques et des capacités

A1) Pendant le raffinage, le passage de la pâte dans l'entrefer existant entre les lames du rotor et celles du stator entraîne une usure également répartie de ces lames. Pour conserver une même possibilité de réglage de l'entrefer, on déplace axialement le stator. Ce déplacement correspond à la course d'usure.

A l'aide des caractéristiques dimensionnelles et techniques, documents DT3 et DT4, déterminer le diamètre minimum du rotor, D_{mini} , et calculer la variation maximale relative de diamètre possible entre un ensemble rotor stator neuf et en fin d'usure. Les garnitures montées sont du type 3 bis A.

$D_{\text{mini}} =$

Variation =

A2) Vérifier si la course d'usure permet d'utiliser la hauteur totale des lames du rotor et celle du stator.

Hauteur des dents du rotor :

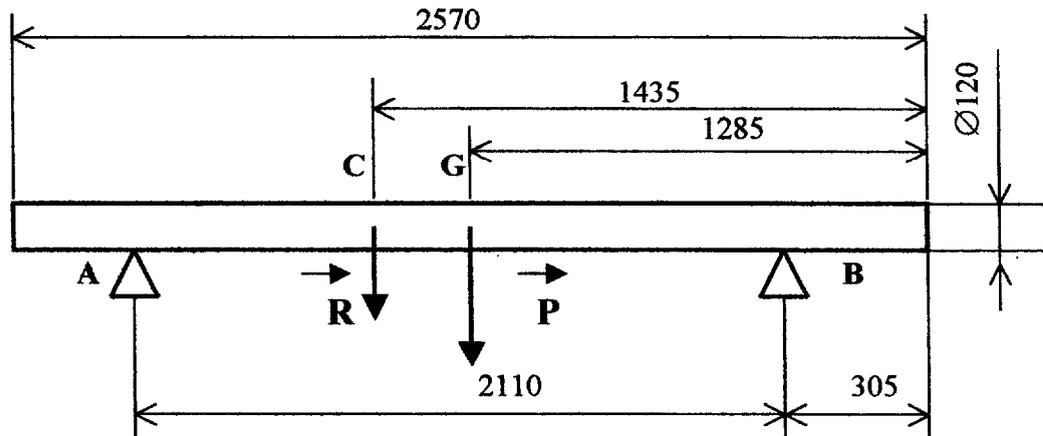
Hauteur des dents du stator :

Vérification :

A3) Le fabricant annonce dans les caractéristiques techniques du raffineur, document DT4, une vitesse circonférentielle du rotor de 18,72 m/s. Dans le but de préciser cette valeur, calculer la vitesse tangentielle du rotor à la sortie des lames et comparer cette valeur à celle donnée par le fabricant. On connaît la vitesse de rotation du rotor et son diamètre D , voir documents DT3 et DT4.

Vitesse tangentielle du rotor à la sortie des lames :

$V =$

B**ETUDE STATIQUE DU ROTOR**

B1) On assimile l'arbre du rotor à un cylindre de diamètre moyen 120 mm et de longueur 2570 mm en acier de masse volumique $7,8 \text{ kg/dm}^3$, en appui sur deux paliers A et B. Déterminer la masse M_{arbre} de l'arbre :

$M_{\text{arbre}} =$

B2) L'ensemble des garnitures monté sur l'arbre a une masse de 263 kg assimilée à une action R en C. Déterminer statiquement les actions radiales en A sur le palier avant et en B sur le palier arrière.

Données : $g = 10 \text{ m/s}^2$

A =

B =

B3) Palier A. Le palier avant A est constitué de deux roulements à billes à deux rangées de billes à contact oblique, type B, série 33, référence 3322. On suppose qu'un seul roulement supporte la charge axiale, mais qu'ils se partagent la charge radiale estimée à 2500 N. Pendant le fonctionnement du raffineur, la présence de la pâte crée sur le rotor une charge axiale de 1600 daN appelée par le constructeur charge dynamique. A l'aide des tableaux, charge équivalente et diagramme de calcul de la durée de vie, sur le document DT5 et du document DT6, calculer :

- la charge dynamique équivalente P supportée par le roulement le plus chargé.

$P =$

- la valeur de C/P .

$C/P =$

- la durée de vie en années du roulement sachant que le raffineur fonctionne 24 heures sur 24 et 350 jours par an.

Durée de vie :

B4) Palier B. On veut vérifier que la charge C / Fr du roulement à rouleaux cylindriques du palier arrière B est nettement supérieure à 30.

données : roulement NU 322 EG15
documents DT 7 et DT8

Relever dans le tableau DT8 la charge dynamique C du roulement, calculer le rapport C / Fr , comparer à la valeur maximum donnée dans le diagramme de calcul de la durée de vie du document DT7, conclusion :

Démarrage du rotor à vide : dynamique en rotation

Le démarrage à vide du rotor du raffineur s'opère à couple constant. Le couple résistant C_r dû aux efforts sur les paliers et aux deux presses étoupe est mesuré à 25 daN.m. L'arbre est toujours assimilé à un cylindre plein de longueur 2570 mm et de diamètre moyen 120 mm.

C1) Déterminer le moment d'inertie de l'arbre sachant que $J_{ox\ arbre} = 1/8 M D^2$

M masse de l'arbre en kg

D diamètre de l'arbre en m.

Masse volumique de l'acier : 7800 kg/m^3

$J_{ox\ arbre} =$

C2) Le moment d'inertie des lames du rotor autour de l'axe de rotation $J_{ox\ lames}$ est estimé à $1,28 \text{ kgm}^2$. Calculer le moment d'inertie de l'ensemble en rotation.

$I_{total} =$

C3) La durée de la phase de démarrage, mouvement de rotation uniformément accéléré, ne doit pas excéder 4 s. Déterminer l'accélération du mouvement.

$\omega' =$

C4) Calculer la puissance maximum P_{maxi} nécessaire pour démarrer le rotor dans le temps imparti en utilisant l'équation de moment dynamique autour de l'axe de rotation.

$P_{maxi} =$

C5) Comparer avec la puissance du moteur disponible, conclusion :

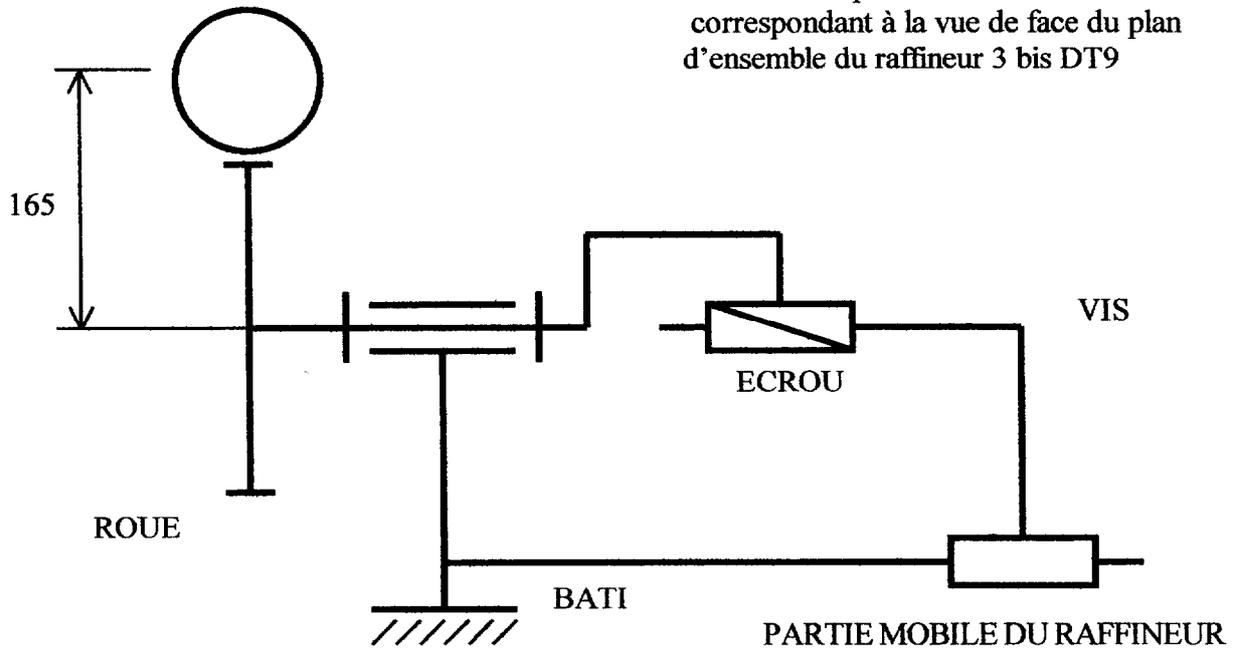
D CINEMATIQUE ET ENERGETIQUE : DEPLACEMENT DU STATOR

Déplacement du stator en mode automatique

Dispositif de commande

PIGNON ARBRE DE COMMANDE

Schéma du dispositif de manœuvre correspondant à la vue de face du plan d'ensemble du raffineur 3 bis DT9



Un moto réducteur SF 40 commandé par l'automate programmable qui gère le fonctionnement du raffineur, entraîne un arbre de commande sur lequel est monté un pignon cylindrique à denture hélicoïdale de 26 dents, celui-ci engrène avec une roue cylindrique à denture hélicoïdale de 52 dents. Cette roue est solidaire d'un écrou, une vis complètement liée à la partie mobile du raffineur permet le déplacement du stator.

D1) Déterminer les liaisons suivantes :

- partie mobile du raffineur / bâti :
- vis / écrou :
- bâti / roue :

D2) A l'aide des documents DT4 et DT9, déterminer la fréquence de rotation de l'écrou de commande, en déduire la vitesse de déplacement du stator (partie mobile du raffineur).

$$N_{\text{écrou}} =$$

$$V_{\text{stator}} =$$

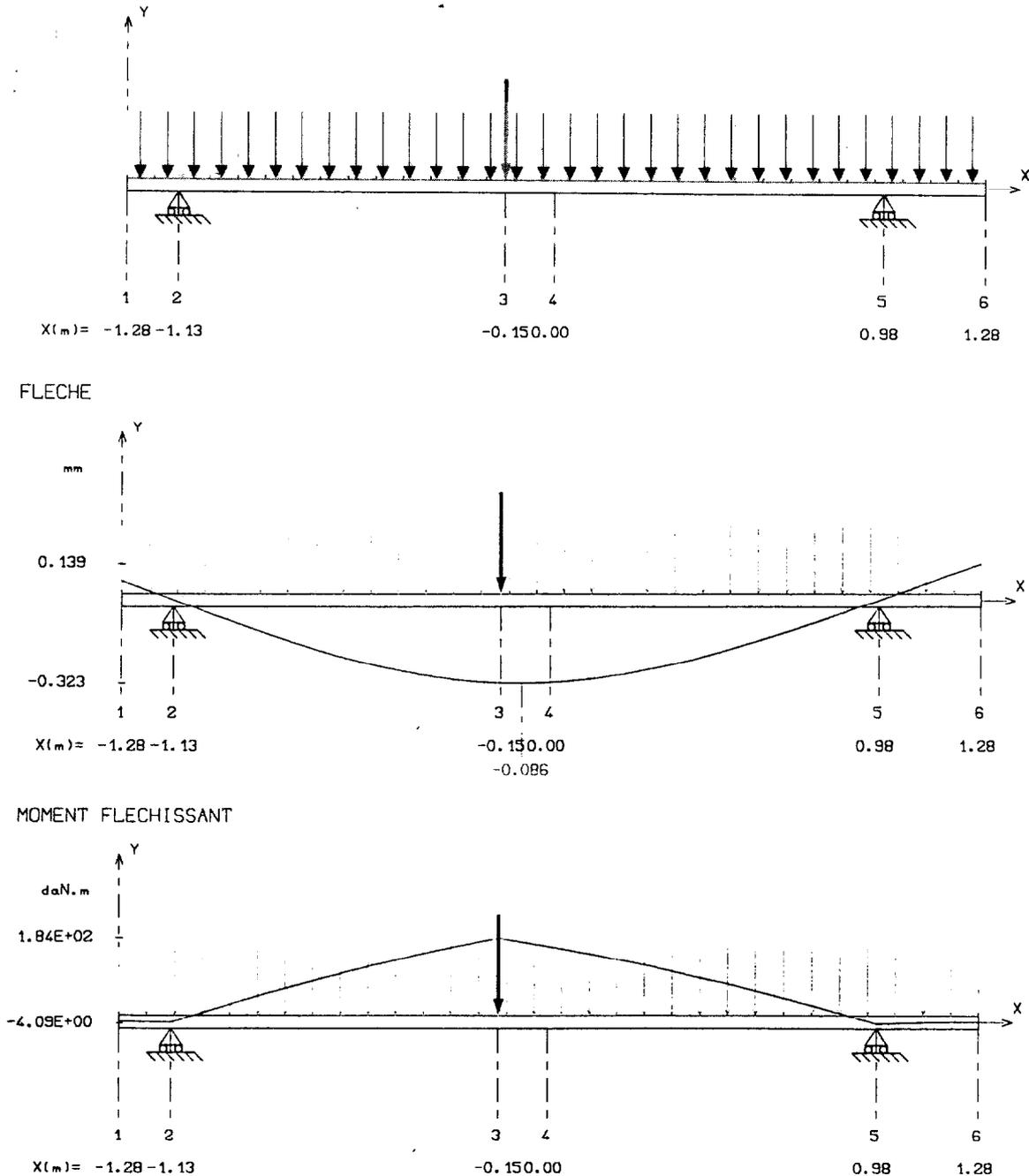
D3) Les rendements des différents dispositifs intervenants dans la transmission sont donnés dans le formulaire DT4. Déterminer la puissance disponible pour translater la partie mobile du raffineur.

$$P_{\text{stator}} =$$

E RESISTANCE DES MATERIAUX FLEXION DE L'ARBRE DU ROTOR

On veut vérifier l'influence de la flexion de l'arbre du rotor sur l'entrefer du raffineur et déterminer la contrainte normale maximum due aux efforts radiaux supportés par le rotor. L'arbre est modélisé comme un cylindre de 2570 mm de longueur et de 120 mm de diamètre. Il se comporte comme une poutre uniformément chargée à laquelle on ajoute une charge ponctuelle correspondant aux lames du rotor.

Le logiciel RDM donne les trois représentations ci-dessous :



ITANA

Ces trois représentations correspondent:

- à la modélisation de la poutre, le nœud 4 est le milieu géométrique, la charge ponctuelle correspondant aux lames du rotor est estimée à 2630 N.
- à la flèche.
- au diagramme du moment fléchissant.

E1) En partant de l'hypothèse que l'entrefer moyen lors de la phase de démarrage du rotor permet un écoulement continu de la pâte, c'est à dire même section de passage que pour les orifices d'entrée et de sortie, DN 150, A l'aide des documents DT3, déterminer la valeur de l'entrefer à l'entrée des lames.

Section de l'orifice d'entrée :

$S =$

Détermination du diamètre d des lames du rotor côté entrée :

$d =$

Valeur de l'entrefer E :

$E =$

E2) Sur la représentation RDM (flèche), lire la valeur maximum de la flèche.

$f_{\text{maxi}} =$

E3) Calculer la variation relative $V\%$ entre la valeur de la flèche et la valeur de l'entrefer : conclusion.

$V\% =$

E4) Sur la représentation RDM (moment fléchissant) , lire la valeur du moment fléchissant maximum.

$Mf_{\text{maxi}} =$

E5) Déterminer la contrainte maximum σ_{maxi} due aux charges radiales supportées par l'arbre du rotor à l'aide des relations données dans le formulaire DT12.

$\sigma_{\text{maxi}} =$

F CARACTÉRISTIQUES DE LA POMPE D' ALIMENTATION DU RAFFINEUR

Documents utilisés :

ITANA

DT10 (schéma hydraulique); DT11 (pertes de charges); DT12 (formulaire)

Hypothèses :

Les vannes CV1 et CV2 sont fermées.

La vitesse de descente ou de montée du niveau V_A en A, est considérée comme nulle.

Le cuvier amont est à l'air libre.

Données :

Concentration de la pâte : $c = 3,5\%$

Température de la pâte dans le circuit : $T = 40^\circ\text{C}$

Débit dans la canalisation : $Q = 70 \text{ m}^3/\text{h}$

Diamètre de la canalisation : $d = 150 \text{ mm}$

$z_A = 5 \text{ m}$ $z_B = z_C = z_D = z_E = 0$ $z_F = 10 \text{ m}$

$p_A = p_{\text{atm}}$

Tension de vapeur de la pâte à papier de concentration $c = 3,5\%$ à $T = 40^\circ\text{C}$: $p_v = 7100 \text{ Pa}$

Masse volumique de la pâte à $T = 40^\circ\text{C}$: $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$

Caractéristiques de la canalisation :

voir DT11

Questions : répondre sur une feuille de copie

F1) Déterminer la vitesse de la pâte dans la canalisation.

F2) Déterminer la longueur équivalente de conduite à l'aspiration Le_a .

F3) Déterminer la longueur équivalente de conduite au refoulement Le_r .

F4) En déduire la perte de charge H_{j_a} dans le circuit d'aspiration exprimée en J / kg (m) et en Pa.

F5) En déduire la perte de charge H_{j_r} dans le circuit de refoulement exprimée en J / kg (m) et en Pa.

F6) Quels que soient les résultats trouvés aux questions F1), F 4) et F5), on prendra pour la suite :
 $V = 1 \text{ m/s}$; $H_{j_a} = 12 \text{ m}$; $H_{j_r} = 20 \text{ m}$. En appliquant le théorème de Bernoulli entre les points A et D du circuit, déterminer sous forme de hauteur de colonne d'eau l'énergie que doit apporter la pompe à un kg de fluide la traversant pour assurer la pression absolue $p_D = 0,35 \text{ MPa}$.