

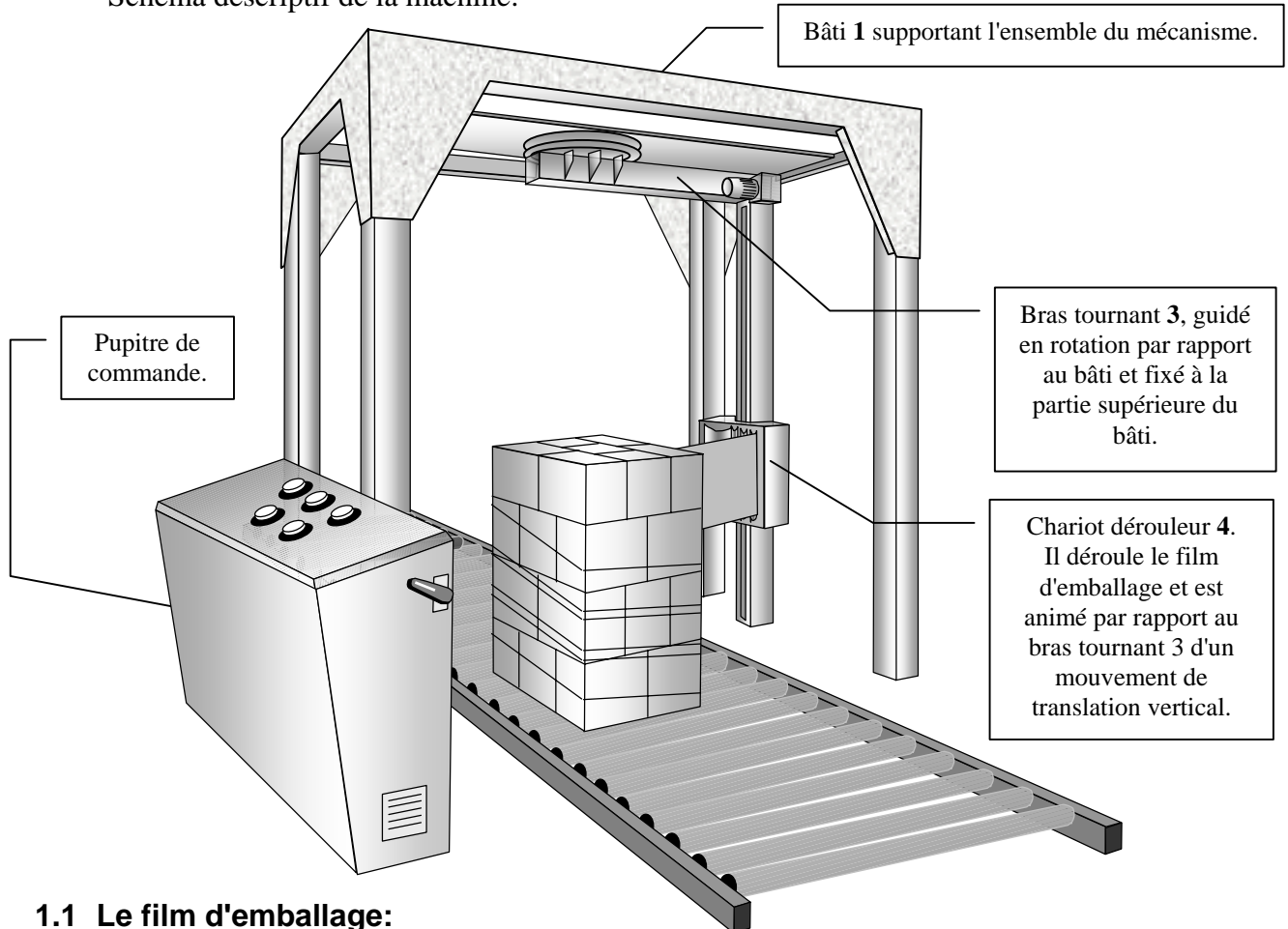
BANDEROLEUSE DE PALETTES

1. Présentation

La machine étudiée est une banderoleuse de palettes automatique à bras tournant.

Elle est destinée à la mise sous film plastique des produits déposés sur des palettes de manutention afin de les protéger et de faciliter leur manutention.

Schéma descriptif de la machine:



1.1 Le film d'emballage:

C'est un film plastique, étiro-rétractable, présenté sous forme de bobine.

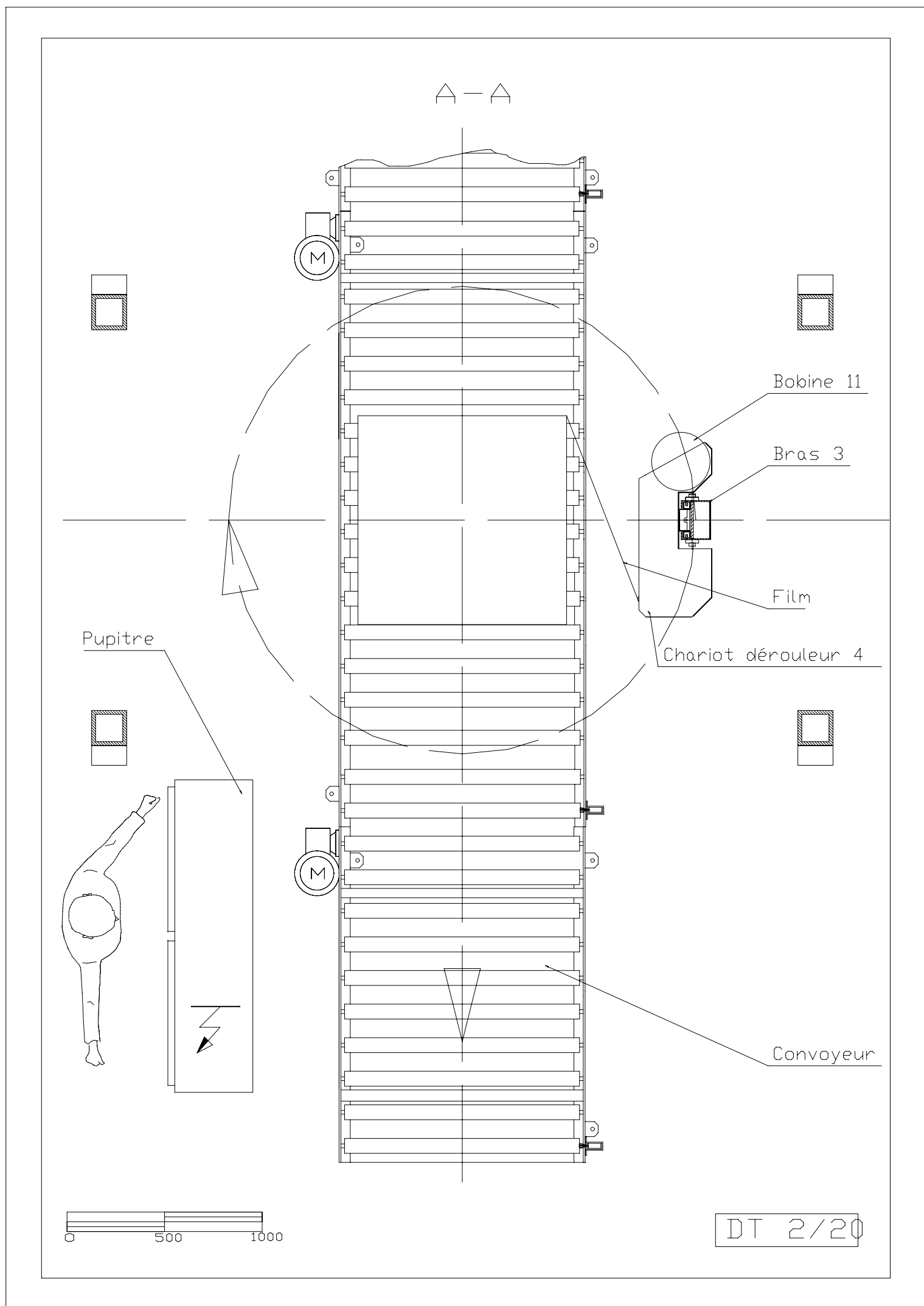
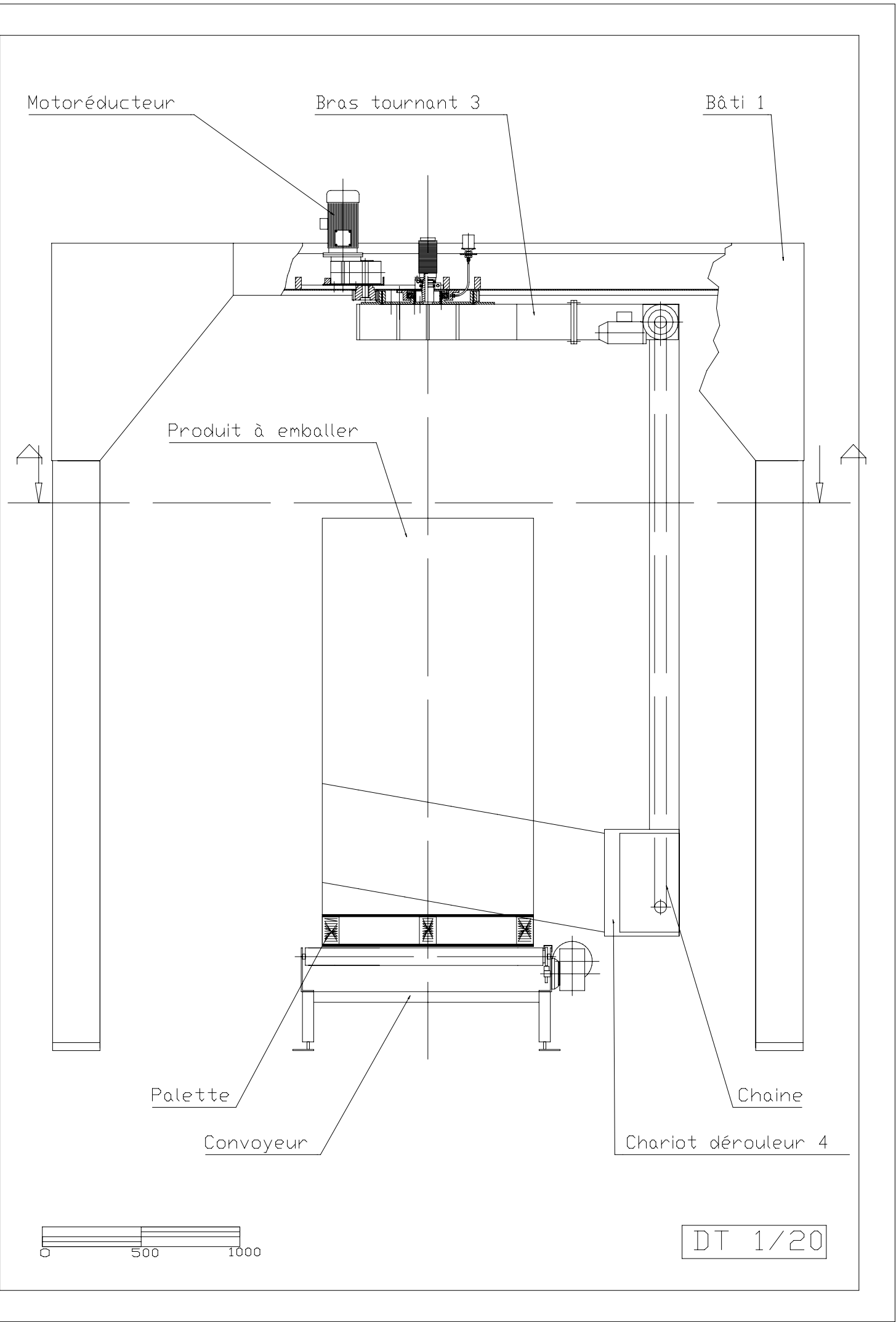
Le film, avant sa pose autour de la palette subit dans le chariot dérouleur 4 un pré-étirage qui augmente sa longueur dans des proportions variables entre 0 et 300 %.

Il conserve cette déformation pendant quelques minutes puis reprend partiellement sa longueur d'origine. On obtient ainsi un effet de serrage sur les produits emballés sans avoir d'efforts de traction pendant la pose autour de la palette ce qui permet d'emballer des produits légers ou fragiles.

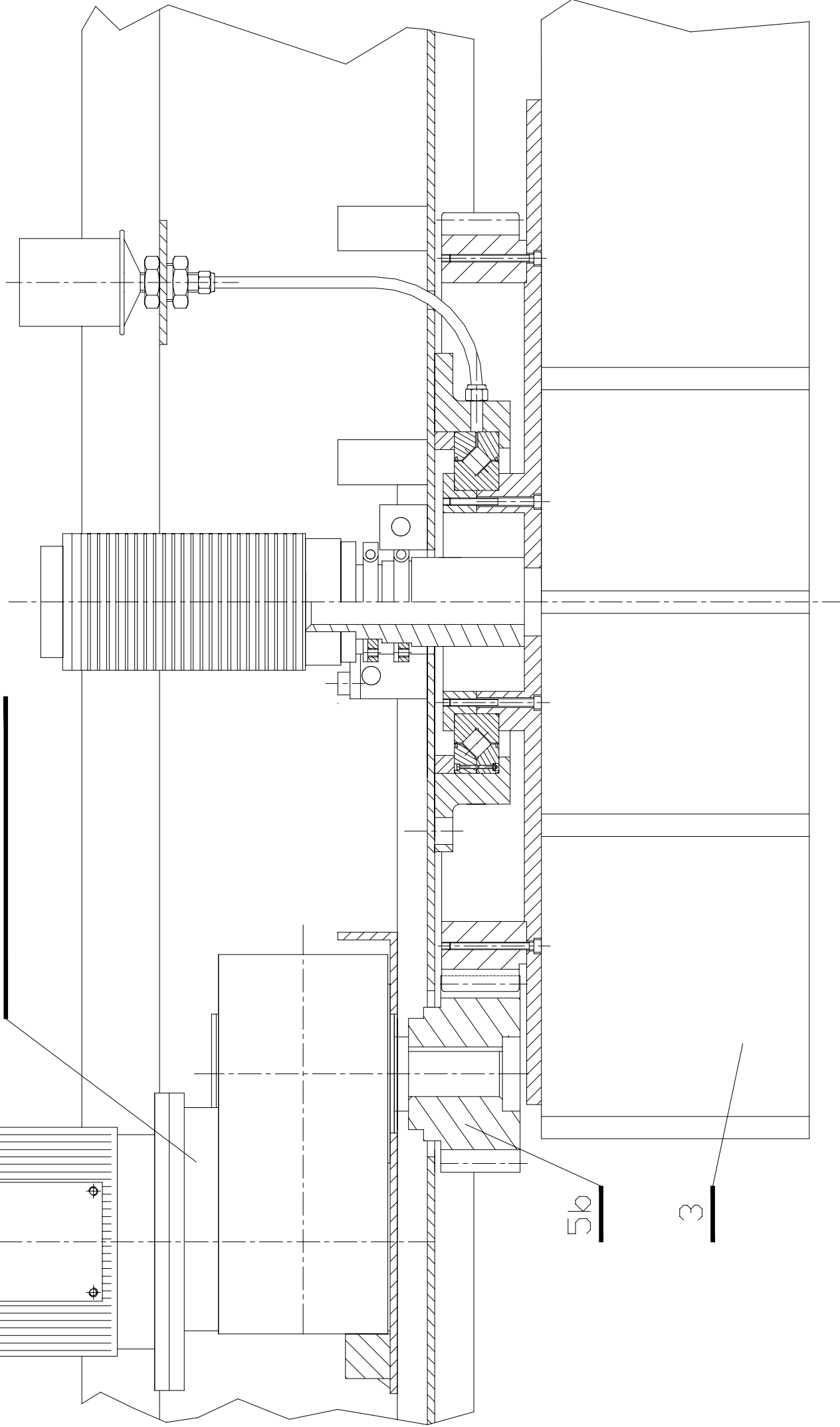
1.2 L'emballage d'une palette:

Après dépose d'une palette dans la banderoleuse, le cycle de fonctionnement, géré par un automate programmable permet:

- la mise en route du bras tournant.
- la mise en place de quelques tours de film pré-étiré autour de la base des produits.
- l'enrubannage de la palette par déplacement ascendant du chariot dérouleur le long du bras tournant.
- la détection du haut de la palette et la mise en place de quelques tours de film.
- l'enrubannage de la palette lors de la descente du chariot dérouleur jusqu'à sa position basse.
- la découpe du film.



Motoréducteur



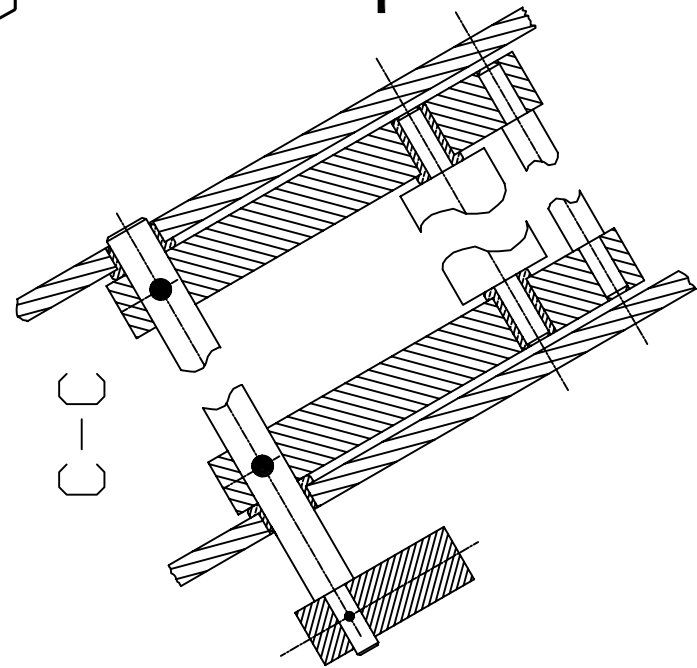
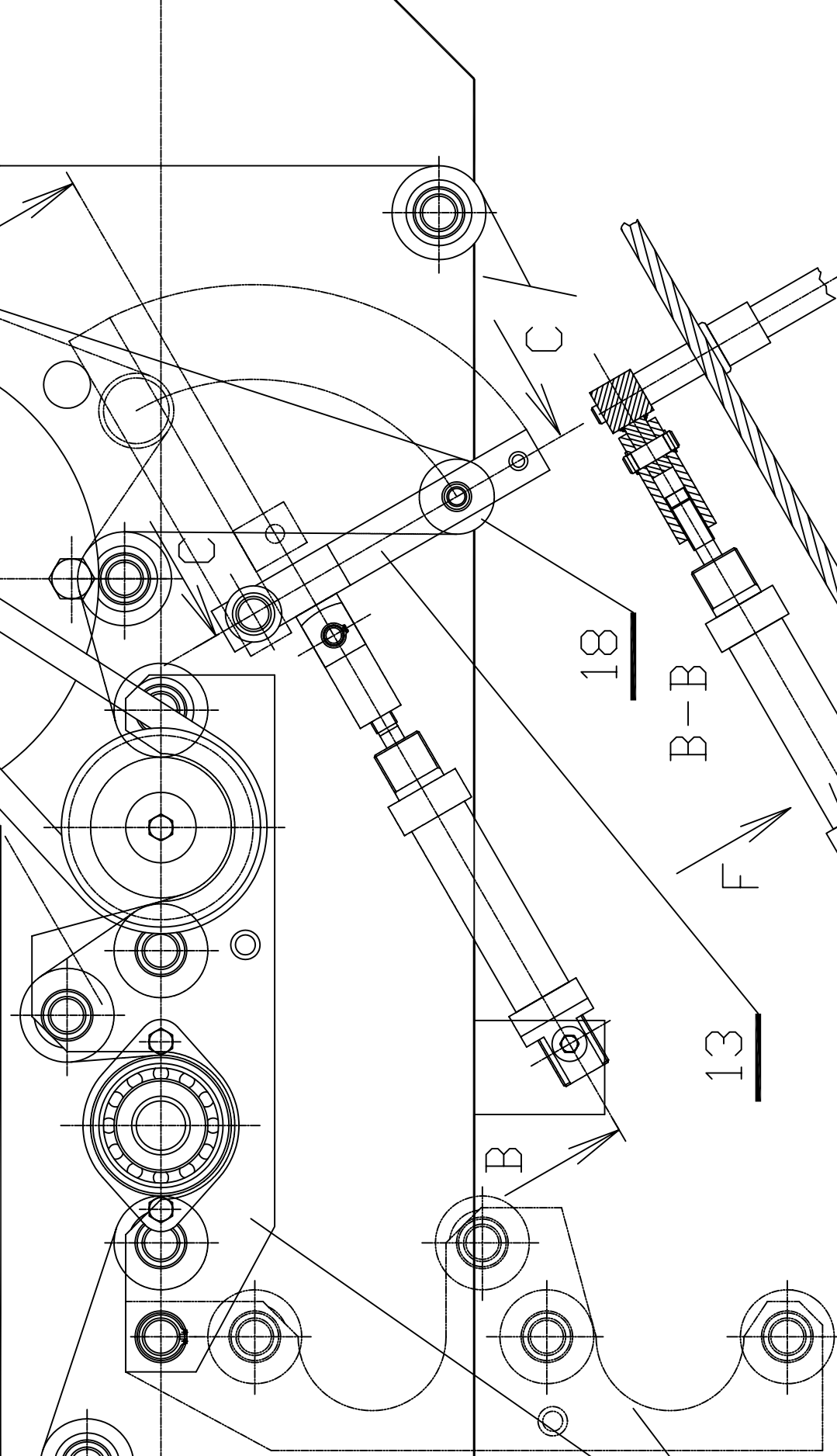
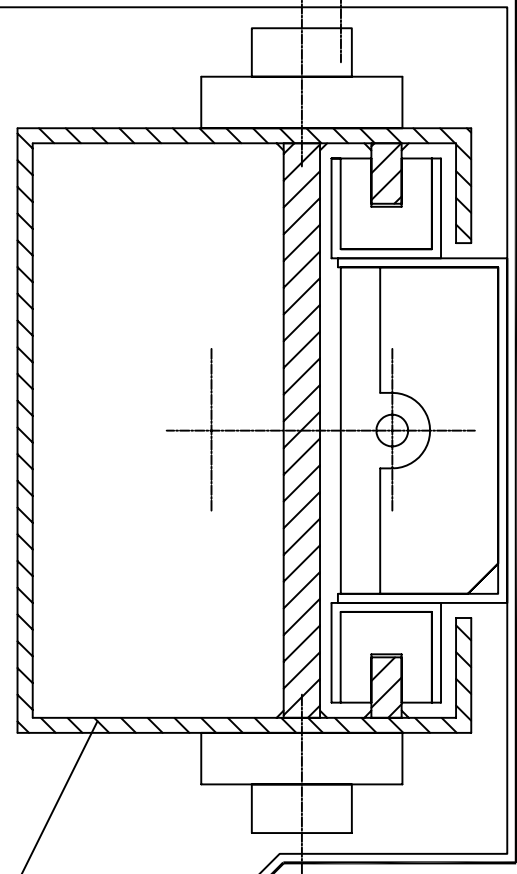
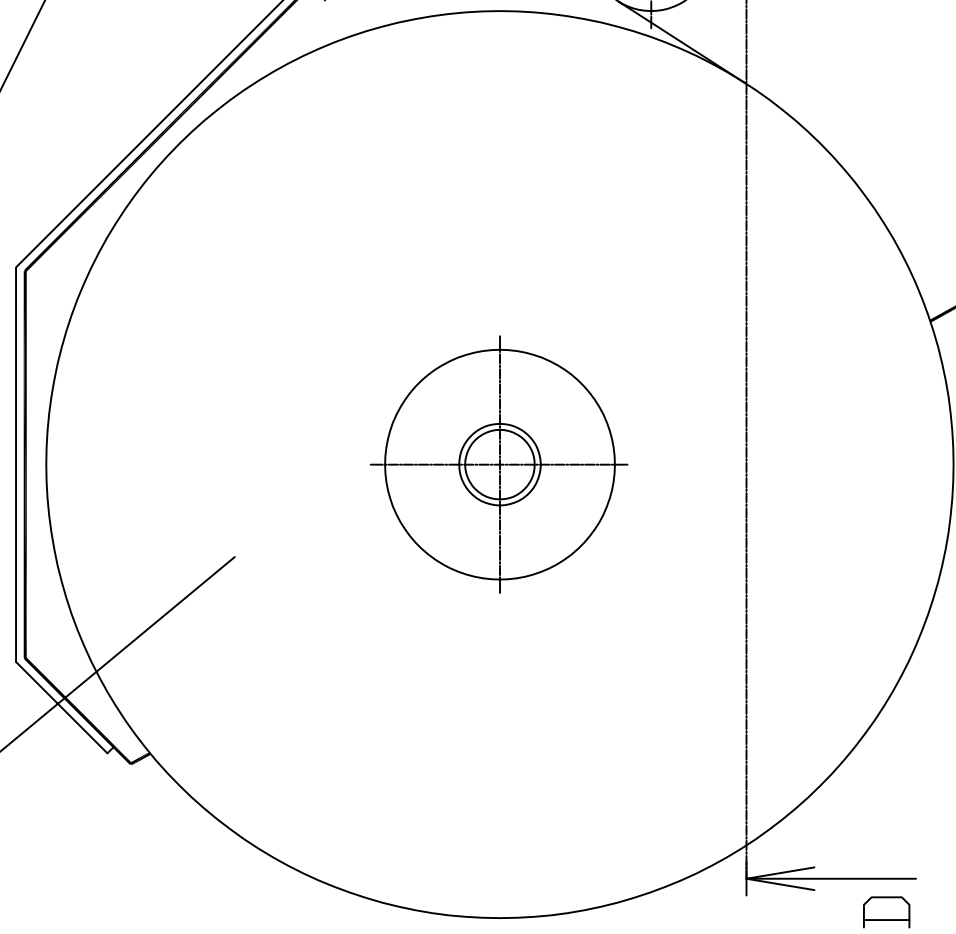
11

3

Vue de dessus sans la plaque 6

20

12



C-C

15

13

14

18

B-B

F

B

D

Ech 0,4:1

DT 4/20

D-D

3

19

20

6

11

10

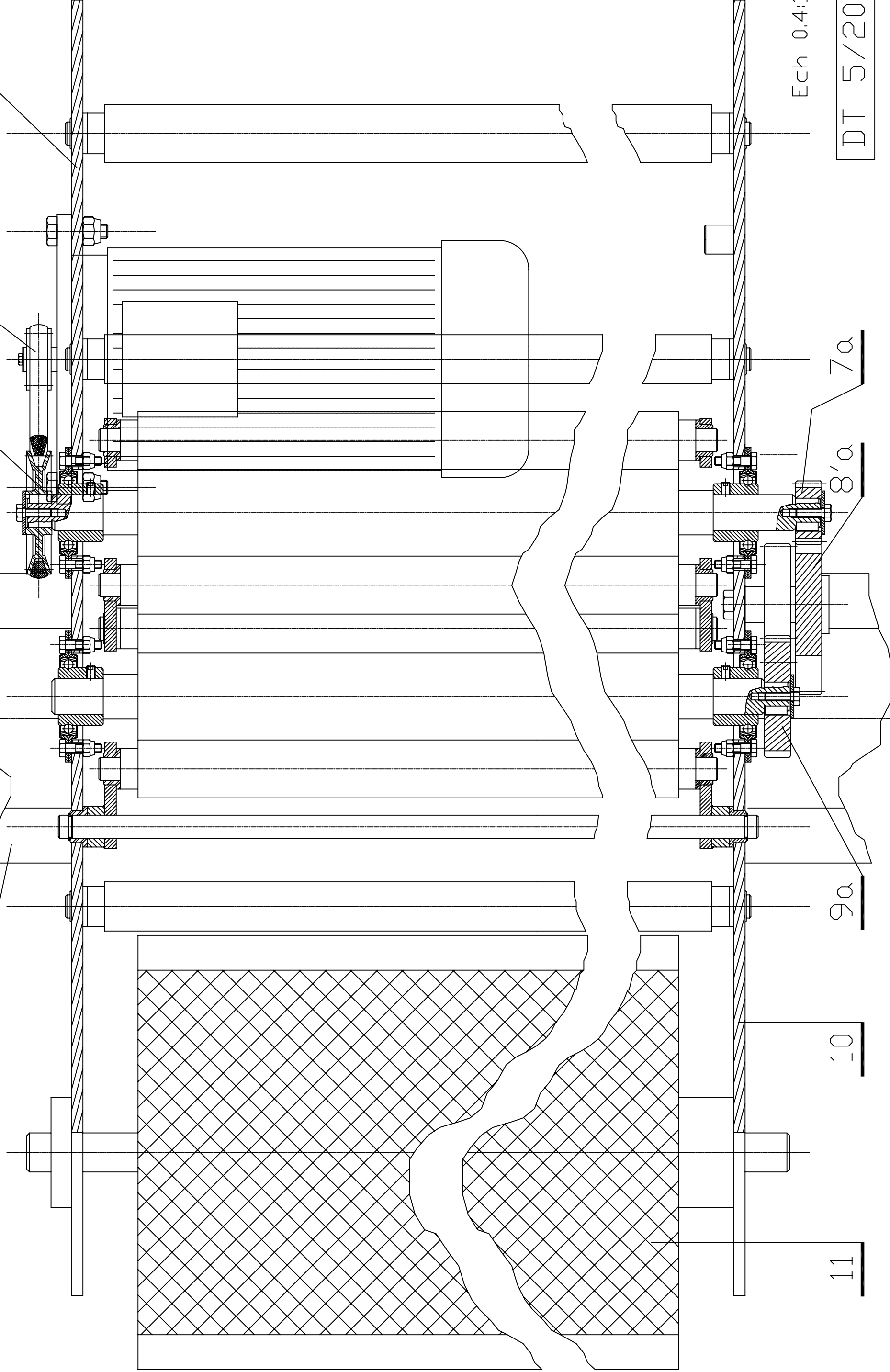
9a

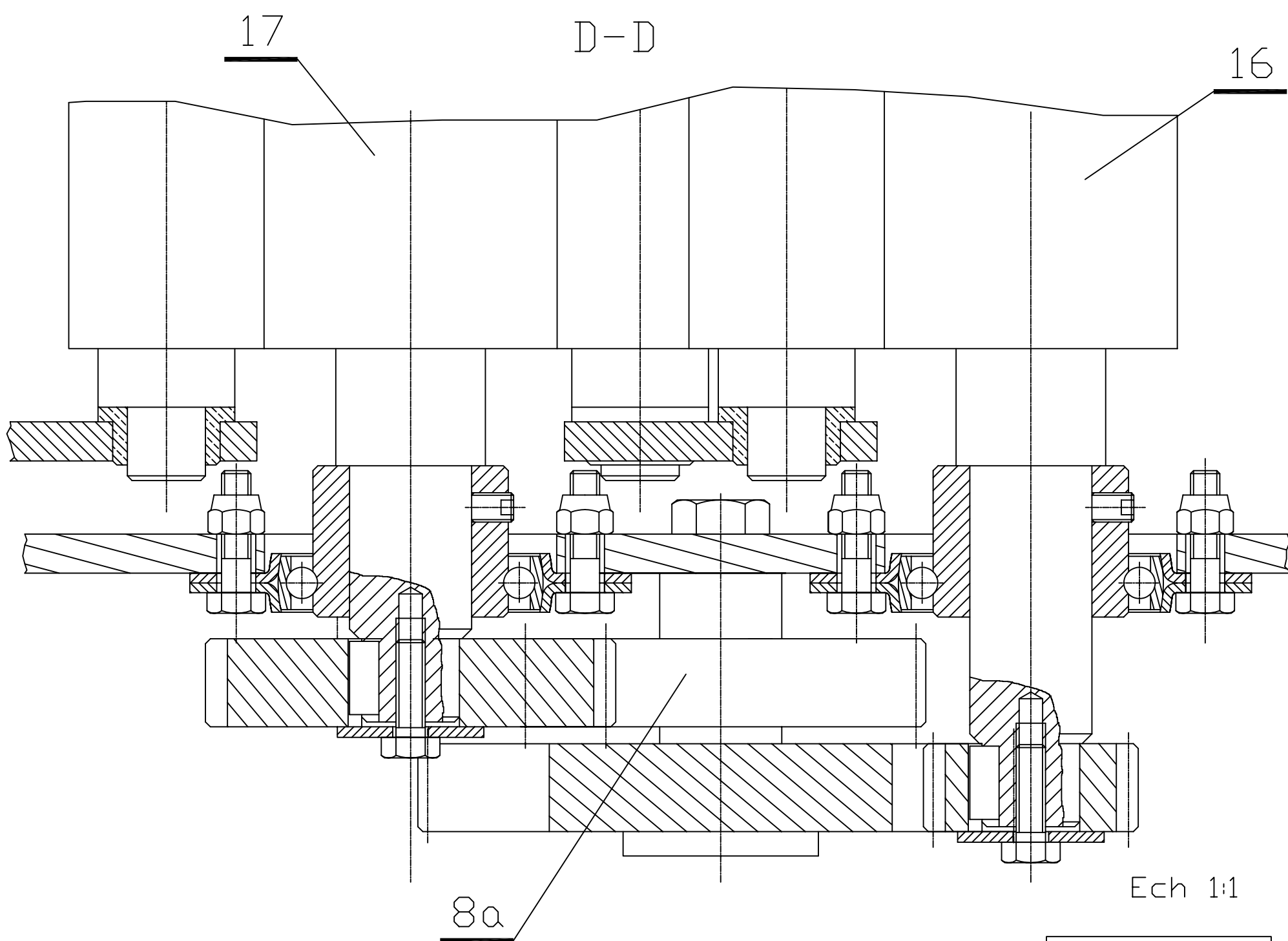
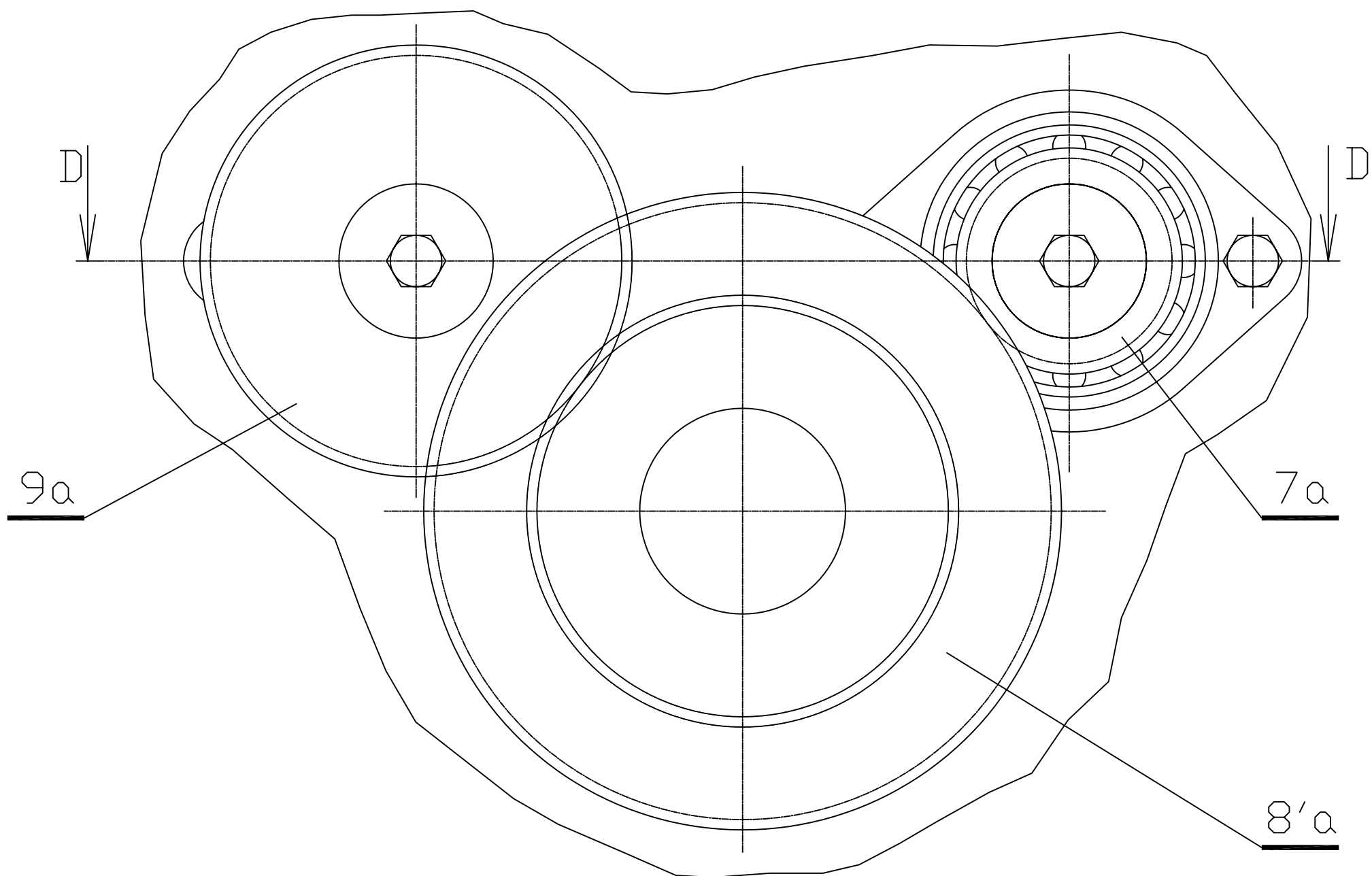
8'a

7a

Ech 0,4:1

DT 5/20





Ech 1:1

DT 6/20

OBJECTIFS DE L'ETUDE :

La modification des paramètres de banderolage pour améliorer l'étanchéité de l'emballage, l'utilisation de bobines de film de plus grande capacité, l'amélioration du dispositif de régulation de la tension de pose du film, l'objectif d'élimination de certains défauts, conduisent le service de maintenance à reprendre l'étude d'un certain nombre d'éléments de la machine en vue de satisfaire aux nouvelles contraintes de la production.

1. Étude du cycle de banderolage

Voir Figures 1, 2 et 3 DT 8/11 et DT 9/11.

Le bras **3** portant la bobine de film est entraîné en rotation avec une rampe d'accélération de durée 2s, réglée par un potentiomètre. (voir la représentation graphique partielle du cycle sur document **DR 1/4**).

A la fin de la phase d'accélération, le bras **3** tourne à la fréquence de rotation $N_{3/1} = 37,5$ tr/min. dans le repère $(\vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$ lié au bâti de la machine et dans le sens rétrograde de ce repère.

A l'instant $t_2 = 7.4$ s, le bras **3** a parcouru 4 tours depuis le démarrage et on déclenche alors le déplacement vertical du chariot dérouleur **4** avec une rampe d'accélération qui dure 0.6s. La vitesse maximale atteinte est alors :

$$\|\vec{V}_{G4,4/3}\| = 170 \text{ mm.s}^{-1}$$

La course de celui-ci est indiquée par la *figure 3* du document **DT 9/11**.

A l'approche de la position Haute, le chariot **4** décélère pendant 0.6s jusqu'à l'arrêt.

Au bout de 3 tours de bras, le chariot **4** redescend avec une loi de vitesse symétrique de celle de la montée (voir graphe sur document **DR 1/4**) jusqu'à l'arrêt en position basse.

A l'instant t_9 , le bras **3** ralentit sur un tour pour atteindre une fréquence de rotation nulle à la position initiale ($\theta = 0^\circ$).

Le temps cumulé de chargement/déchargement d'une palette sur la machine est de **32,6 s** (hors durée de la pose du film).

répondre sur document réponse **DR 1/4**.

N.B. : les questions 1.1, 1.2 et 1.3 peuvent être traitées indépendamment, seule la question 1.4 dépend des précédentes.

- 1.1 Calculer l'intervalle de temps $t_5 - t_2$ nécessaire au chariot **4** pour effectuer sa phase de montée.
- 1.2 Calculer l'intervalle de temps $t_6 - t_5$ pendant lequel le chariot **4** reste en position haute pendant 3 tours du bras.
- 1.3 Calculer l'intervalle de temps $t_{10} - t_9$ pendant lequel le bras **3** ralentit pour se retrouver en position initiale.
- 1.4 En déduire le temps d'un cycle et calculer le nombre de palettes traitées à l'heure.

21	1	Roulement à rouleaux croisés				
20	1	Poulie motrice				
19	1	Poulie réceptrice				
18	1	Rouleau tendeur du bras danseur				
17	1	Rouleau récepteur				
16	1	Rouleau moteur				
15	1	Bloc presseur (position ouverte en vue fantôme)				
14	1	Vérin du bras danseur				
13	1	Bras danseur (position haute en vue fantôme)				
12	1	Film				
11	1	Bobine de film				
10	1	Plaque support inférieure				
Jeu de pignons système de pré-étirage:			a	b	c	d
9	1	Pignon récepteur ; $m = 2$	$Z_{9a} = 40$	$Z_{9b} = 32$	$Z_{9c} = 47$	$Z_{9d} = 40$
8'	1	Pignon intermédiaire 2 ^{ème} étage	$Z_{8a} = 60$	$Z_{8b} = 60$	$Z_{8c} = 59$	$Z_{8d} = 40$
8	1	Pignon intermédiaire 1 ^{er} étage	$Z_{8a} = 40$	$Z_{8b} = 48$	$Z_{8c} = 33$	$Z_{8d} = 40$
7	1	Pignon moteur ; $m = 2$	$Z_{7a} = 20$	$Z_{7b} = 20$	$Z_{7c} = 21$	$Z_{7d} = 40$
6	1	Plaque support supérieure				
5b	1	Pignon de sortie du motoréducteur				
5a	1	Roue dentée motoréducteur				
4	1	Chariot dérouleur de film				
3	1	Bras tournant de banderolage				
2	1	Pignon moteur				
1	1	Bâti				
Rep	Nb	Désignation				
Banderoleuse à bras tournant "SFEIMA"						

Désignation / Codification

Mub	2203	P3	00	C	67,3	MI	4P, LS 80	0.75 kW
------------	-------------	-----------	-----------	----------	-------------	-----------	------------------	----------------

Type réducteur	Taille	Position de montage	Forme de fixation	Définition de l'arbre de sortie	Réduction exacte	Montage intégré	Polarité, type de moteur LS et hauteur d'axe	Puissance du moteur
----------------	--------	---------------------	-------------------	---------------------------------	------------------	-----------------	--	---------------------

SÉLECTIONNER LA TAILLE DU MOTORÉDUCTEUR

La puissance nécessaire à l'application étant définie, il faut connaître la vitesse requise par l'application.

L'extrait de la grille ci-contre indique directement la taille du motoréducteur.

Exemple ci-contre :

Puissance : 0.55 kW

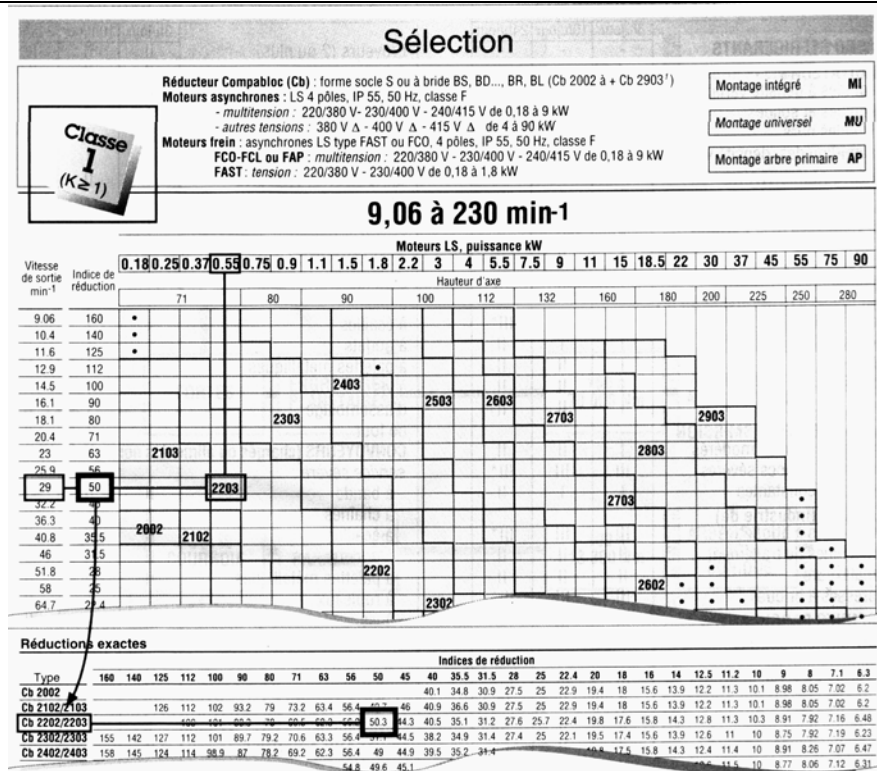
Vitesse de sortie : 29 tr.min⁻¹

Indice de réduction 50

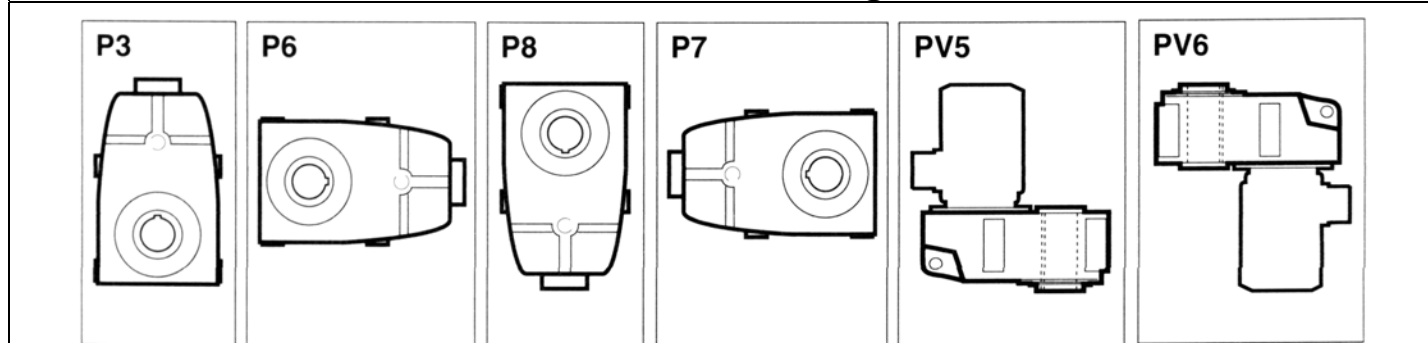
Type du réducteur : Cb

Taille du réducteur : 2203

Réduction exacte : 50.3

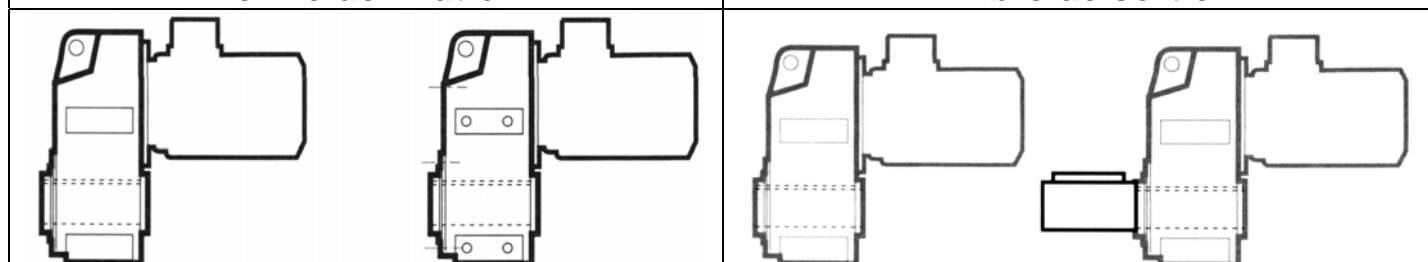


Position de montage



Forme de fixation

Arbre de sortie



00 : carter nu (sans trou)

40 : carter taraudé (bride B14)

C : arbre creux cylindrique

P : arbre plein cylindrique

Sélection

**Classe
II
(Kp = 1,4)**

Réducteur Manubloc (Mub) : forme nu N, taraudé B 14

Moteurs asynchrones : LS 4 pôles, IP 55, 50 Hz, classe F

- multitension : 220/380 V – 230/400 V – 240/415 V de 0.18 à 9 kW

- autres tensions : 380 V Δ - 400 V Δ - 415 V Δ de 4 à 30 kW

Moteurs frein : asynchrones LS type FAST, FCO ou FAP, 4 pôles, IP 55, 50 Hz, classe F

FCO ou FAP : multitension : 220/380 V – 230/400 V – 240/415 V de 0.18 à 9 kW

FAST : tension 220/380 V – 230/400 V de 0.18 à 1.8 kW

Montage intégré **MI**

Montage universel **MU**

Montage arbre primaire **AP**

6,44 à 322 min⁻¹

		Moteur LS, puissance kW																					
Vitesse de sortie min ⁻¹	Indice de réduction	0.18	0.25	0.37	0.55	0.75	0.9	1.1	1.5	1.8	2.2	3	4	5.5	7.5	9	11	15	18.5	22	30		
		Hauteur d'axe																					
		71				80			90			100			112		132		160		180		200
6.44	225																						
7.3	200																						
8.1	180																						
9.1	160																						
10.4	140							•		•													
11.6	125									•													
12.9	112		2203							•													
14.5	100									•													
16.1	90																						
18.1	80								2403			2503											
20.4	71	•	•			2303																	
23	63	•	•									•											
25.9	56											•											
29	50									•	•	•											
32.2	45				2203			2302		•	•	•	•	•									
36.3	40							•	•	•		•		•									
40.8	35.5							•	•	•		•		•	•								
46	31.5											•											
51.8	28																						
58	25												2402				•						
64.7	22.4			2102																			
72.5	20																						
80.6	18																						
90.6	16																						
104	14																						
116	12.5									2202													
129	11.2														•								
145	10														•				2502				
161	9																						
181	8													•	•								
204	7.1													2302	•								
230	6.3													•	•	2402							
259	5.6								2202					2302	•	•	•						
290	5													•	•	2402							
322	4.5								2202														
Moteurs frein		Hauteur d'axe																					
FCO		71				80			90			100			112		132						
FAST		71				80			90			90											
FAP		71			80			90			100			112		132							

• Motoréducteurs réalisables, dans un délai préférentiel, exclusivement en montage universel MU ou AP.

Réductions exactes

Type	Indices de réduction																																			
	225	200	180	160	140	125	112	100	90	80	71	63	56	50	45	40	35.5	31.5	28	25	22.4	20	18	16	14	12.5	11.2	10	9	8	7.1	6.3	5.6	5	4.5	
Mub 21--											73.9	64.1	56.9	50.7	46.1	42.1	35.7	33.1	28.7	25.5	22.5	20.8	18.5	16.5	14.8	12.9	11.4									
Mub 22--		207	184	168	153	130	120	104	92.7	81.8	75.6	67.3	60.1	53.9	47	41.5	29.9	27.8	24.3	21.5	19.1	17.2	15.5	13.8	12.2	11.2	9.66	8.59	7.76	7.3		5.78		4.3		
Mub 23--	214	199	174	154	137	123	111	99.2	87.4	80	69.2	61.6	53.7	49.1	44.1	38.6	35.1	31	27.4	24.4	21.9	19.5	17.7	15.4	14.1	12.3	11.1	10.1	8.76	7.26		5.49				
Mub 24--	233	212	191	167	152	134	119	106	94.9	84.5	75.6	66.6	60.9	48.2	44	37.7	34.6	30.1	26.5	23.8	21	19	17.2	14.9	13.6	12	10.7	9.91	8.48	7.76		6.22		4.77		
Mub 25--		213	184	146	146	133	117	109	96.4	86.2	73.6	66.7	60.6	52.9	46.4	42.7	37.7	32.1	27.7	25.2	22	20	17.7	16.4	14.5	13	11.1	10.1	9.15	7.99	7.01	6.4	5.69	5.04		

Exemple de sélection :

Puissance désirée : 1.5 kW

Vitesse souhaitée 20 min⁻¹

Facteur de service nécessaire à l'application : Kp = 1.4

Fixation : Horizontale

Désignation : Mub 2403 00 P3 C 76,6 MI – 4P LS 90 1,5 kW

DT 9/16

Moteurs asynchrones : caractéristiques

4
Pôles

IP 55
Cl. F - ΔT 80 K
MULTI-TENSION

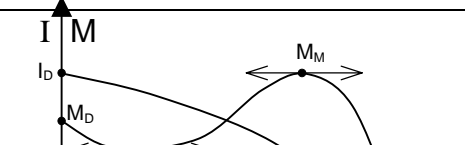
Calcul du couple nominal :

$$M_N = \frac{P_N \times 20}{\pi}$$

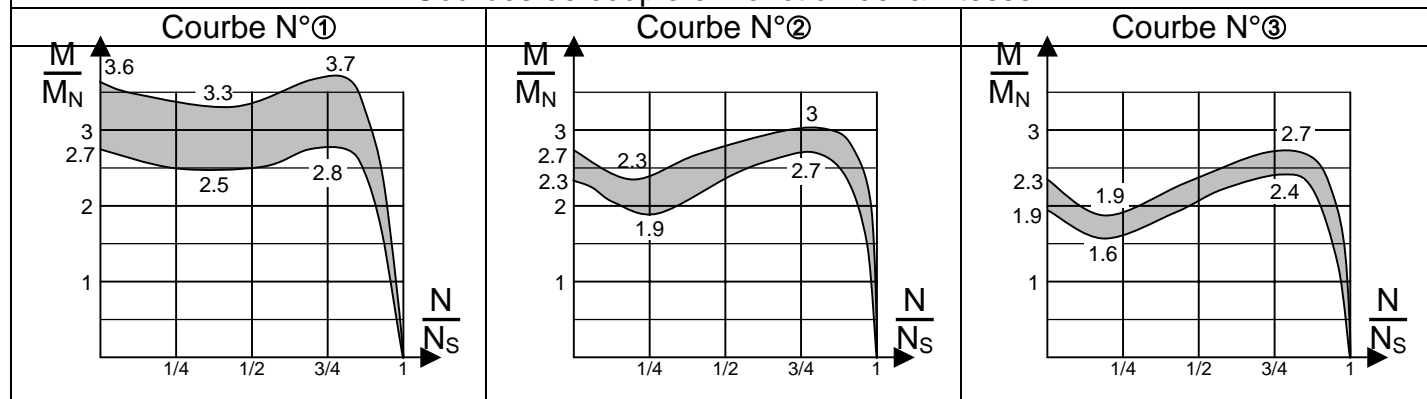
RÉSEAU Δ 230 / Y 400 V ou Δ 400 V 50 Hz

	Puissance nominale à 50 Hz	Vitesse nominale	Intensité nominale	Facteur de puissance	Rendement	Courant démarrage/ Couple nominal	Couple démarrage/ Couple nominal	Couple maximal/ Couple nominal	Courbe de couple	Moment d'inertie	Masse
Type	P _N kW	N _N min ⁻¹	I _N A	Cos φ	η	I _D /I _N	M _D /M _N	M _M /M _N	N°	J kg.m ²	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	1450	5.1	0.81	75	5.3	1.9	2.4	③	0.0039	19.5
LS 100 L	3	1430	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

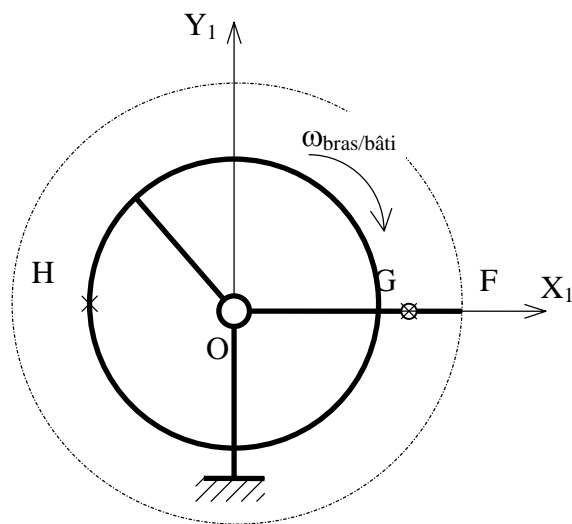
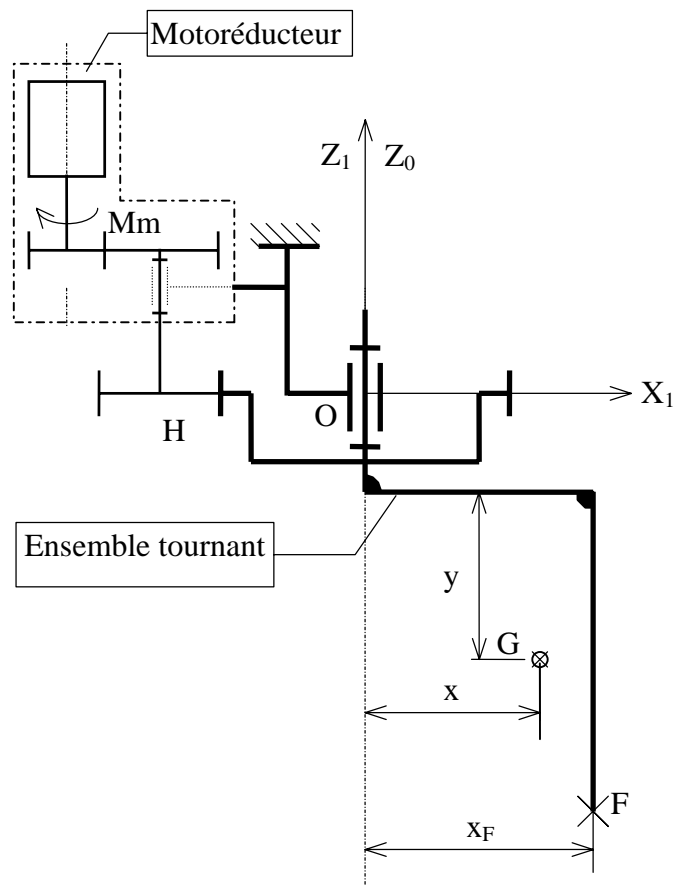
Courbes caractéristiques d'un moteur asynchrone

Grandeurs	Symboles	Unités	
Courant de démarrage	I_D	A	
Courant nominal	I_N		
Courant à vide	I_0		
Couple de démarrage	M_D	Nm	
Couple d'accrochage	M_A		
Couple maximal	M_M		
Couple nominal	M_N		
Vitesse nominale	N_N	min^{-1}	
Vitesse de synchronisme	N_S		

Courbes de couple en fonction de la vitesse



Nota : dans le rapport M/M_N, M représente respectivement M_D, M_A et M_M.

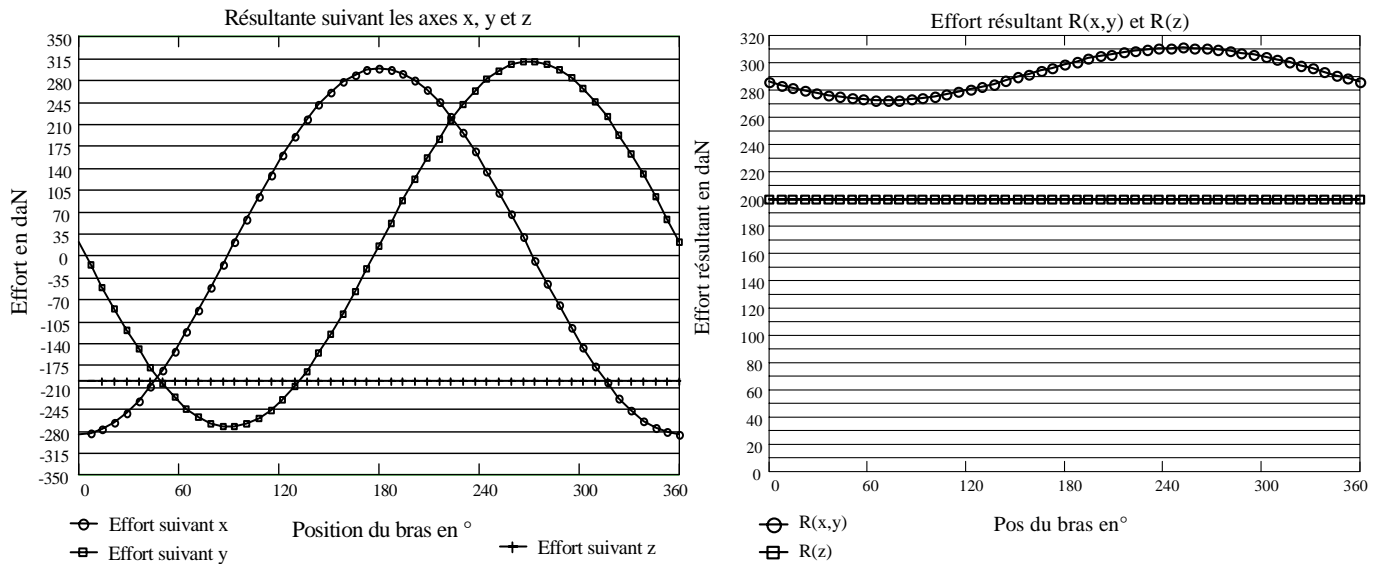


LOGICIEL DE STATIQUE

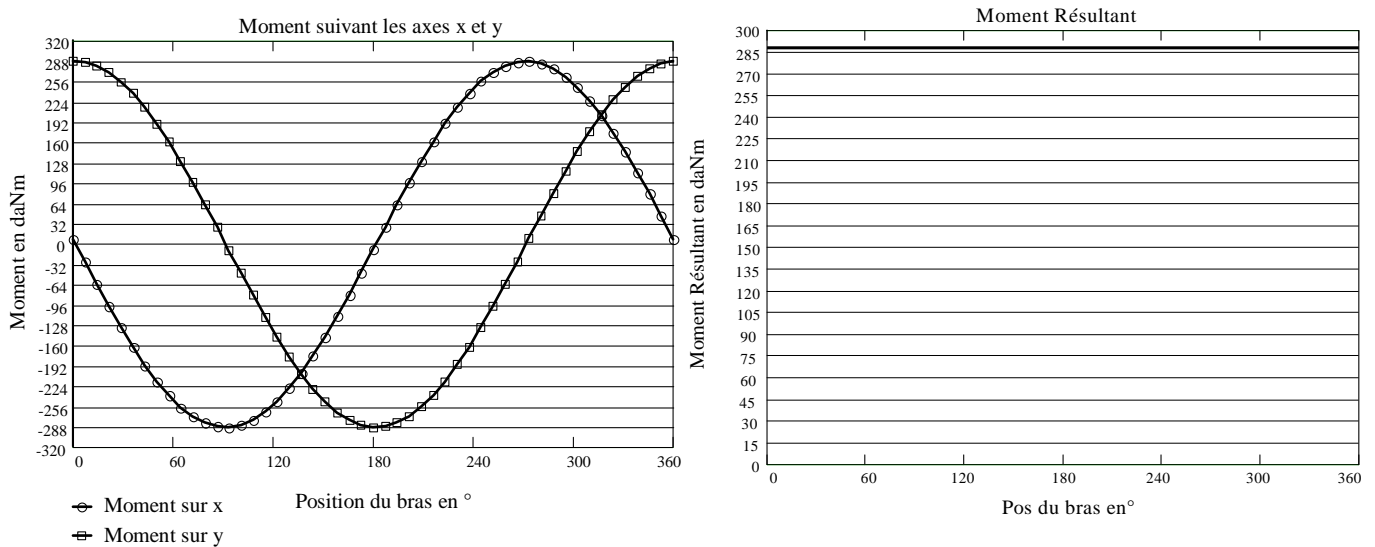
Résultats du calcul

Actions dans le roulement exprimées au point O dans la base $(O, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ définie sur le document DT 11/20

Résultante

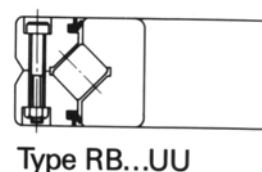
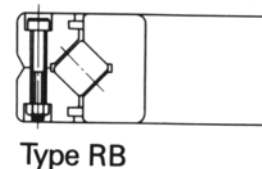
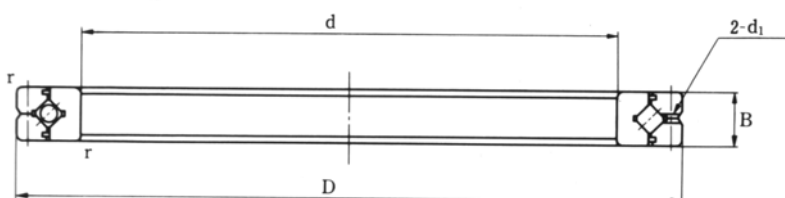


Moment





Référence		masse kg	Dimensions principales mm							Capacité de charge	
sans joint	avec joint		Diam. int. d	Diam. ext. D		Hauteur B		orifice de lubrification d ₁		C daN	C ₀ daN
						Tol. bague int.	Tol. bague ext.				
RB 3010	RB 3010UU	0,12	30	55	10	0 -0,120	0 -0,150	2	1	660	520
RB 4010	RB 4010UU	0,16	40	65	10			2	1	750	650
RB 5013	RB 5013UU	0,27	50	80	13			2	1	1510	1290
RB 6013	RB 6013UU	0,3	60	90	13			2	1	1630	1500
RB 7013	RB 7013UU	0,35	70	100	13	0 -0,150	0 -0,200	2	1	1750	1700
RB 8016	RB 8016UU	0,7	80	120	16			2,5	1	2720	2590
RB 9016	RB 9016UU	0,75	90	130	16	0 -0,200	0 -0,250	2,5	1,5	2830	2780
RB10020	RB10020UU	1,45	100	150	20			3	1,5	3020	3160
RB11020	RB11020UU	1,56	110	160	20			3	1,5	3110	3350
RB12025	RB12025UU	2,62	120	180	25			3	2	6350	6570
RB13025	RB13025UU	2,82	130	190	25	0 -0,250	0 -0,300	3	2	6590	7020
RB14025	RB14025UU	2,96	140	200	25			3	2	7090	7910
RB15013	RB15013UU	0,68	150	180	13			2	1	2440	3240
RB15025	RB15025UU	3,16	150	210	25			3	2	7280	8360
RB15030	RB15030UU	5,3	150	230	30			3,5	2	9210	9840



ROULEMENTS A ROULEAUX CROISÉS, TYPE RB, WKN

CAPACITÉ DE CHARGE DYNAMIQUE DE BASE

La capacité de charge dynamique de base du roulement à rouleaux croisés WKN, type RB est définie comme une charge fixe dont le sens et l'amplitude assurent une durée de service caractéristique (L) quand un groupe de roulements à rouleaux croisés identiques, fabriqués dans les mêmes conditions, sont utilisés individuellement. La charge dynamique caractéristique de base nécessaire pour calculer la durée de vie est indiquée dans le tableau de dimensions.

La durée de vie d'un roulement à rouleaux croisés WKN, type RB, peut être calculée à partir de l'équation suivante:

$$L = \left(\frac{C}{f_w \cdot P_c} \right)^{\frac{10}{3}}$$

où:

L = Durée de vie en 10^6 révolutions (ce que l'on définit par $1/10^6$ fois le nombre de révolutions qu'un groupe de roulements à rouleaux croisés identiques, fabriqués dans les mêmes conditions, sans écaillage dû à la fatigue des rouleaux, est capable d'atteindre lorsque ces rouleaux fonctionnent dans les mêmes conditions).

C = Charge dynamique de base, en daN

P_c = Charge radiale dynamique équivalente

f_w = Facteur de charge (voir tableau 2)

Charge radiale dynamique équivalente

La charge radiale dynamique équivalente d'un roulement à rouleaux croisés WKN, type RB est donnée par l'équation suivante:

$$P_c = X \cdot (F_r + \frac{2M}{dp}) + Y \cdot F_a$$

où:

P_c = Charge radiale dynamique équivalente, en daN

X = Facteur de charge radiale (selon tableau 1)

Y = Facteur de charge axiale (selon tableau 1)

F_r = charge radiale, en daN

F_a = charge axiale, en daN

M = Moment, en daN.mm

dp = Diamètre moyen du roulement, en mm, (voir tableau des dimensions)

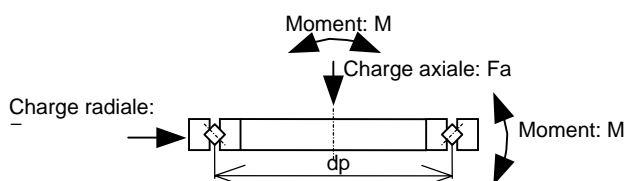


Tableau 1: Facteurs X et Y

Quand	X	Y
$\frac{F_a}{F_r + 2M/dp} \leq 1.5$	1	0.45
$\frac{F_a}{F_r + 2M/dp} > 1.5$	0.67	0.67

Facteur de charge fw:

Lorsque le roulement est soumis à des vibrations ou à des chocs, la charge réelle est supérieure à la charge de calcul.

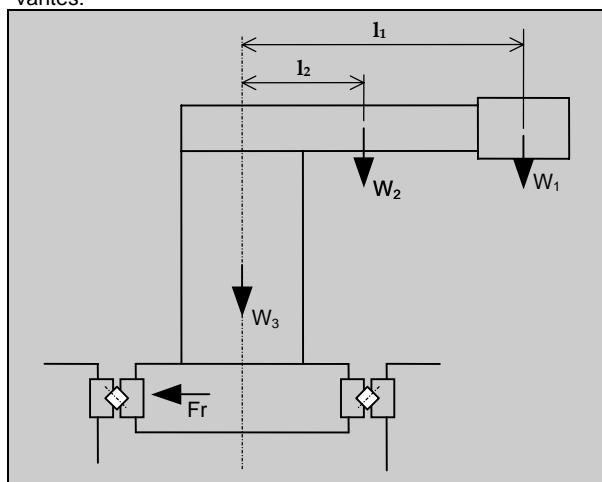
Dans ce cas, il est nécessaire d'utiliser le facteur de charge indiqué dans le tableau suivant:

Tableau 2: Facteur de charge

Conditions d'utilisation	f _w
Faibles charges	1 à 1.2
Charge normale	1.2 à 1.5
Charge importante	1.5 à 3

Exemple de calcul

Calculer la durée de vie présumée dans les conditions suivantes:



Type de roulement à rouleaux croisés WKN, utilisé: RB 25025

C = 6640 daN

C₀ = 9820 daN

dp = (250+310)/2=280 mm

charge radiale: F_r = 250 daN

charge axiale: F_a = W₁ + W₂ + W₃
= 150 daN + 50 daN + 50 daN
= 700 daN

Moment: M = W₁ × l₁ + W₂ × l₂
= 150 daN × 800mm + 50 daN × 400mm
= 140.000 daN.mm

Pour obtenir les valeurs de X et Y du tableau 1, effectuer le calcul suivant:

$$\frac{F_a}{F_r + 2M/dp} = \frac{700}{250 + 2 \times 140.000/280} = 0.56 \approx 1.5$$

d'où X = 1 et Y = 0.45

La charge radiale dynamique équivalente P_c peut alors être calculée comme suit:

$$P_c = X \cdot (F_r + \frac{2M}{dp}) + Y \cdot F_a =$$

$$1 \times \left(\frac{250}{250 + 2 \times 140.000/280} \right) + 0.45 \times 700 = 1565 \text{ daN}$$

En prenant f_w = 1,2

$$L = \left(\frac{C}{f_w \cdot P_c} \right)^{\frac{10}{3}} = L = \left(\frac{6640}{1,2 \times 1565} \right)^{\frac{10}{3}} = 67.10^6 \text{ révolutions}$$

DÉFINITION D'UN DIAMÈTRE DE VÉRIN

• EFFORT DYNAMIQUE DÉVELOPPÉ PAR UN VÉRIN

$$F = \text{Pression} \times \text{Surface du piston} \times \text{Rendement}$$

Le rendement d'un vérin dépend du diamètre du vérin, de la pression et de paramètres d'ordre mécanique.

Les abaques et tableaux ci-dessous définissent les efforts dynamiques développés par les vérins en sortie et rentrée de tige, en fonction de la pression d'alimentation.

• TAUX DE CHARGE

C'est le rapport en pourcentage, entre la charge réelle à déplacer par le vérin et l'effort dynamique disponible en bout de tige.

$$\text{Taux de charge (en \%)} = \frac{\text{charge.réelle}}{\text{Effort.dynamique}} \times 100$$

Pour une utilisation optimale du vérin, il est recommandé de définir un vérin tel que le taux de charge soit **inférieur ou égal à 75%**.

EXEMPLE : Définition d'un vérin pour soulever une charge de 130 daN à une pression de 7 bar relatifs (manométriques).

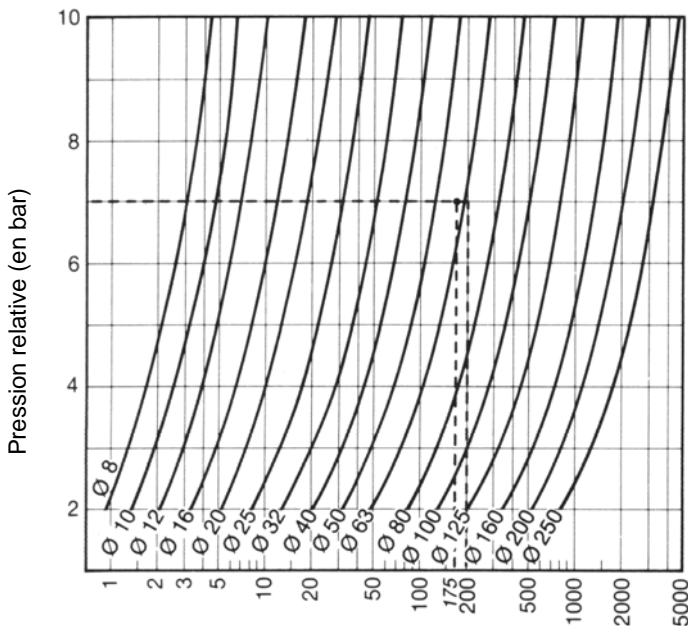
$$\text{Effort dynamique théorique} = \frac{\text{charge.réelle}}{\text{taux.de.charge}} = \frac{130}{0.75} = 175 \text{ daN}$$

Dans l'abaque "sortie de tige" ; définir le point de rencontre entre l'effort dynamique ainsi calculé et la pression d'alimentation. Le diamètre du vérin nécessaire sera celui développant un effort immédiatement supérieur.

Dans l'exemple cité : 175 daN est situé entre le Ø 50 et le Ø 63 mm. Le vérin recommandé est le Ø 63 mm qui développe 200 daN à 7 bar et le taux de charge réel est de :

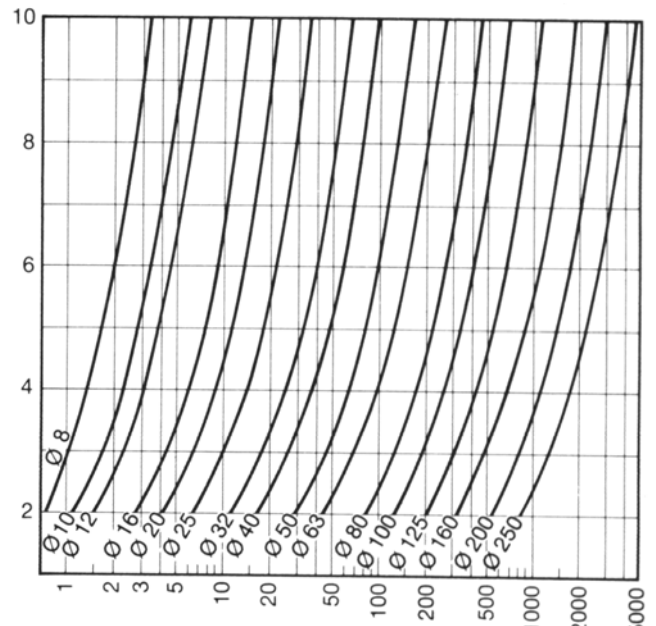
$$\frac{130 \text{ daN}}{200 \text{ daN}} \times 100 = 65 \%$$

EFFORTS DÉVELOPPÉS EN SORTIE DE TIGE



Efforts dynamiques (en daN)

EFFORTS DÉVELOPPÉS EN RENTRÉE DE TIGE



Efforts dynamiques (en daN)

EFFORTS DÉVELOPPÉS PAR LES VÉRINS (en daN)

Ø Vérin (mm)	Ø Tige (mm)	Section du piston (cm²)		Efforts dynamiques développés, en daN, en fonction de la pression d'alimentation (bar)									
		●	●	● 2	●	● 4	●	● 6	●	● 8	●	● 10	●
8	4	0.5	0.4	0.8	0.3	1.7	1.3	2.7	2	3.6	2.7	4.6	3.4
10	4	0.8	0.6	1.4	1.1	2.6	2.3	4.2	3.4	5.7	4.6	7.5	6
12	6	1.1	0.8	2.2	1.5	4.1	3.1	6	4.4	8.5	6.2	10.5	8
16	6	2	1.7	3.4	2.8	7.5	6	10	9.2	15	12	19	15
20	10	3.1	2.3	5.5	4.2	12	9	16	13.5	23	18	30	22
25	12	4.9	3.8	8.5	6.5	18	14	27	22	38	29	48	36
32	12	8	6.9	13	11.5	30	25	46	40	62	52	77	66
40	18	12.6	10	21	17	46	37	70	57	95	7	122	97
50	18	19.6	17	33	29	70	62	110	97	150	130	190	165
63	22	31.2	27.4	50	44	110	97	170	150	230	200	290	260
80	22	50.3	46.5	88	82	185	170	285	262	385	360	480	450
100	30	78.5	71.5	135	125	290	260	440	400	600	550	750	675
125	30	123	115.7	210	200	460	420	700	650	925	875	1150	1100
160	40	201	188	350	320	750	700	1150	1100	1550	1500	1900	1800
200	40	314	301	550	530	1150	1100	1800	1700	2400	2300	3000	290
250	50	491	471	825	800	1800	1700	2800	2750	3700	3600	4800	4500

● Efforts développés en sortie de tige (côté fond)

● Efforts développés en rentrée de tige (côté tige)

Brevet de Technicien Supérieur
MAINTENANCE INDUSTRIELLE

Session 1998

SOUS-EPREUVE U 42

Analyse fonctionnelle et structurelle
Représentation des mécanismes

Questionnaire

Contenu du dossier :

- Questionnaire AFS-RM 1/7 à 7/7

BAREME

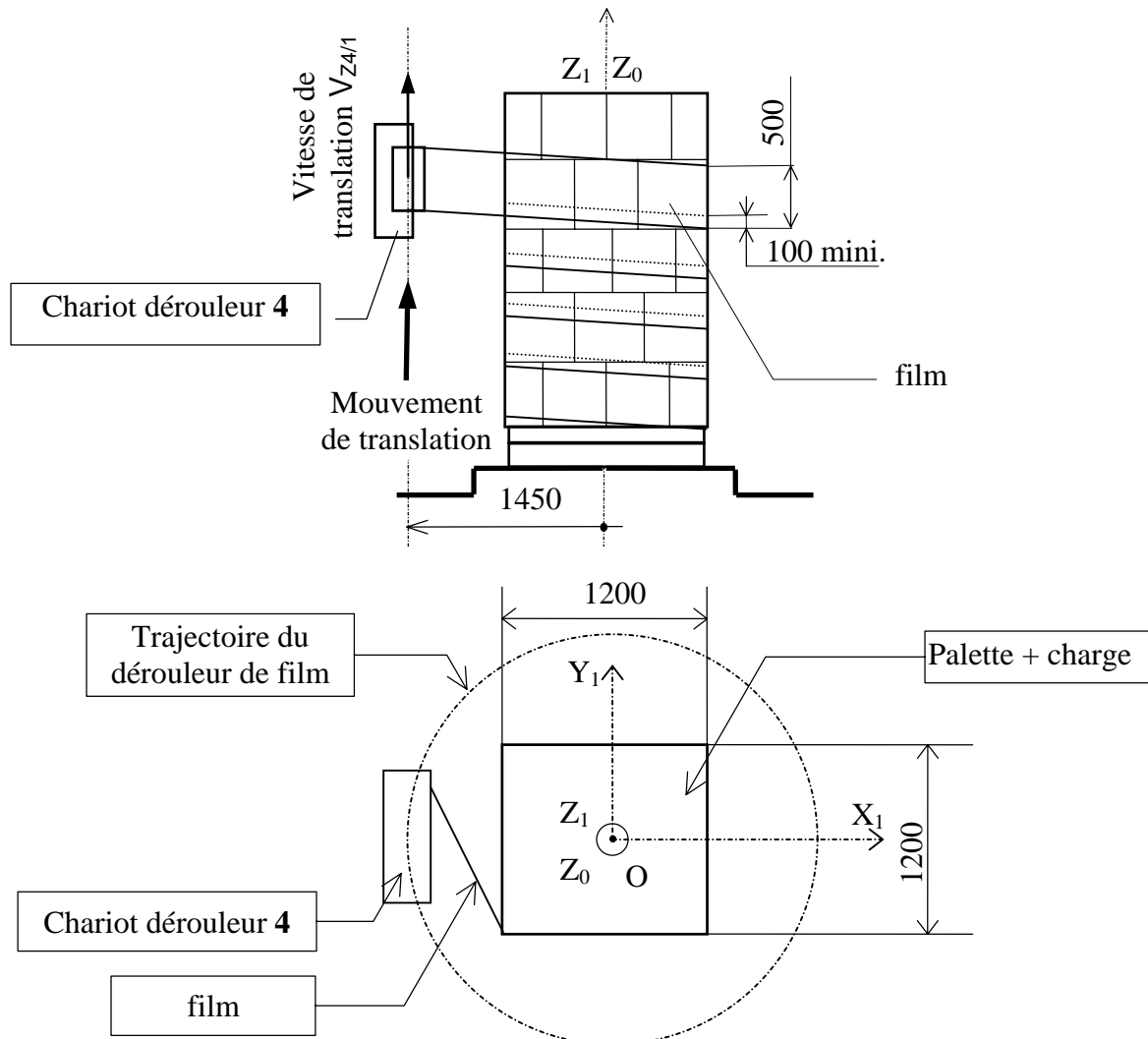
Questions	Barème sur 40	Questions	Barème sur 40
Question 1	3	Question 4-1	2
Question 2-1	4	Question 4-2	3
Question 2-2	8	Question 4-3	6
Question 3	5	Question 4-4	9

1. Étanchéité de l'emballage par couche de film

Le bras tournant portant la bobine de film tourne autour de la palette et dépose le film sur les produits à emballer. (Voir **DT 1/16** et **DT 2/16**)

Problème posé: afin d'améliorer l'étanchéité de l'emballage, on a défini qu'il serait souhaitable de préserver un chevauchement minimum entre chaque couche du film.

Solution: chevauchement minimum de 100 mm selon le principe décrit par la figure ci-dessous.



On donne :

- La vitesse de translation verticale maxi. du chariot dérouleur : $V_{Z4/1\text{maxi.}} = 250 \text{ mm/s.}$
- Chevauchement minimum : **100 mm**

répondre sur Document Réponse **DR AFS-RM 1/3.**

1.1 Déterminer l'avance du film A_{max} en mm/tour

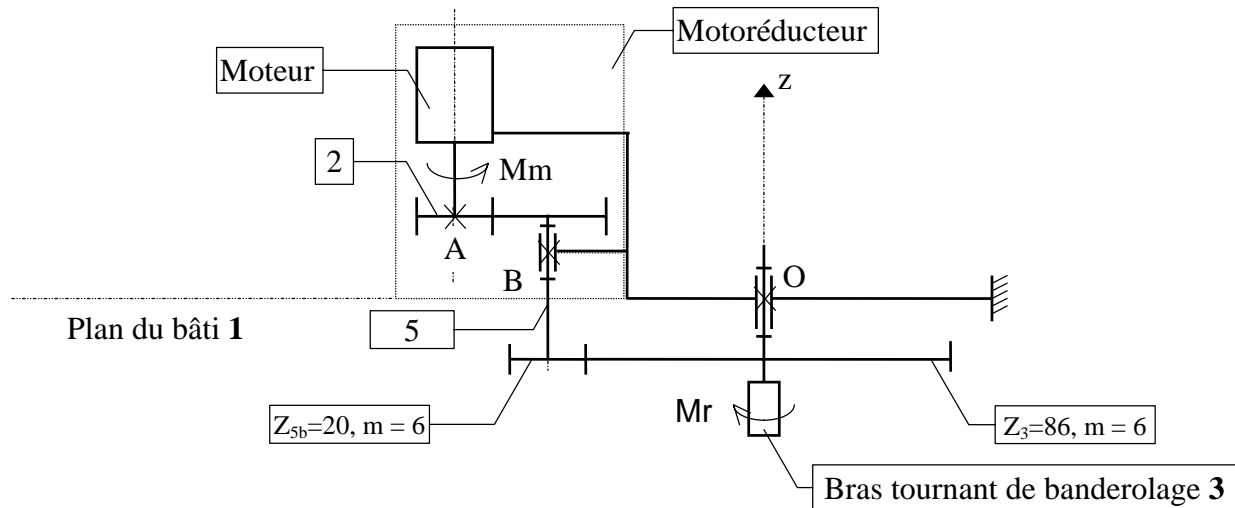
1.2 Déterminer alors la fréquence de rotation maxi. du bras tournant: $N_{(3/1)\text{maxi.}}$ pour respecter la vitesse de translation $V_{Z4/1\text{maxi.}}$

2. Adaptation du moteur

L'adoption de nouvelles bobines de film de plus grande capacité ainsi que d'un système de régulation de tension de pose du film a considérablement alourdi l'ensemble tournant **3 + 4**.

Problème posé: choisir un nouveau moteur permettant d'assurer l'entraînement du nouveau système avec les mêmes cadences de fonctionnement.

Solution: le document **DT 3/16**, précise l'implantation du nouveau système de motorisation schématisé ci-dessous:



Hypothèses:

Un calcul de prédétermination impose un moteur dont la puissance nominale $P_N = 2.2 \text{ kW}$ et un moment résistant M_r sur l'arbre d'entraînement du bras de banderolage de 55 Nm .

Les résultats d'un logiciel de mécanique donne comme inertie pour l'ensemble {arbre 3 + Bras tournant de banderolage} : $J_{3Oz} = 240 \text{ kg.m}^2$.

Dans l'étude qui suit on considérera les inerties des arbres 2 et 5, respectivement J_{2Az} et J_{5Bz} comme négligeables.

Le cahier des charges impose que le bras 3 atteigne la vitesse $N_{3/1}$ de 37.5 tr/min au bout de 1.5 s .

Le bâti de la machine est supposé suffisamment rigide pour permettre la fixation par vis du motoréducteur dont le carter sera taraudé. De plus, l'encombrement exige de choisir un montage intégré (MI). (**DT 8/16**)

L'arbre de sortie 2 est un arbre plein muni d'une clavette.

2.1 On désire effectuer le choix d'un nouveau motoréducteur parmi la gamme "Manubloc 2000" et suivre la méthodologie proposée par le constructeur.

répondre sur Document Réponse **DR AFS-RM 1/3**.

2.1.1 A partir des données cinématiques ci dessus, on calculera la fréquence de rotation de l'arbre de sortie 5 du motoréducteur $N_{5/1}$ afin de respecter le cahier des charges.

2.1.2 Sélectionner la taille du motoréducteur à partir du document **DT 9/16**.

2.1.3 Choisir la position de montage correspondant au schéma ci dessus, la forme de fixation et à l'aide des documents **DT 1/16**, **DT 8/16** compléter la référence exacte du motoréducteur à commander (selon **DT8/16** et **DT10/16**).

2.2 Respect du cahier des charges

Il s'agit de vérifier que le temps de démarrage du bras est inférieur à 1,5 s.

On va pour cela utiliser l'abaque du document réponse **DR AFS-RM 1/3** (voir exemple), ce qui nécessite au préalable d'avoir déterminé :

- M_a = moment accélérateur moyen par la formule :

$$M_a = \frac{M_D + 2M_A + 2M_M + M_N}{6} - M_R \quad \textcircled{1}$$

La signification des termes M_D , M_A , M_M et M_N se trouve sur le document **DT 10/16**.
 M_R est le moment résistant ramené à l'arbre moteur tel que :

$$M_R = \frac{\text{moment.résistant}.M_r.\text{sur.l'arbre.d'entraînement.du.bras}}{i_1.i_2} \quad \textcircled{2}$$

avec: * i_1 indice de réduction 5/2 exact du motoréducteur choisi (**DT 9/16**).

$$* i_2 \text{ indice de réduction } 3/5 = \frac{N_{5/1}}{N_{3/1}}$$

- $N_{n/1}$ désigne une fréquence de rotation finale en tr/min

- J = moment d'inertie de l'ensemble ramené à l'arbre moteur avec $J = J_{30z} \cdot \left(\frac{N_{3/1}}{N_{2/1}} \right)^2 \quad \textcircled{3}$

2.2.1 A partir du document **DT 10/16**, retrouver le moteur correspondant au motoréducteur choisi et calculer son couple nominal M_N .
(Dans la formule proposée par le constructeur P_N doit être exprimé en kW)

2.2.2 A partir des données du document **DT 10/16**, calculer M_D et M_M .

Retrouver alors le numéro de la courbe correspondant au moteur et en déduire la valeur de $\frac{M_A}{M_N}$ qui vous permettra de calculer M_A .

2.2.3 A partir de la formule $\textcircled{2}$, calculer le moment résistant ramené à l'arbre moteur

2.2.4 Utilisation de l'abaque du document **DR AFS-RM 1/3** (voir exemple) :

2.2.4.1 A partir de la formule $\textcircled{1}$, calculer le moment d'accélération M_a .

2.2.4.2 Calculer la fréquence de rotation du pignon moteur 2 en fin de phase d'accélération.

2.2.4.3 A partir de la formule $\textcircled{3}$, calculer J .

2.2.4.4 Déterminer le temps de démarrage de l'ensemble tournant.
Ce temps est-il satisfaisant ? Justifier la réponse fournie.

3. Durée de vie du roulement à 4 points de contact RB15030 WKN.

 répondre sur Document Réponse **DR AFS-RM 2/3**

Problème posé: vérifier la durée de vie du roulement à rouelaux croisés **21** ref. RB15030 WKN suite aux modifications apportées au système et à l'alourdissement du bras tournant (voir **DT 3/16**).


Solution: On se place dans la phase où le bras tourne à fréquence de rotation constante de 37.5 tr/min. On a modélisé le bras de banderolage suivant le schéma du document **DT 11/16** et obtenu grâce à un logiciel de calcul de mécanique la courbe des efforts sur le système : (voir **DT 12/16**)

3.1.1 A partir des résultats du logiciel de mécanique (**DT 12/16**), préciser les valeurs manquantes du tableau ① sur le document réponse **DR AFS-RM 2/3**.

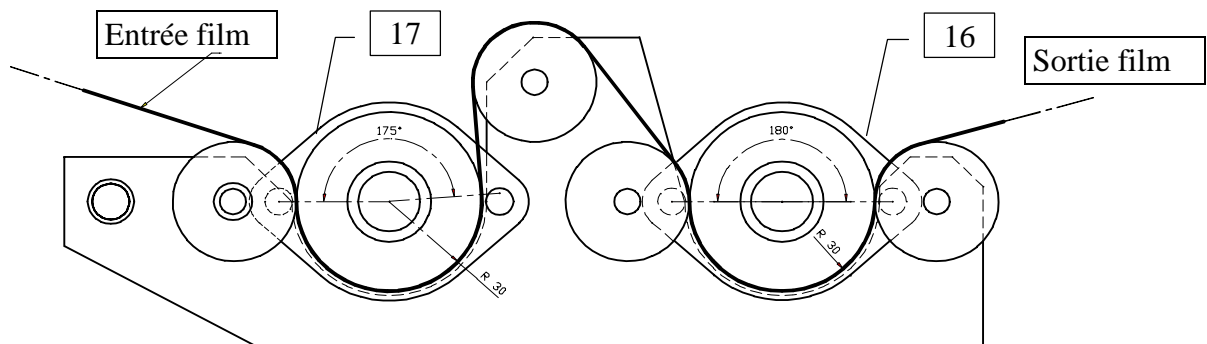
3.1.2 A partir du document **DT 13/16** préciser les valeurs manquantes du tableau ② sur le document réponse **DR AFS-RM 2/3**.

3.1.3 Déterminer la durée de vie du roulement en heures en prenant $f_w = 1,2$ (attention aux unités) en appliquant la méthode constructeur (voir **DT 14/16**).

4. Système de pré-étirage du chariot dérouleur 4

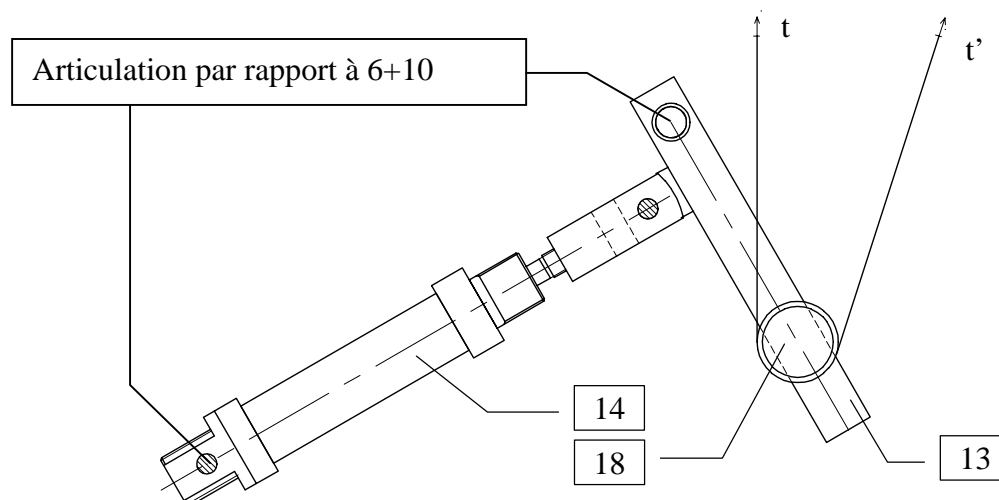
 répondre sur document réponse **DR AFS-RM 2/3**

Le pré-étirage du film est obtenu par la différence de vitesse de rotation entre les deux rouleaux d'entraînement **16** et **17** (voir **DT 4/16**, **5/16**, **6/16** et **7/16**) et schéma suivant.



Ce pré-étirage n'est possible que si le film est soumis à sa sortie à une tension minimale nécessaire pour éviter le glissement du film sur le rouleau **16**.

Cet effort est en fait produit par la tension de pose t du film sur les produits à emballer.



4.1 Validation du système d'entraînement à rouleaux

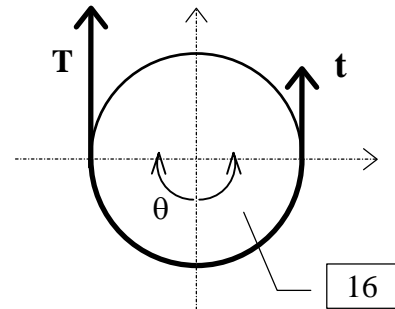
Problème posé: une tension de pose trop élevée entraîne le vrillage de l'empilage des produits à emballer.

Solution: limiter la tension de pose t à 60N maximum, tout en assurant un pré-étirage possible maximum de 300%.

On notera T la tension nécessaire au pré-étirage et t la tension de sortie du film. On rappelle la relation qui lie les tensions des différents brins d'un système d'entraînement par poulie ou par rouleau.

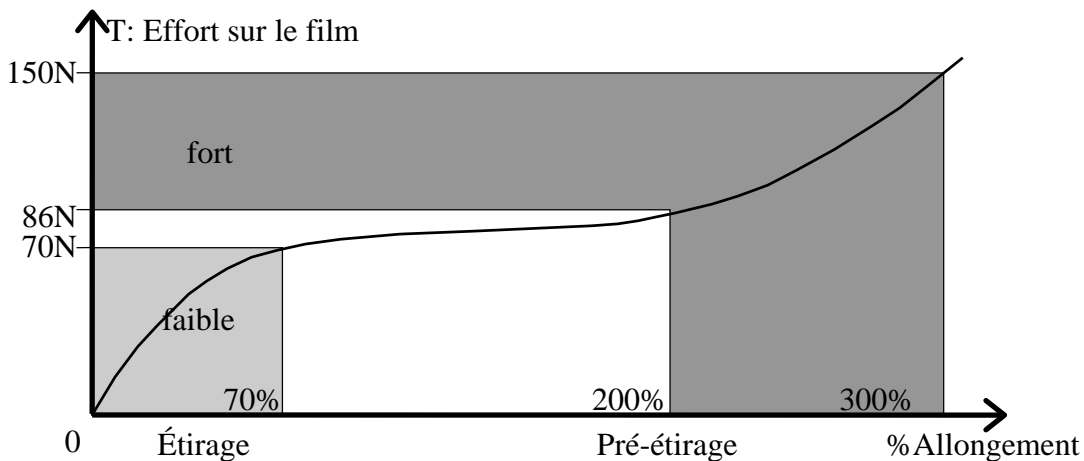
$$T = t \cdot e^{f \cdot \theta}$$

avec T : tension de pré-étirage (brin tendu)
 t : tension de pose du film (brin mou)
 θ : angle d'enroulement en radian
 f : coefficient d'adhérence film/rouleau
 (On précise que ici $f = 0.35$)



16

L'effort nécessaire à appliquer au film pour l'étirer est donné par la courbe suivante :



répondre sur document réponse **DR AFS-RM 2/3**

A partir de la courbe précédente déterminer la valeur de t_{mini} nécessaire au pré-étirage à 300% et vérifier qu'elle est inférieure à la valeur imposée par la condition de non vrillage.

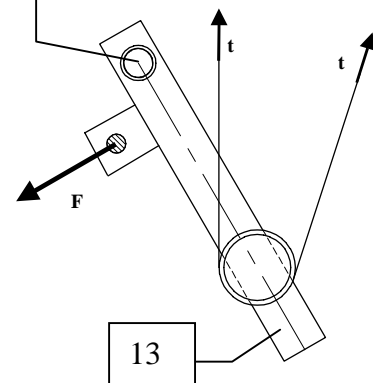
4.2 Choix d'un vérin

Problème posé: la variation du rayon de pose, dû à la forme carrée de la colonne à emballer, provoque des fluctuations de tension.

Solution: Contrôler la tension de pose par le bras danseur **13**.

Articulé par rapport à 6+10, le bras **13** équipé reçoit l'action du vérin **14** (qui exerce sur lui un effort F) et l'action du film (qui exerce les efforts t et t' sur le rouleau **18**).

Articulation par rapport à 6+10



13

Si l'effort de pose t dépasse une valeur de consigne, le bras danseur **13** retenu par le vérin **14** pivotera légèrement autour de sa position d'équilibre.

Grâce à un capteur de position l'informant sur la position du bras, l'automate modifie la fréquence de rotation du moteur d'entraînement des deux rouleaux de pré-étirage **16** et **17**.

Les deux rouleaux continueront d'assurer la même valeur de pré-étirage mais par une variation de vitesse de l'ensemble, délivreront plus ou moins de film, régulant ainsi la tension de pose à une valeur t quasiment constante.

On adoptera pour relation liant F et t :

$$t = 0.18 \times F$$

Avec: t : tension dans le film
 F : effort dans le vérin

Le vérin est alimenté sous 0.6 MPa.

4.2.1 Calculer F .

4.2.2 A partir du document **DT 15/16**, déterminer le diamètre d'un vérin standard pouvant produire un effort suffisant pour assurer une adhérence correcte entre le film et le rouleau. Donner son taux de charge.

4.2.3 A partir du document **DT 4/16**, déterminer la course utile du vérin, nécessaire à l'ouverture complète du bras danseur pour la mise en place du film. A partir du document **DT 16/16**, donner alors la référence du vérin choisi sachant que l'on prendra une marge de course de 20% pour éviter de travailler en butée.

Adaptation d'un nouveau système de pré-étirage

Problème posé: un pré-étirage mal adapté peut entraîner une déformation des produits à emballer.

Solution: intercaler entre les rouleaux **16** et **17** un jeu d'engrenages permettant de modifier le taux de pré-étirage du film plastique.

4.3 Relation entre les fréquences de rotation des deux rouleaux de pré-étirage.

On rappelle la formule donnant l'allongement $A\%$ en fonction de la longueur de film déroulée respectivement par les deux rouleaux **16** et **17** dont les diamètres sont identiques.

$$A\% = \frac{L_{16} - L_{17}}{L_{17}} \times 100$$

4.3.1 A partir des documents **DT 5/16** et **DT 6/16**, compléter sur le document **DR AFS-RM 2/3** le schéma cinématique concernant la transmission de mouvement entre **16** et **17**.

4.3.2 Exprimer la relation littérale permettant de déterminer $A\%$ en fonction du rapport $\frac{\omega_{16}}{\omega_{17}}$.

4.3.3 Donner les allongements $A_a\%$, $A_b\%$, $A_c\%$ et $A_d\%$ de la machine pour les jeux d'engrenages a , b , c et d (voir **DT 6/16** et **DT 7/16**) disponibles.

4.4 Modification de la conception:

Des vibrations dans le système de pré-étirage font apparaître des irrégularité dans la tension de pose du film. Un examen des paliers entre l'ensemble {8+8'} et la plaque support **10** montrent le manque de précision de cette liaison.

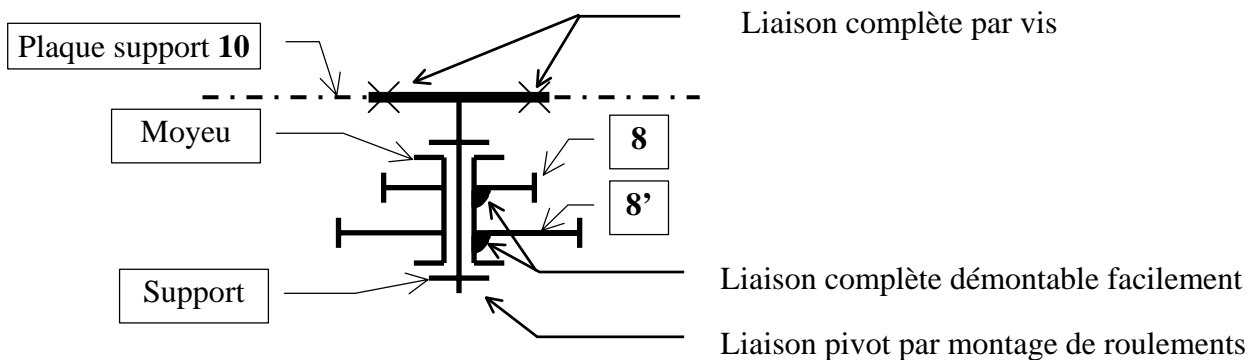
Il faut maintenant concevoir :

- Un montage de roulements entre le moyeu des roues **8** et **8'** et la plaque support **10**.
- Une liaison des roues **8** et **8'** sur leur moyeu permettant de les changer rapidement.

Contraintes (voir schéma ci-dessous et solution précédente sur document **DT 6/16**):

- La liaison avec la plaque support **10** sera réalisée par vis pour permettre le réglage du jeu inter-denture **7/8'** et **8/9** lors du montage initial.
- Le changement des roues **8** et **8'** devra se faire sans démontage des roulements.
- La liaison pivot entre moyeu et support sera réalisée avec deux roulements en stock choisis parmi ceux qui sont proposés sur l'extrait de catalogue ci-dessous.

Schéma :



Extrait de catalogue de roulements

	d	D	B	$d_{a_{min}}$	$D_{a_{max}}$
	15	32	9	17	30
	17	26	5	19	24
	17	35	8	19	33
	17	40	12	21	36
	20	32	7	22	30
	20	42	8	22	40
	25	37	7	27	35
	25	45	8	27	45

- ✎ Dessiner votre solution sur le document **DR AFS-RM 3/3** en vue de face (coupe E-E) et porter sur la vue de dessous les précisions nécessaires pour définir la liaison de l'arbre support avec la plaque **10**.

1

1.1 calculs:

A_{maxi.} = mm/tr

1.2 calculs :

N_{(3/1)maxi.} = tr/min

2.1.1

N_{5/1} = tr/min

2.1.2

Mub

2.1.3

Mub

2.2.1

M_N =

2.2.2

M_D =

M_M =

M_A =

2.2.3

M_R =

2.2.4.1

M_a =

2.2.4.2

N_{2/1} =

2.2.4.3

J =

2.2.4.4

M_a (daN.m)

Moment d'accélération

Vitesse finale
pignon moteur 2

N (min⁻¹)

4 × J (m² kg)

t (s)

▼ Abaque de détermination du temps de démarrage

Exemple

0 = droite pivotement de l'abaque

t =

commentaires :

3.1.1

Tableau ①		
Effort axial	⇒	Fa =
Effort radial	⇒	Fr =
Moment de basculement	⇒	Mk =

3.1.2

Tableau ②		
Diamètre intérieur	⇒	d =
Diamètre extérieur	⇒	D =
Charge dynamique de base	⇒	C =

3.1.3

Calculs:

L_H =

heures

4.1

Calculs

t_{mini} =

4.2.1

Calculs

F =

4.2.2

Justifications:

Calculs:

Ø =

Taux de charge :

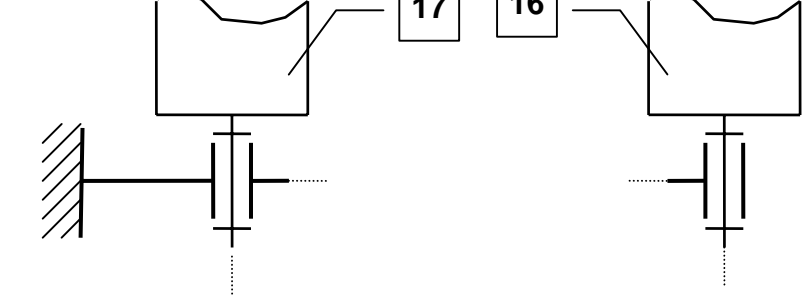
4.2.3

Calculs

Course.:

Vérin Ref.:

4.3.1



4.3.2

Calculs:

A% =

4.3.3

Calculs:

A_a% =

A_b% =

A_c% =

A_d% =

Nom:

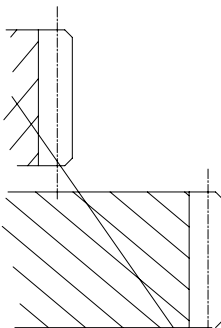
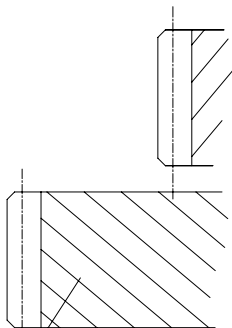
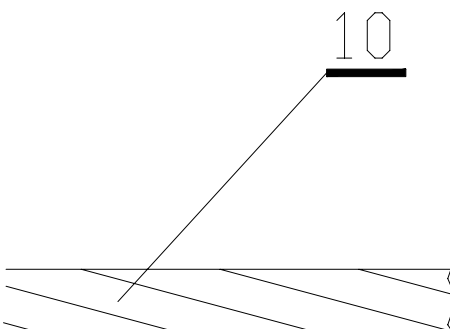
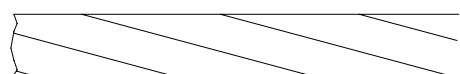
N°:

N°:

Prénom:

Nom: _____
Prénom: _____
N°: _____
N°: _____

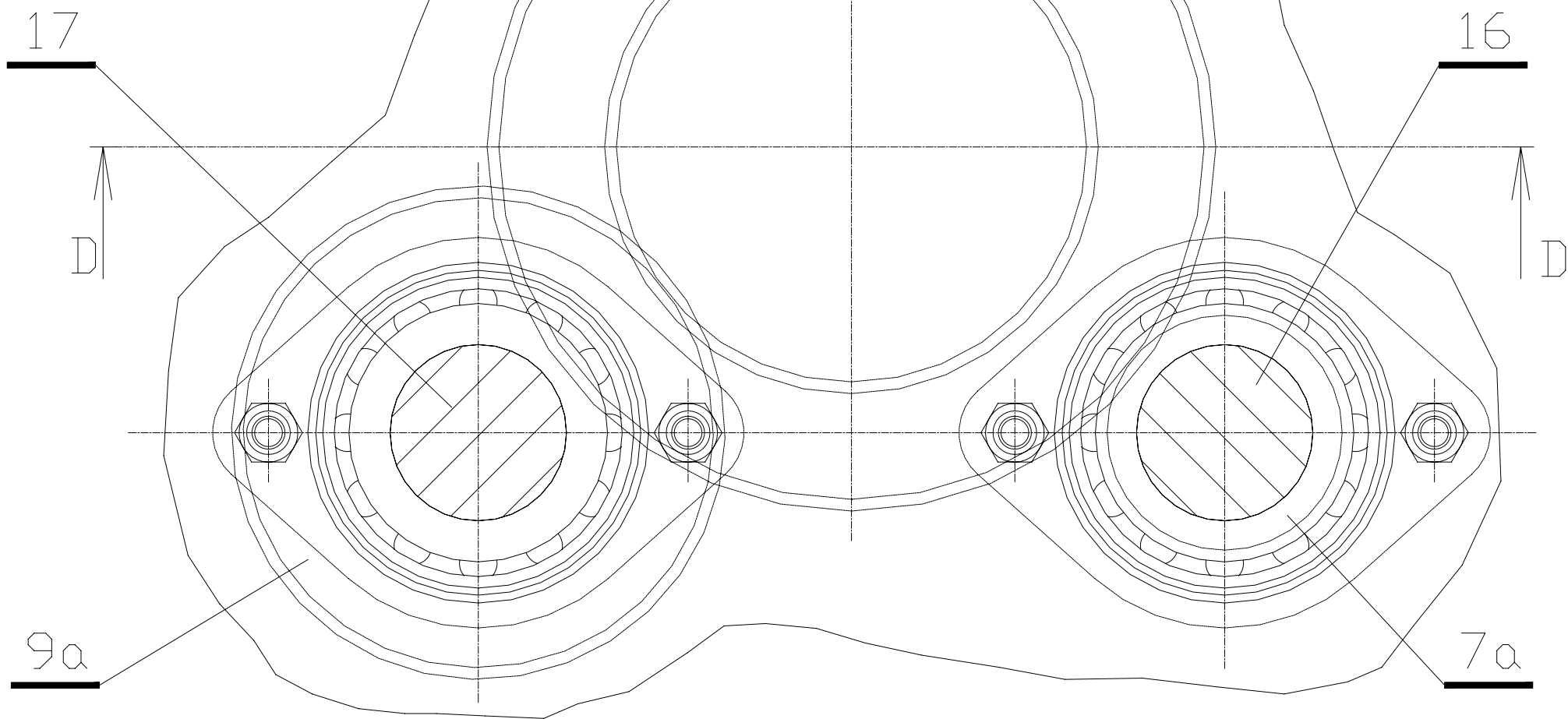
D-D



8a'

8a

10



Les rouleaux 16 et 17 ne sont pas représentés

Ech 1:1

DR AF SM 3/3