

SESSION DE 2006

---

CA / PLP

CONCOURS INTERNE

**Section : GÉNIE MÉCANIQUE**

Option : CONSTRUCTION

**ÉTUDE D'UN SYSTÈME TECHNIQUE  
ET/OU D'UN PROCESSUS TECHNIQUE**

Durée : 6 heures. – Coefficient : 1

---

**Calculatrices électroniques de poche, y compris programmable, alphanumérique ou à écran graphique, à fonctionnement autonome, non imprimante, autorisée conformément à la circulaire N° 99-186 du 16 novembre 1999.**

**L'usage de tout document et de tout autre matériel électronique est rigoureusement interdit**

Le sujet comporte 4 dossiers :

- Présentation et dossier technique : pages DT 1/10 à DT 10/10
- Dossier travail demandé : pages 1/10 à 10/10
- Dossier ressource : pages DR 1/4 à DR 4/4
- Dossier réponse documents réponse n°1 à 7

# **PRESENTATION ET DOSSIER TECHNIQUE**

**Ce dossier comporte :**

- |  |               |
|--|---------------|
| - La présentation générale                                       | page DT2 /10  |
| - Le principe de fonctionnement                                  | page DT3 /10  |
| - L'étude fonctionnelle  | page DT4 /10  |
| -La représentation partielle de l'enrouleur                      | page DT5 /10  |
| - Le plan d'ensemble de l'enrouleur ( A3 )                       | page DT6 /10  |
| - Le schéma cinématique et une nomenclature partielle<br>DT7 /10 | ( A3 ) page   |
| - Le réducteur spiradrive ( A3 )                                 | page DT8 /10  |
| - Le réducteur renvoi d'angle ( A3 )                             | page DT9 /10  |
| - La poignée motrice en construction soudée                      | page DT10 /10 |

**Epreuve : Etude d'un système technique et/ou d'un processus technique**

## Enrouleur de fibres optiques

C'est en 1982 que le premier système d'enroulement hélicoïdal autour d'un câble porteur a vu le jour.

En 1987 a été développée et commercialisée cette technologie sous le nom de SkyWrap™ pour l'enroulement de câble de fibre optique autour des lignes haute tension.

A présent, c'est plus de 30 000 Km de Câble de fibre Optique Enroulé (C.O.E.) à travers le monde.

Le système SkyWrap™ est composé d'un moteur à essence radiocommandé et de l'enrouleur proprement dit.



### Principe de l'enroulement de la fibre optique

Deux kits de matériels à enrouler sont amenés en bas d'un pylône.

Chaque kit est constitué :

- d'un **robot tracteur télécommandé** (moteur essence de type "tronçonneuse") fixé à un chariot monté sur galets.
- d'une **machine à enrouler** équipée d'un côté d'un contrepoids se déplaçant sur un bras et de l'autre d'un touret de fibre optique.

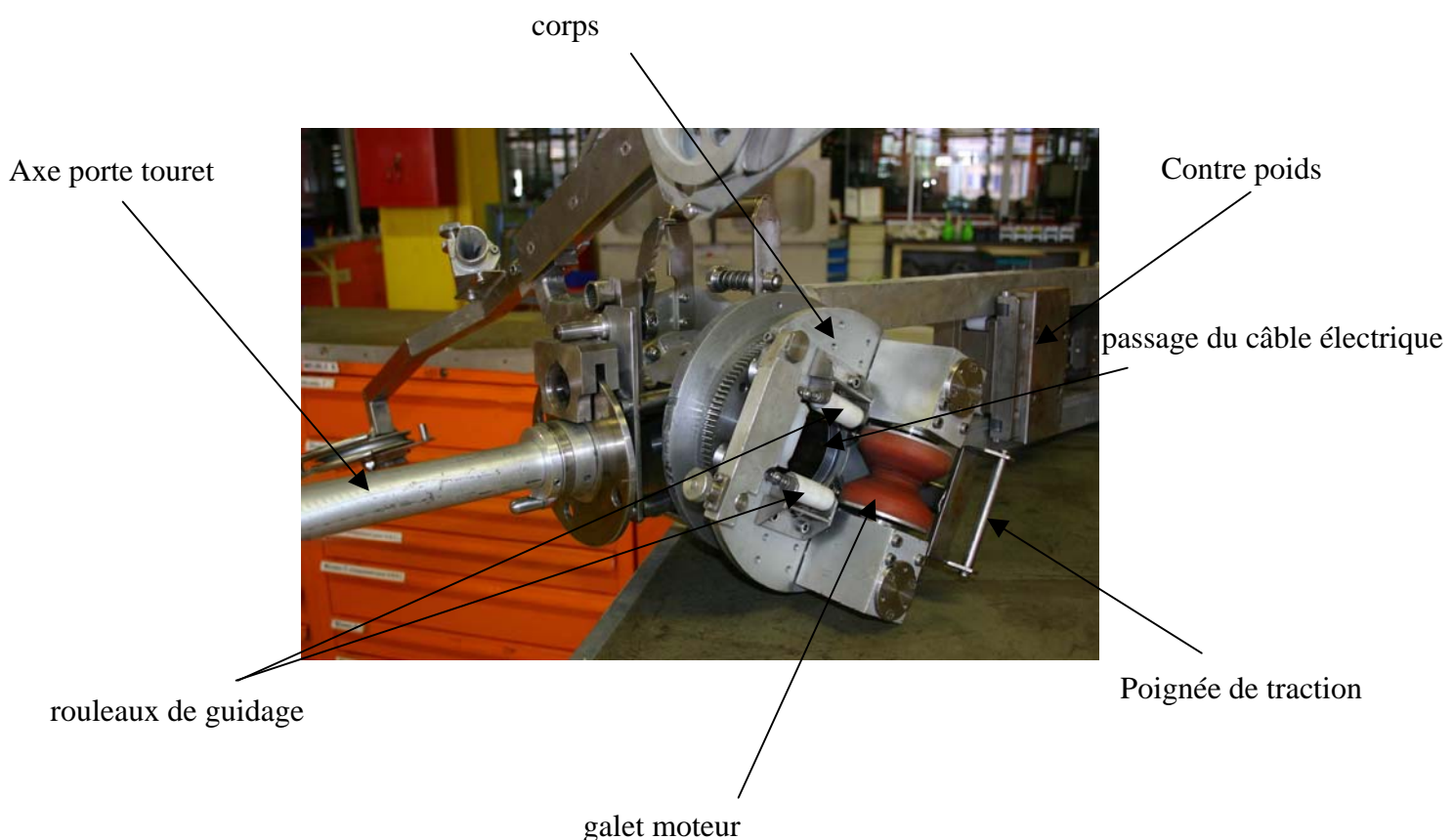
Les tourets de câble sont présentés par deux, pour qu'il n'y ait pas de discontinuité de fibre entre les 2 tourets, une même fibre est enroulée sur deux tourets. Cela permet de faire deux fois moins d'épissures (soudures bout à bout des fibres optiques). Pour réaliser un enroulement deux machines à enrouler sont nécessaires.



## Principe de fonctionnement de l'enrouleur

La machine à enrouler est constituée de 2 parties principales :

- Le **chariot** qui reste en contact avec le câble électrique. Il est entraîné par le tracteur et a un mouvement linéaire.  
Il est constitué du corps (2 flasques reliés par des tirants), de galets guidant sur le câble électrique et d'une poignée de traction.
- Le **bras** a un mouvement circulaire autour du chariot.  
Il se compose d'un tambour sur lequel sont fixés d'un côté l'axe porte touret et de l'autre le contrepoids.



Lorsqu'on effectue un déplacement du chariot sur le câble électrique, la rotation du galet moteur est transformée, grâce à un réducteur renvoi d'angle, en rotation du bras par rapport au chariot.

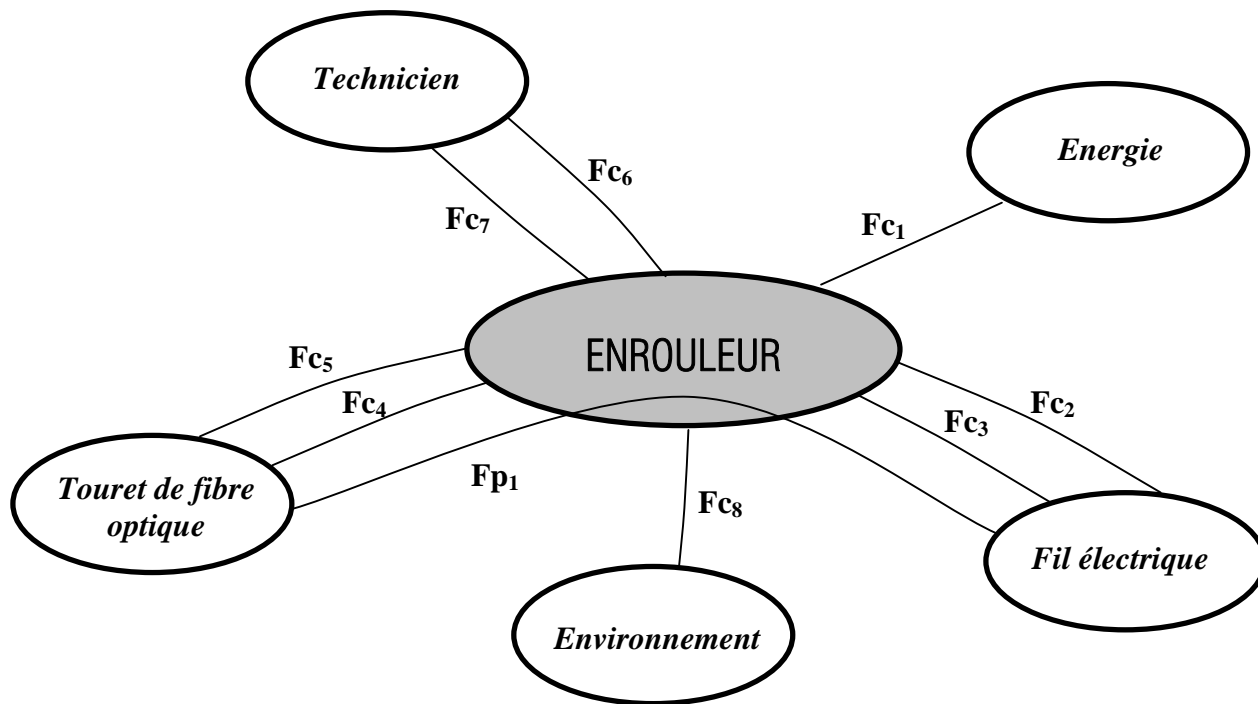
La fibre optique est alors enroulée hélicoïdalement autour du conducteur.

## Objet de l'étude

L'étude portera sur l'enrouleur lui-même.

Nous allons voir plus en détail la structure de cette machine.

## Etude fonctionnelle de l'enrouleur

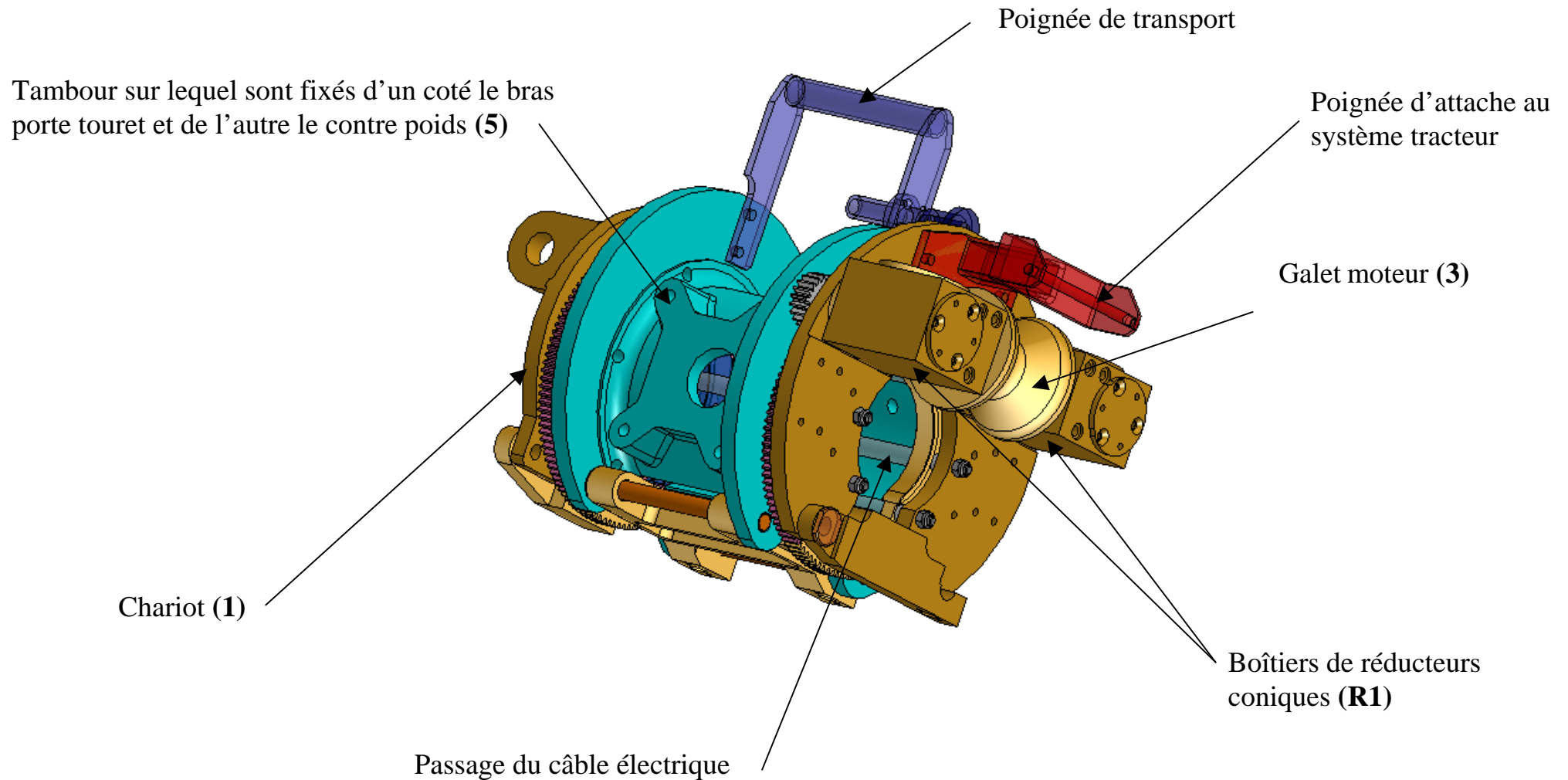


**Fonctions principales :** **FP1** : Enrouler de manière uniforme la fibre optique autour du câble électrique

**Fonctions contraintes :**

- FC1** : Etre lié au système tracteur
- FC2** : Etre guidé sur le câble électrique
- FC3** : Etre en équilibre sur le câble électrique quelle que soit la longueur de fibre optique restant à dévider sur le touret
- FC4** : Etre en liaison démontable avec le touret
- FC5** : Etre capable de recevoir des tourets de différentes dimensions
- FC6** : Etre transporté et positionné au niveau du câble électrique par des techniciens
- FC7** : Eviter toute chute sur les techniciens en fonctionnement normal ou défectueux
- FC8** : Résister aux conditions climatiques

## Représentation partielle de l'enrouleur



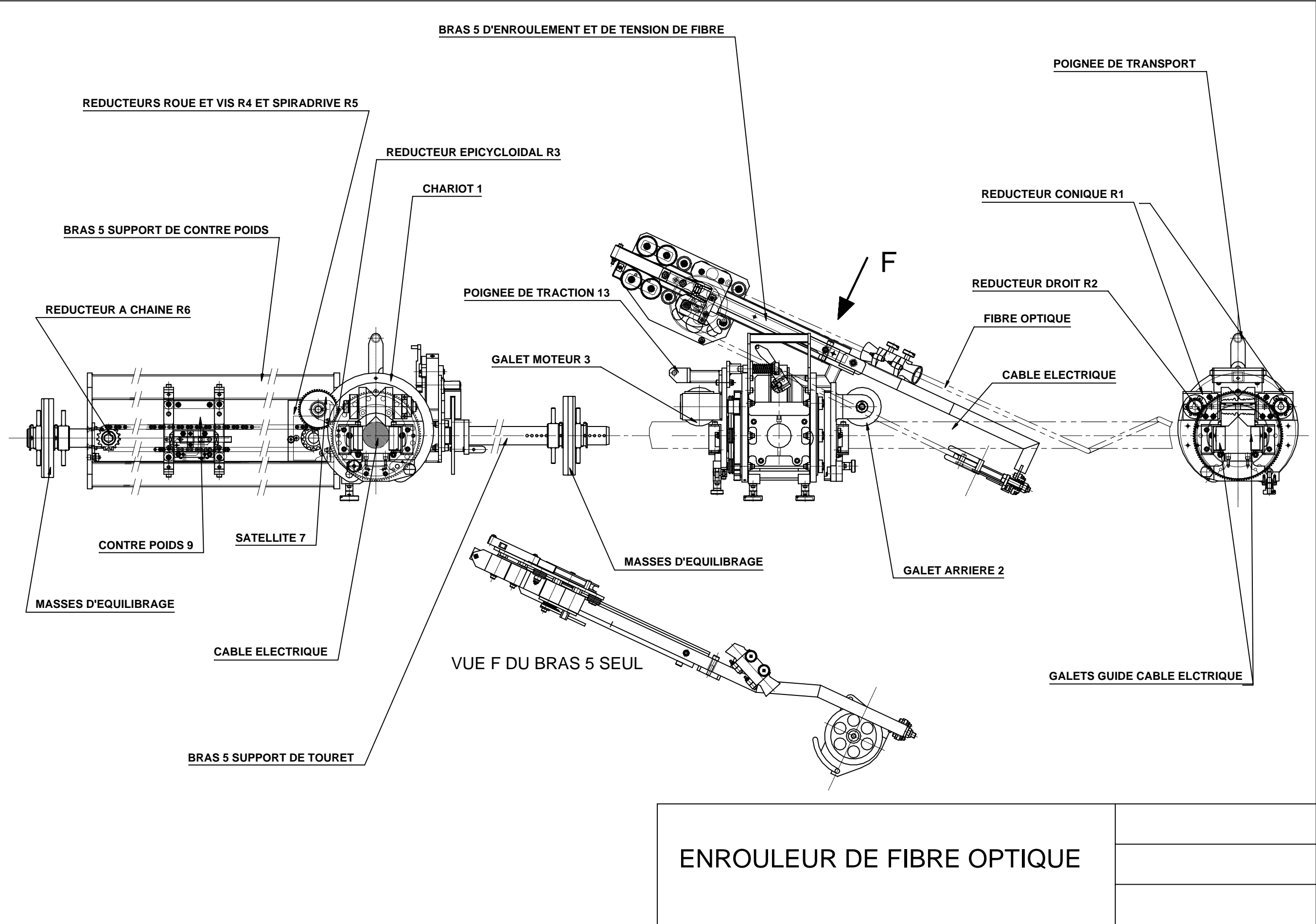
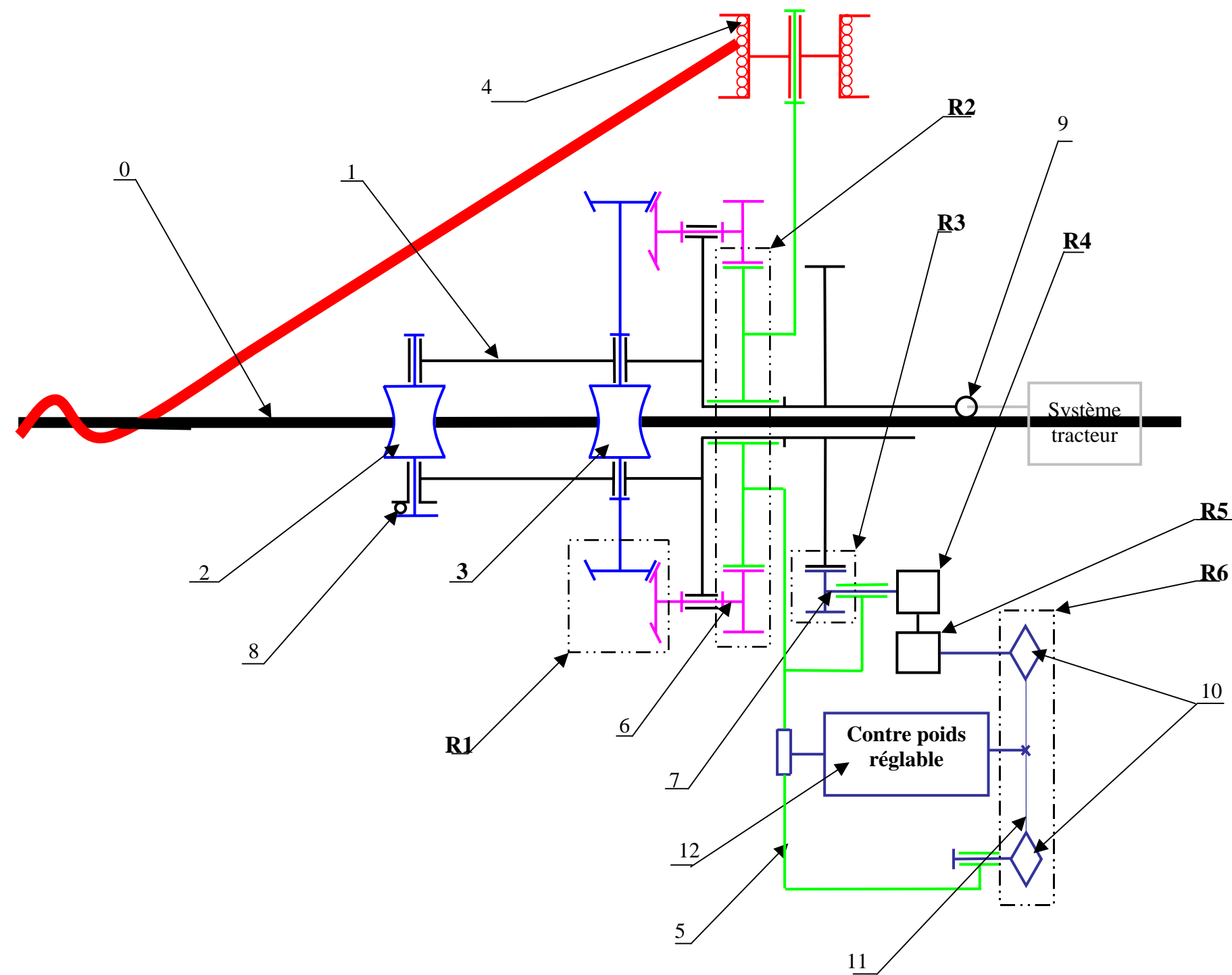


Schéma de principe de l'enrouleur de fibre optique



Rep	Désignation
0	Câble électrique porteur
1	Chariot
2	Galet arrière
3	Galet moteur
4	Touret
5	Bras
6	Arbre intermédiaire
7	Satellite
8	Roue libre
9	Poignée de traction
10	Pignon de chaîne
11	Chaîne
12	Contre poids
R1	Réducteur conique
R2	Réducteur droit
R3	Train épicycloïdal
R4	Réducteur roue et vis sans fin
R5	Réducteur spiradrive
R6	Réducteur à chaîne

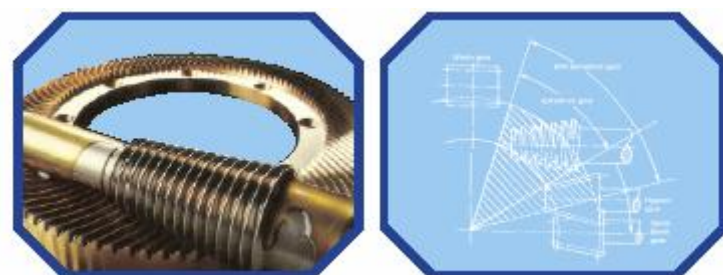


## REDUCTEUR SPIRADRIVE DAVALL

Les réducteurs Spiradrive DAVALL répondent aux besoins industriels de transmission de grandes puissances avec une construction très compacte.

De nombreux concepteurs choisissent les réducteurs Spiradrive pour de multiples applications à cause de son adaptabilité.

Le réducteur Spiradrive est disponible dans une gamme standard de réducteurs, mais également en pièces détachées (roue et vis) ou bien conçu et fabriqué selon les besoins du client.



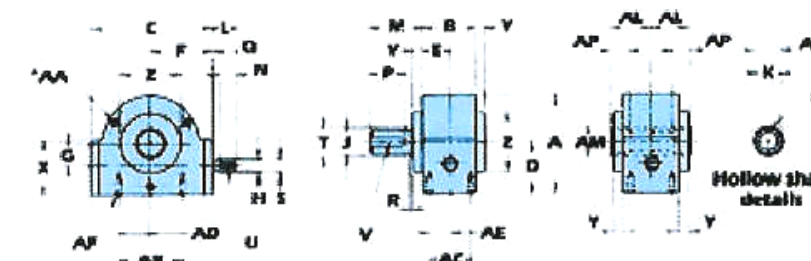
Le réducteur SPIRADRIVE DAVALL est constitué d'une vis et d'une roue, les arbres d'entrée et de sortie étant orthogonaux non coplanaires. La vis possède un filet et peut être cylindrique ou conique. La roue est une roue conique hypoïde à denture en spirale.

Cette construction permet d'obtenir des rapports transmission de 6:1 à 360:1 avec un seul engrenage, mais également des rapports peu courants ( par exemple : 10.25:1 ). Son fonctionnement est irréversible.

Le grand nombre de dents en contact par rapport à un couple classique roue et vis sans fin permet de transmettre un couple plus important et un fonctionnement sans à coups avec un encombrement très réduit.

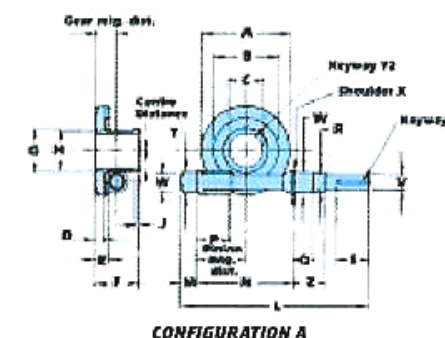
D'autre part les exigences de montage des Spiradrive ne sont pas aussi importantes que celles des réducteurs coniques ou hypoïdes.

### CARACTERISTIQUES TECHNIQUES

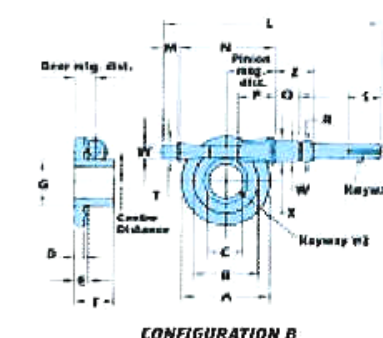


**DIMENSIONS IN MILLIMETRES** – Drawings available on disk

SGR	A	B	C	D	E	F	G	H dia	J dia	K dia	L	M	N	P	Q	R	S dia	T dia
12	56.5	44	70	29	22	35	12	6.975 6.986	9.925 9.986	7.022 7.000	15	25	11	18	1	1	8	12
16	70	46	90	36	23	45	16	8.995 8.986	13.994 13.983	10.000	17.5	33.5	14	21	0.5	1	10	17
19	83	48	105	42	24	57.5	19	9.995 9.986	21.993 21.980	16.027 16.000	20.5	45	15	30	0.5	1	12	25
25	110	70	132	55	35	66	25	14.994 14.983	27.993 27.972	20.021 20.000	34	49	29	36	1	1	17	30
38	160	90	184	80	45	92	38	21.993 21.980	37.991 37.966	30.033 30.000	51	78	40	60	1	1.0 0.3	25	45
50	214	135	256	105	67.5	128	50	29.993 29.980	49.991 49.975	38.025 38.000	62	100	50	82	2	2	32	55
70	297	165	335	150	82.5	167.5	70	37.991 37.975	69.990 69.971	55.030 55.000	81	133	70	105	1	2	40	80



**CONFIGURATION A**

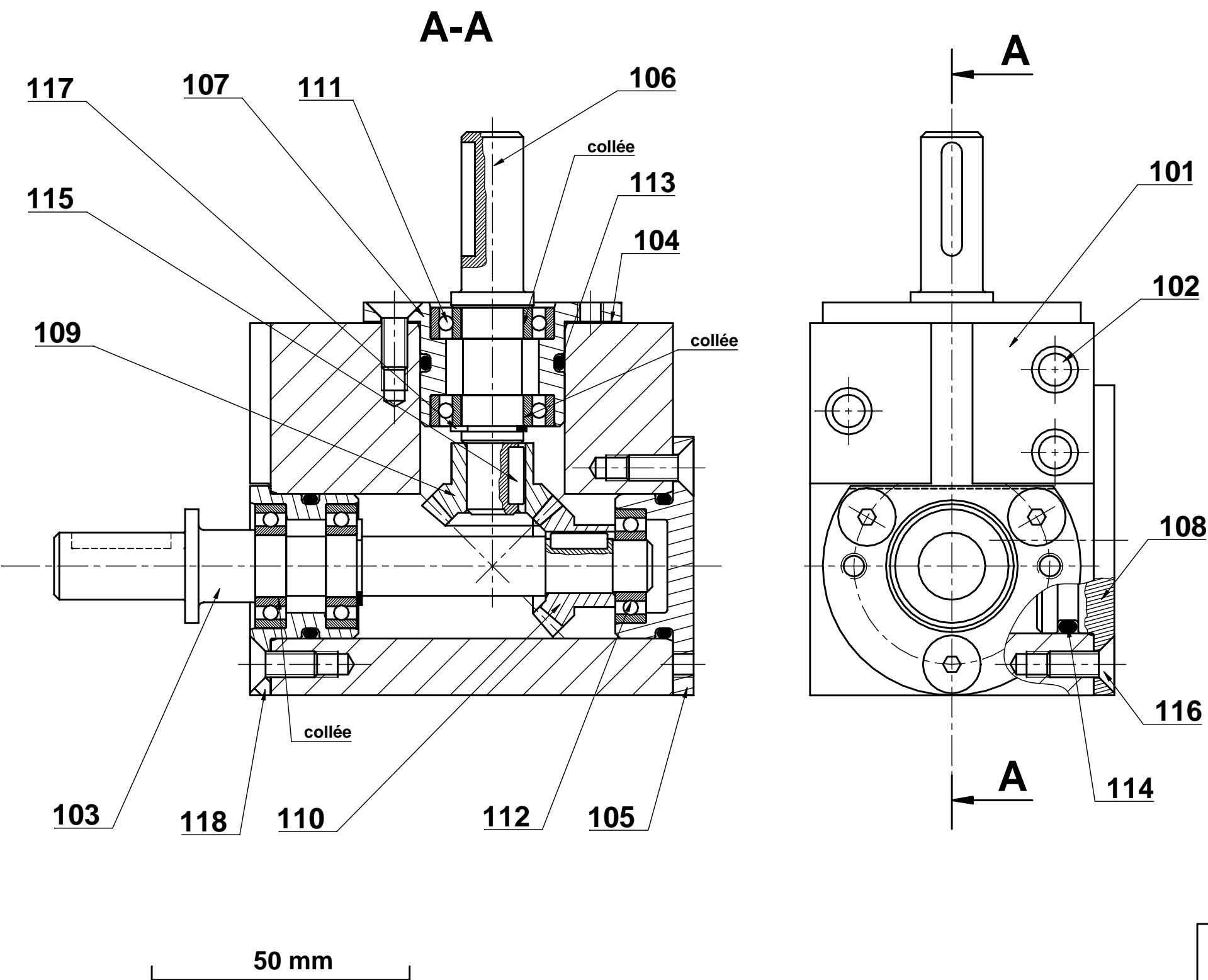


**CONFIGURATION B**

**ALL DIMENSIONS IN MILLIMETRES** – Drawings available on disk

N.B. All standard gearsets and gearboxes are right hand gearing

Centre distance	Ratio	No. threads Pinion	No. teeth Gear	Mounting dist. Pinion	Catalogue Number	A dia	B dia	C dia	D	E	F	G	H	J
12 CONFIG. A	10.20	4	41	19.00	9.00	012A1025	36.00	26.40	12.013	3.5	5.63	18.0	16.95	-
	16.33	3	49		9.00	012A1633								
	25.50	2	51		9.00	012A2550								
	36.00	1	36		9.00	012A3600								
16 CONFIG. A	10.20	4	41	26.00	11.63	016A1025	48.00	35.20	17.018	4.1	6.94	22.0	23.31	-
	16.33	3	49		11.69	016A1633								
	25.50	2	51		11.66	016A2550								
	36.00	1	36		11.00	016A3600								
19 CONFIG. A	10.20	4	32	31.00	11.97	019A0817	57.15	43.20	25.001 24.980	4.0	6.0	23.5	32.0	28.0
	10.25	4	40		11.37	019A1025								
	12.33	3	37		11.16	019A1233								
	25.50	2	51		11.68	019A2550								
25 CONFIG. A Tapered	10.20	4	32	41.00	19.42	025A1025	76.20	55.88	30.021 30.000	9.5	13.48	39.0	39.0	-
	16.33	3	49		19.60	025A1633								
	25.50	2	51		19.62	025A2550								
	36.00	1	36		18.60	025A3600								
38 CONFIG. B	10.20	5	51	60.00	24.04	038A1020	114.30	83.82	45.025 45.000	11.0	16.11	50.0	60.0	-
	17.33	3	52		23.92	038A1733								
	25.50	2	51		23.70	038A2550								
	31.00	1	31		21.62	038A3100								
50 CONFIG. B	10.20	5	51	81.00	34.28	050A1020	152.4	111.8	55.030 55.000	16.0	23.00	68.0	78.0	-
	17.33	3	52		33.50	050A1733								
	25.50	2	51		33.56	050A2550								
	38.00	1	38		33.78	050A3800								
70 CONFIG. B	10.20	5	51	109.00	43.88	070A1020	209.55	153.67	80.03 80.00	20.00	29.58	87.0	112.0	-
	17.33	3	52		43.87	070A1733								
	25.50	2	51		43.27	070A2550								
	36.00	1	36		45.62	070A3600								

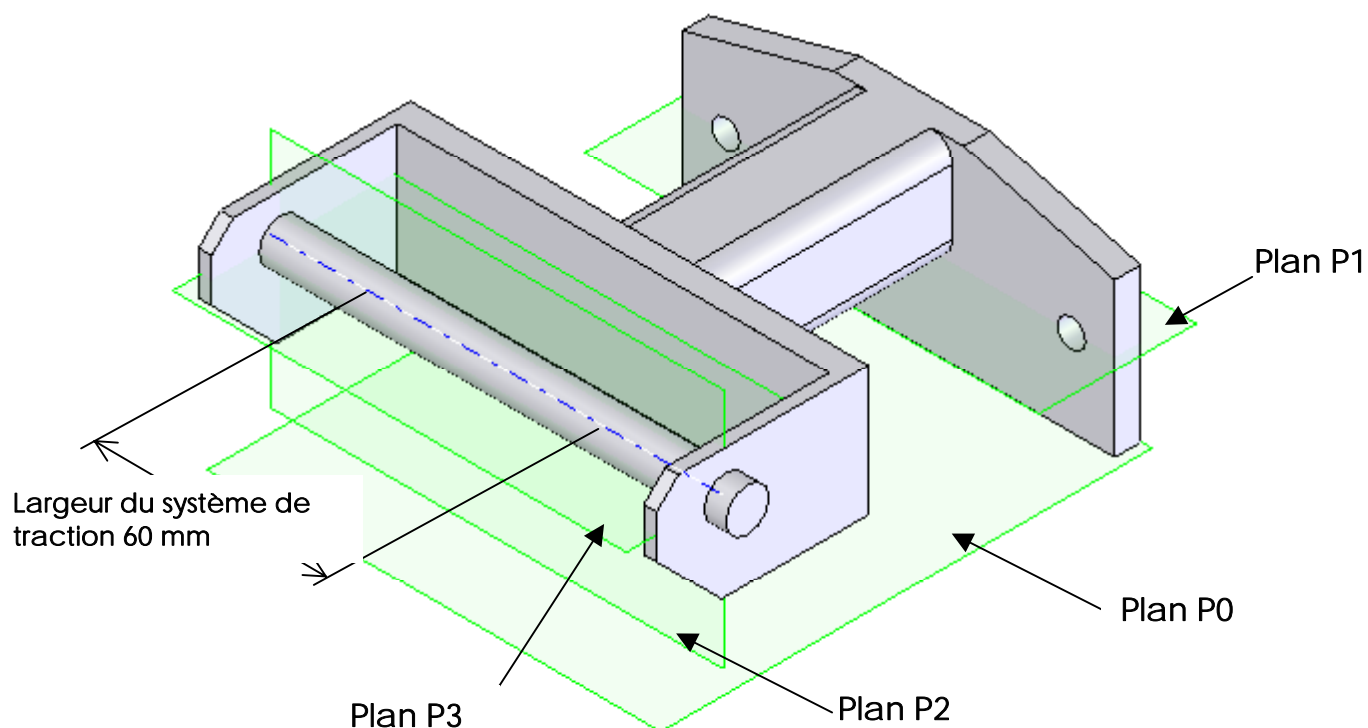


NOMENCLATURE PARTIELLE		
118	1	Boîtier de roulements acier inox
117	2	Anneau élastique extérieur $\Phi$ 12
116	12	Vis à tête fraisée M5 x 10
115	2	Clavette parallèle, forme A, 3 x 3 x 11
114	1	Joint torique 36 x 2,3
113	3	Joint torique 28 x 2,5
112	1	Roulement à billes SKF 61900 – 2RS
111	4	Roulement à billes SKF
110	1	Pignon conique $Z_{10} = 18$ dents acier
109	1	Pignon conique $Z_9 = 18$ dents acier
108	1	Couvercle alliage d'aluminium anodisé
107	1	Boîtier de roulements acier inox
106	1	Arbre d'entrée acier inox
105	1	Boîtier de roulements acier inox
104	1	Cale de réglage
103	1	Arbre de sortie acier inox
101	1	Alliage d'aluminium anodisé
Rp	Nb	Désignation

**REDUCTEUR R1**

**RENGOY D'ANGLE**

## Dessin de la poignée de traction en construction mécano soudée



Les plans **P1**, **P2** et **P3** définissent les positions des perçages de fixation et du système de traction par rapport au plan de référence **P0**.

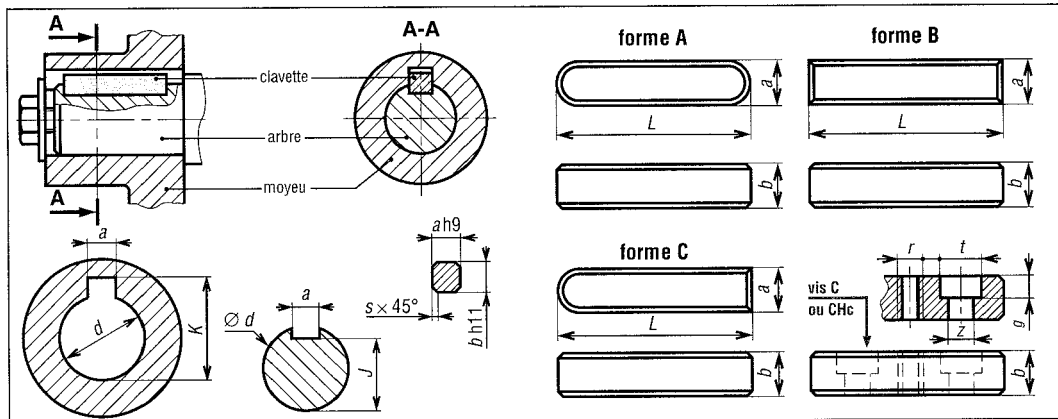
# DOSSIER RESSOURCE

Ce dossier comporte les documents suivants:

- Le guide de choix d'une clavette page DR2/4
- Les éléments de calculs de roulements rigides à une rangée de billes page DR3/4
- Les éléments de calculs de roulements rigides à une rangée de billes page DR4/4

**Epreuve : Etude d'un système technique et/ou d'un processus technique**

## Clavettes parallèles NF E 22-177



**Clavettes parallèles : principales dimensions normalisées (NF E 22-177)**

		série normale						série mince			cas d'une fixation par vis				
$d$	$a$	$b$	$s$	$J$	$K$	$L$	$b^*$	$J^*$	$K^*$		vis	$t$	$z$	$g$	$r$
6 à 8 inclus	2	2	0,08	$d-1,2$	$d+1$	6 à 20									
8 à 10	3	3	à	$d-1,8$	$d+1,4$	6 à 36									
10 à 12	4	4	0,16	$d-2,5$	$d+1,8$	8 à 45									
12 à 17	5	5	0,16	$d-3$	$d+2,3$	10 à 56	3	$d-1,8$	$d+1,4$						
17 à 22	6	6	à	$d-3,5$	$d+2,8$	14 à 70	4	$d-2,5$	$d+1,8$	M2,5-6	5	2,9	3	2,5	
22 à 30	8	7	0,25	$d-4$	$d+3,3$	18 à 90	5	$d-3$	$d+2,3$	M3-8	6,5	3,4	3,5	3	
30 à 38	10	8	0,25	$d-5$	$d+3,3$	22 à 110	6	$d-3,5$	$d+2,8$	M4-10	8	4,5	4,5	4	
38 à 44	12	8		$d-5$	$d+3,3$	28 à 140	6	$d-3,5$	$d+2,8$	M5-10	10	5,5	5,5	5	
44 à 50	14	9	à	$d-5,5$	$d+3,5$	36 à 160	6	$d-3,5$	$d+2,8$	M6-10	12	6,6	6,5	6	
50 à 58	16	10		$d-6$	$d+4,3$	45 à 180	7	$d-4$	$d+3,5$	M6-10	12	6,6	6,5	6	
58 à 65	18	11	0,4	$d-7$	$d+4,4$	50 à 200	7	$d-4$	$d+3,5$	M8-12	16	9	8,5	8	
65 à 75	20	12	0,4	$d-7,5$	$d+4,9$	56 à 220	8	$d-5$	$d+3,3$	M8-12	16	9	8,5	8	
75 à 85	22	14	à	$d-9$	$d+5,4$	63 à 250	9	$d-5,5$	$d+3,8$	M10-12	20	11	10,5	10	
85 à 95	25	14	0,6	$d-9$	$d+5,4$	70 à 280	9	$d-5,5$	$d+3,8$	M10-12	20	11	10,5	10	
95 à 110	28	16		$d-10$	$d+6,4$	80 à 320	10	$d-6$	$d+4,5$	M10-16	20	11	10,5	10	

## Guide de calcul des roulements rigides à une rangée de billes d'après SKF

### Dimensions des roulements à l'aide de la formule de durée nominale :

La méthode la plus simple de calcul de la durée consiste à utiliser la formule ISO définissant la durée nominale, c'est à dire :

$$L_{10} = (C/P)^p$$

- $L_{10}$  durée de vie en millions de tour
- $C$  charge dynamique de base en N
- $P$  charge dynamique équivalente en N
- $p = 3$  pour les roulements à billes

#### Charge dynamique équivalente

Pour les roulements montés séparément ou par paire selon disposition en T

$$P = F_r \quad \text{si } F_a/F_r \leq e$$

$$P = XF_r + YF_a \quad \text{si } F_a/F_r > e$$

Les valeurs des coefficients  $X$  et  $Y$  nécessaires pour calculer la charge équivalente des roulements rigides à billes dépendent du rapport entre la composante  $F_a$  et la charge statique de base  $C_0$ . Ces coefficients sont également influencés par le jeu radial interne ; la capacité axiale de ces roulements croît en effet avec la valeur du jeu radial.

Si les roulements sont montés avec les ajustements habituels (tolérances j5 à n6 suivant le diamètre d'arbre, J7 pour le logement), les valeurs de  $e$ ,  $X$  et  $Y$  données dans le tableau ci-contre peuvent être utilisées pour calculer la charge équivalente. Pour les paires de roulements en T, il faut choisir les valeurs mentionnées au-dessous de "jeu C3". Si l'on adopte un jeu plus grand que normal parce qu'une réduction de jeu est prévue en fonctionnement, en raison par exemple d'un échauffement important de la bague intérieure, on utilisera les valeurs des facteurs figurant sous "Jeu normal".

Pour les roulements montés par paire selon disposition en T,  $F_a$  et  $F_r$  sont les efforts agissant sur l'ensemble.

Pour les roulements montés par paire selon disposition en O ou en X

$$P = F_r + Y_1 F_a \quad \text{si } F_a/F_r \leq e$$

$$P = 0,75 F_r + Y_2 F_a \quad \text{si } F_a/F_r > e$$

$F_r$  et  $F_a$  sont les forces agissant sur la paire de roulements. Les valeurs des facteurs  $e$ ,  $Y_1$  et  $Y_2$  pour différentes valeurs de  $F_a/C_0$  sont données dans le tableau ci-contre, partie inférieure.

#### Charge statique équivalente

Pour les roulements montés séparément ou par paire selon disposition en T

$$P_0 = 0,6 F_r + 0,5 F_a$$

Si  $P_0 < F_r$ , prendre  $P_0 = F_r$ . Pour les roulements appariés,  $F_r$  et  $F_a$  sont les forces agissant sur l'ensemble.

Pour les roulements montés par paire selon disposition en O ou en X

$$P_0 = F_r + 1,7 F_a$$

$F_r$  et  $F_a$  sont les forces agissant sur l'ensemble.

#### Capacité axiale

Si l'on soumet des roulements rigides à billes à une charge purement axiale, celle-ci ne doit pas, d'une façon générale, dépasser  $0,5 C_0$  ; pour les roulements de petites dimensions, ou des séries légères (séries de diamètres 8, 9, 0 et 1), elle ne devrait pas être supérieure à  $0,25 C_0$ . Les charges axiales excessives peuvent conduire à une réduction appréciable de la durée du roulement.

Coefficients de calcul pour roulements rigides à une rangée de billes  
Roulements montés par paire avec disposition en O ou en X

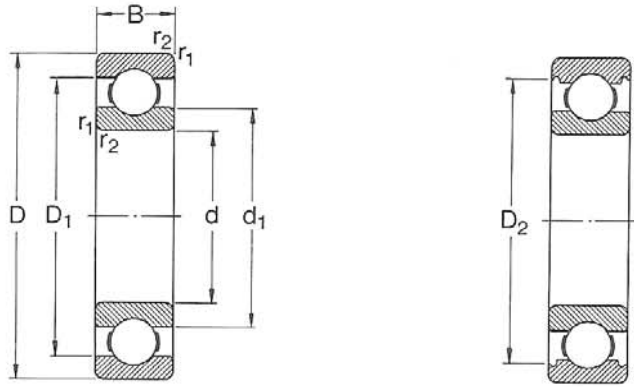
$F_a/C_0$	$e$	$Y_1$	$Y_2$
0,03	0,32	2	2,8
0,10	0,4	1,55	2,2
0,25	0,47	1,3	1,85

Coefficients de calcul pour roulements rigides à une rangée de billes  
Roulements isolés et roulements montés par paire avec disposition en T

Jeu normal				Jeu C3			Jeu C4		
$F_a/C_0$	$e$	$X$	$Y$	$e$	$X$	$Y$	$e$	$X$	$Y$
0,025	0,22	0,56	2	0,31	0,46	1,75	0,4	0,44	1,42
0,04	0,24	0,56	1,8	0,33	0,46	1,62	0,42	0,44	1,36
0,07	0,27	0,56	1,6	0,36	0,46	1,46	0,44	0,44	1,27
0,13	0,31	0,56	1,4	0,41	0,46	1,3	0,48	0,44	1,16
0,25	0,37	0,56	1,2	0,46	0,46	1,14	0,53	0,44	1,05
0,5	0,44	0,56	1	0,54	0,46	1	0,56	0,44	1



Roulements rigides à billes  
à une rangée  
d 2,5–12 mm

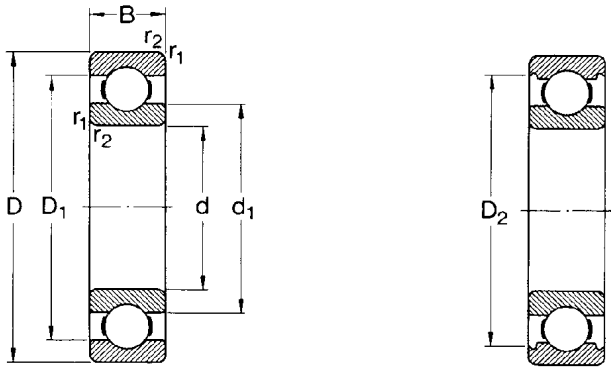


Sans embrèvements

Avec embrèvements

Dimensions d'encombrement			Charges de base		Limite de fatigue $P_u$	Vitesses de base		Masse	Désignation
d	D	B	C	$C_0$		Lubrification graisse	huile		
mm			N		N	tr/min		kg	–
2,5	8	2,8	319	106	4	67 000	80 000	0,0007	60/2,5
3	10	4	488	146	6	60 000	70 000	0,0015	623
4	9	2,5	540	180	7	63 000	75 000	0,0007	618/4
	12	4	806	280	12	53 000	63 000	0,0022	604
	13	5	975	305	14	48 000	56 000	0,0031	624
	16	5	1 110	380	16	43 000	50 000	0,0054	634
5	11	3	637	255	11	53 000	63 000	0,0012	618/5
	16	5	1 110	380	16	43 000	50 000	0,0050	625
	19	6	1 720	620	26	36 000	43 000	0,0090	635
6	13	3,5	884	345	15	48 000	56 000	0,0020	618/6
	19	6	1 720	620	26	36 000	43 000	0,0084	626
7	14	3,5	956	400	17	45 000	53 000	0,0022	618/7
	19	6	1 720	620	26	38 000	45 000	0,0075	607
	22	7	3 250	1 370	57	32 000	38 000	0,013	627
8	16	4	1 330	570	24	40 000	48 000	0,0030	618/8
	22	7	3 250	1 370	57	36 000	43 000	0,012	608
9	17	4	1 430	640	27	38 000	45 000	0,0034	618/9
	24	7	3 710	1 660	71	32 000	38 000	0,014	609
	26	8	4 620	1 960	83	28 000	34 000	0,020	629
10	19	5	1 380	585	25	36 000	43 000	0,0055	61800
	22	6	1 950	750	32	34 000	40 000	0,010	61900
	26	8	4 620	1 960	83	30 000	36 000	0,019	6000
	28	8	4 620	1 960	83	28 000	34 000	0,022	16100
	30	9	5 070	2 360	100	24 000	30 000	0,032	6200
	35	11	8 060	3 400	143	20 000	26 000	0,053	6300
12	21	5	1 430	670	28	32 000	38 000	0,0063	61801
	24	6	2 250	980	43	30 000	36 000	0,011	61901
	28	8	5 070	2 360	100	26 000	32 000	0,022	6001
	30	8	5 070	2 360	100	26 000	32 000	0,023	16101
	32	10	6 890	3 100	132	22 000	28 000	0,037	6201
	37	12	9 750	4 150	176	19 000	24 000	0,060	6301

Roulements rigides à billes  
à une rangée  
d 15–30 mm



Sans embrèvements

Avec embrèvements

Dimensions d'encombrement			Charges de base		Limite de fatigue $P_u$	Vitesses de base		Masse	Désignation
d	D	B	C	$C_0$		Lubrification graisse	huile		
mm			N		N	tr/min		kg	–
15	24	5	1 560	800	34	28 000	34 000	0,0074	61802
	28	7	4 030	2 040	85	24 000	30 000	0,016	61902
	32	8	5 590	2 850	120	22 000	28 000	0,025	16002
	32	9	5 590	2 850	120	22 000	28 000	0,030	6002
	35	11	7 800	3 750	160	19 000	24 000	0,045	6202
	42	13	11 400	5 400	228	17 000	20 000	0,082	6302
17	26	5	1 680	930	39	24 000	30 000	0,0082	61803
	30	7	4 360	2 320	98	22 000	28 000	0,018	61903
	35	8	6 050	3 250	137	19 000	24 000	0,032	16003
	35	10	6 050	3 250	137	19 000	24 000	0,039	6003
	40	12	9 560	4 750	200	17 000	20 000	0,065	6203
	47	14	13 500	6 550	275	16 000	19 000	0,12	6303
	62	17	22 900	10 800	455	12 000	15 000	0,27	6403
20	32	7	2 700	1 500	63	19 000	24 000	0,018	61804
	37	9	6 370	3 650	156	18 000	22 000	0,038	61904
	42	8	6 890	4 050	173	17 000	20 000	0,050	16004
	42	12	9 360	5 000	212	17 000	20 000	0,069	6004
	47	14	12 700	6 550	280	15 000	18 000	0,11	6204
	52	15	15 900	7 800	335	13 000	16 000	0,14	6304
	72	19	30 700	15 000	640	10 000	13 000	0,40	6404
25	37	7	4 360	2 600	125	17 000	20 000	0,022	61805
	42	9	6 630	4 000	176	16 000	19 000	0,045	61905
	47	8	7 610	4 750	212	14 000	17 000	0,060	16005
	47	12	11 200	6 550	275	15 000	18 000	0,080	6005
	52	15	14 000	7 800	335	12 000	15 000	0,13	6205
	62	17	22 500	11 600	490	11 000	14 000	0,23	6305
	80	21	35 800	19 300	815	9 000	11 000	0,53	6405
30	42	7	4 490	2 900	146	15 000	18 000	0,027	61806
	47	9	7 280	4 550	212	14 000	17 000	0,051	61906
	55	9	11 200	7 350	310	12 000	15 000	0,085	16006
	55	13	13 300	8 300	355	12 000	15 000	0,12	6006
	62	16	19 500	11 200	475	10 000	13 000	0,20	6206
	72	19	28 100	16 000	670	9 000	11 000	0,35	6306
	90	23	43 600	23 600	1 000	8 500	10 000	0,74	6406

# DOSSIER TRAVAIL DEMANDE

Ce dossier comporte les parties suivantes :

<b>La définition de l'épreuve et consignes générales aux candidats</b>	<b>page 2/10</b>
<b><u>Etude préliminaire</u> : Etude fonctionnelle</b>	<b>page 3/10</b>
<b><u>Etude 1</u> : Etude cinématique du système d'équilibrage automatique</b>	<b>pages 3/10 à 6/10</b>
<b><u>Etude 2</u> : Etude statique et étude de solutions constructives</b>	<b>pages 7/10 à 9/10</b>
<b><u>Etude 3</u> : Conception de la liaison au système tracteur</b>	<b>pages 10/10</b>

Epreuve : Etude d'un système technique et/ou d'un processus technique



## DÉFINITION DE L'ÉPREUVE

Cette épreuve à caractère technique prend appui sur un système technique et/ou un processus technique.

Elle permet d'évaluer les connaissances scientifiques et techniques du candidat et sa capacité à les mobiliser pour résoudre un problème technique.

La documentation technique fournie au candidat peut comprendre notamment :

- un dossier de description et de spécification de tout ou partie d'un système technique et / ou d'un processus technique,
- des schémas, graphes et représentations diverses précisant l'organisation structurelle et/ou fonctionnelle et/ou temporelle du système technique et/ou du processus technique étudiés,
- des informations sur le processus et les moyens associés,
- des caractéristiques techniques et des données numériques résultant de calculs et de simulations informatiques,
- des propositions de modification d'éléments du cahier des charges.

Il peut être demandé au candidat :

- de conduire l'analyse de tout ou partie du système étudié ou du mécanisme et de le modéliser totalement ou partiellement,
- d'effectuer des calculs de prédétermination,
- d'exploiter des résultats de simulations ou de calculs informatiques,
- de proposer, en réponse à une modification du cahier des charges, des évolutions architecturales du système et/ou des solutions constructives en réponse à des fonctions techniques,
- d'analyser un processus de production afin de l'optimiser.

L'épreuve permet d'évaluer :

- les connaissances scientifiques et techniques du candidat,
- la qualité des analyses conduites et la pertinence du choix des modèles utilisés,
- l'exactitude des résultats,
- la pertinence et la cohérence des solutions proposées,
- la qualité graphique des documents produits, la rigueur du vocabulaire technique, le respect des normes et des conventions de représentation,
- la clarté et la rigueur de l'expression écrite et de la composition.

## CONSIGNES GENERALES AUX CANDIDATS

- *il est conseillé de consacrer 20 min à la lecture du sujet*
- *les quatre études sont indépendantes*
- *il est conseillé aux candidats de passer un temps égal aux études 1, 2 et 3*
- *tous les documents réponses sont à restituer*

**ENROULEUR DE FIBRES OPTIQUES****ETUDE PRELIMINAIRE**

**OBJECTIF** : Analyser les différentes solutions technologiques mises en oeuvre

**REFERENCES** : - Dossier technique : **DT5/10, DT 6/10 ; DT 7/10**  
- Dossier réponse : **document réponse N°1**

**TRAVAIL DEMANDE :**

**Q1** – A partir de la lecture du dossier technique et du schéma cinématique de l'enrouleur de fibre optique, compléter le FAST :

- donner les fonctions techniques **FT111** et **FT112**
- donner les solutions technologiques des fonctions :

**FT12** « Transformer le mouvement de translation du chariot en mouvement de rotation du bras »

**FT32** « Lier le déplacement du contre poids **12** à celui du bras **5** »

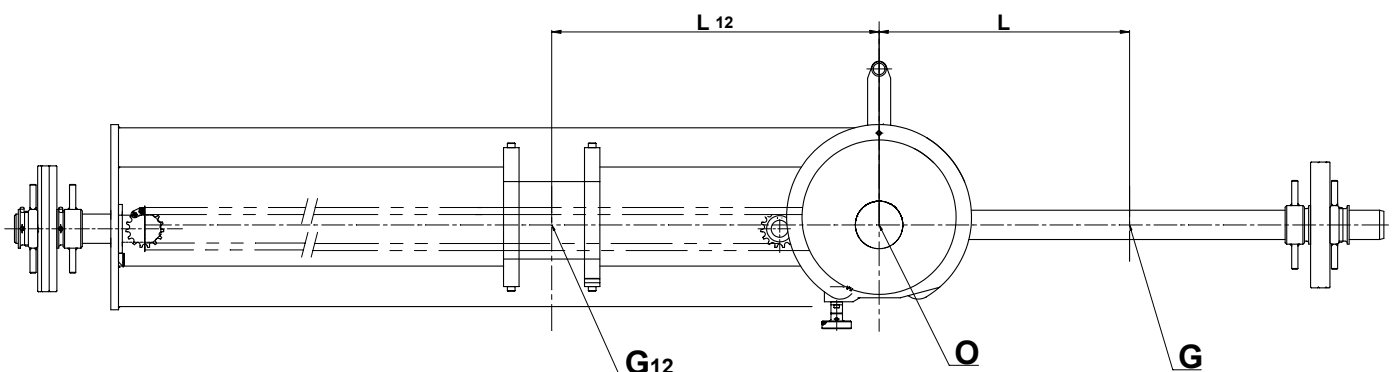
**Etude 1 :** **ETUDE CINEMATIQUE DU SYSTEME D'EQUILIBRAGE AUTOMATIQUE**  
**Fonction FC3**

**OBJECTIF** : étudier la chaîne cinématique et choisir un composant permettant l'équilibrage des bras de l'enrouleur

**1.1 – Détermination de la vitesse de déplacement du contre poids**

L'enrouleur doit être équilibré à chaque instant pendant le déroulement de la fibre optique à partir du touret. Le contre poids en se déplaçant équilibre le touret qui se dévide.

Le schéma ci-dessous représente la machine avec son contre poids. Pour équilibrer le bras et le touret qui se dévide, il est nécessaire de déterminer la vitesse de déplacement du contre poids en fonction de la longueur de fibre dévidée et du déplacement de la machine sur le câble électrique.



**DONNEES :** On prendra  $g = 10 \text{ m/s}^2$

- Touret **4** :
  - Masse  $M_4 = 10 \text{ kg}$  de centre de masse **G**
  - Position  $OG = L = 350 \text{ mm}$
- Fibre optique :
  - Masse  $m_f = 31 \text{ kg/km}$
  - Longueur maxi enroulée  $l_f = 1000 \text{ m}$  on suppose que le point **G** reste centre de masse pour la fibre quel que soit le temps
- Contre poids **12** :
  - Masse  $M_{12} = 18 \text{ kg}$
  - Position  $OG_{12} = L_{12}$  de centre de masse **G<sub>12</sub>**

**HYPOTHESES :**

- L'enrouleur est parfaitement équilibré au départ avec le contre poids en position maxi et le touret plein.
- L'enrouleur déroule 500 m de fibre optique autour du câble électrique entre deux poteaux
- le chariot parcourt 450 m à la vitesse moyenne de  $V_{1/0} = 0,5 \text{ m/s}$

**REFERENCES :** - Dossier technique : **DT 6/10 ; DT 7/10**

### **TRAVAIL DEMANDE :**

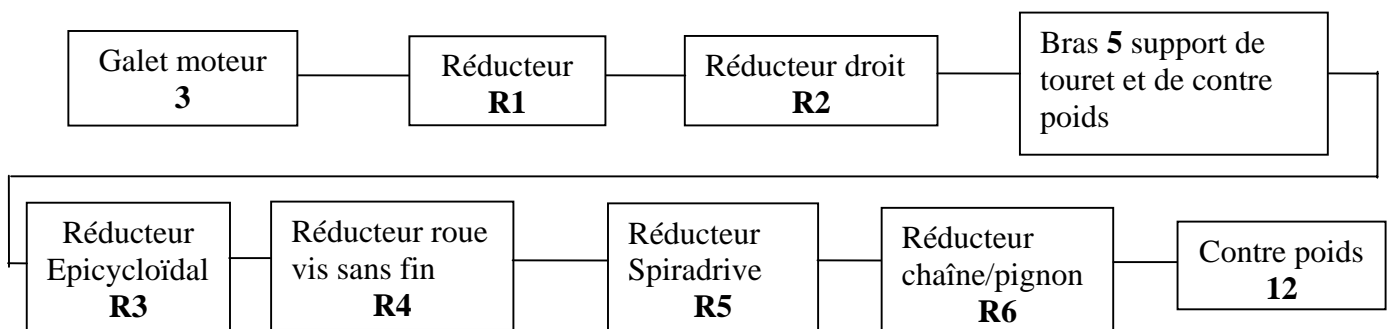
**Q2 –** Déterminer les positions extrêmes correspondant au touret plein et après 500 m de fibre optique déroulée.

**Q3 –** En déduire alors la vitesse de déplacement, supposée constante, du contre poids **12** par rapport au bras **5**.

## **1.2– Détermination de la fréquence de rotation des bras par rapport au câble électrique.**

Le contre poids **12** se déplace par rapport au bras support **5** entraîné par une chaîne **11**. Le mouvement de celle-ci est obtenu par la rotation du bras **5** après réduction. La rotation du bras **5** dépend de la vitesse de translation du chariot **1**.

Le schéma cinématique de la transmission nous permet d'établir le graphe ci-dessous :



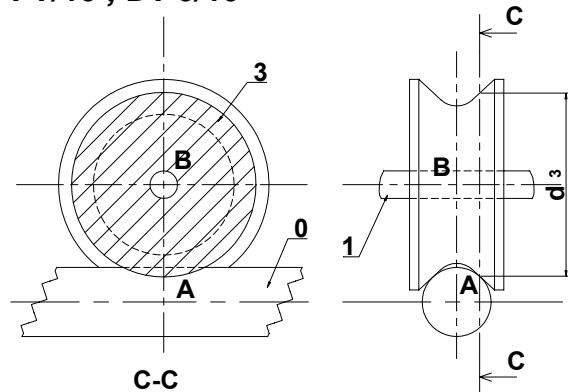
**DONNEES :**

- **Galet moteur 3 :**  
Diamètre de contact :  $d_3 = 72 \text{ mm}$
- **Réducteur R1 :**  
 $Z_{109} = Z_{110} = 18 \text{ dents}$
- **Réducteur R2 ( roue 5 , pignon 6 ) :**  
 $Z_5 = 115 \text{ dents}$   
 $Z_6 = 20 \text{ dents}$

**REFERENCES :** - Dossier technique : **DT 7/10 ; DT 9/10**

**TRAVAIL DEMANDE :**

Le déplacement du galet moteur 3 sur le câble électrique 0 est considéré sans glissement au point de contact A. La vitesse d'entraînement du chariot 1 au centre du galet 3 est  $V_{B,1/0} = 0,5 \text{ m/s}$ .



**Q4** – Déterminer la vitesse angulaire  $\omega_{3/1}$  du galet moteur 3 par rapport au chariot 1.

**Q5** – En déduire alors la fréquence de rotation du bras 5 par rapport au chariot 1 .

### 1.3– Détermination de la fréquence de rotation des bras par rapport au câble électrique.

Le bras 5 support du contre poids 12 guide le satellite 7 qui engraine avec le planétaire 1 lié au chariot.

Par une étude cinématique du réducteur **R3**, il est nécessaire de déterminer la fréquence de rotation du satellite 7 par rapport au bras 5. En effet ce satellite 7 communique son mouvement à la chaîne 11 par l'intermédiaire des réducteurs **R4**, **R5** et **R6**.

Pour cela il faut déterminer la vitesse  $\vec{V}_{D,7/5}$ .

**DONNEES :**

- **Réducteur R3 ( satellite 7 , planétaire 1 ) :**  
 $Z_1 = 115 \text{ dents}$  diamètre primitif  $d_1 = 184 \text{ mm}$   
 $Z_7 = 50 \text{ dents}$  diamètre primitif  $d_7 = 80 \text{ mm}$

**REFERENCES :** - Dossier technique : **DT 7/10**  
- Dossier réponse : **document réponse N°2**

**TRAVAIL DEMANDE :**

Seules les constructions graphiques seront faites sur le **document réponse N°2**.

**Q6** – Déterminer  $\vec{V}_{C,5/1}$ , la tracer et en déduire graphiquement  $\vec{V}_{D,5/1}$ .

**Q7** – Comparer  $\vec{V}_{C,5/1}$  et  $\vec{V}_{C,7/1}$ . Quel est le centre instantané de rotation de 7/1 ?  
Déterminer graphiquement  $\vec{V}_{D,7/1}$ .

**Q8** – Déterminer alors  $\vec{V}_{D,7/5}$ , et en déduire la vitesse angulaire de 7 par rapport à 5.

**Q9** – Donner alors le rapport de transmission  $k_3$  du réducteur **R3**.

#### 1.4 – Choix d'un composant Justification de l'emploi du réducteur spiradrive.

##### DONNEES :

- Réducteur **R4** ( roue 15 , vis 16 ) :  
 $k_4 = 1/10$
- Réducteur **R5** (Spiradrive) :  
 $k_5$
- Réducteur **R6** (Roue - chaîne) :  
 $Z_{10} = 15$  dents  
Pas de la chaîne  $p_{10} = 9,63$  mm

##### REFERENCES :

- Dossier technique : **DT 7/10**
- Dossier réponse : **document réponse N°3**

##### TRAVAIL DEMANDE :

**Q10** – Sur le plan d'ensemble des réducteurs **R4** et **R5** donné **document réponse N°3**, repérer et coter les éléments suivants :

- L'entraxe entrée-sortie du réducteur roue et vis sans fin **R4**.
- L'entraxe entrée-sortie du réducteur spiradrive **R5**.
- La position relative des arbres d'entrée et de sortie pour chaque réducteur.

**Q11** – Justifier, à partir de l'étude précédente et du **document technique DT8/10** l'emploi d'un réducteur Spiradrive.

**Q12** – A partir de la vitesse linéaire du contre poids  $V_{12/5}$  satisfaisant à l'équilibrage de l'enrouleur, déterminer le rapport de transmission du réducteur Spiradrive.

**Q13** – A partir des données calculées précédemment, déterminer et donner la référence du réducteur Spiradrive employé.

**Etude 2 : ETUDE STATIQUE ET ETUDE DE SOLUTIONS  
CONSTRUCTIVES DE LA TRANSMISSION DE PUISSANCE****Fonction FP1****OBJECTIF** : valider le choix d'éléments de la transmission de puissance.

Le système tracteur est commandé par un moteur thermique de puissance **4 kW**. La chaîne de transmission de puissance donne une puissance  **$P_e = 420 \text{ W}$**  à l'entrée du réducteur **R1** :

**2.1 – Validation de la liaison entre le galet moteur 3 et le réducteur R1 .**

Le galet transmet le mouvement au bras **5** par l'intermédiaire de deux réducteurs à pignons coniques **R1**.

La puissance est transmise à chaque arbre d'entrée de réducteur par une clavette parallèle. Il est nécessaire de déterminer les dimensions de la clavette permettant de réaliser cette liaison.

**DONNEES :****• Réducteur R1 :**

Puissance transmise à l'arbre **106**  **$P_e = 420 \text{ W}$**   
Fréquence de rotation de l'arbre **106**  **$N_{106/101} = 154 \text{ tr/min}$**   
Diamètre de l'arbre **106**  **$d_6 = 12 \text{ mm}$**   
Pression de matage admissible  **$p_a = 100 \text{ N/mm}^2$**

**REFERENCES** : - Dossier technique : **DT 9/10**  
- Dossier ressource : **DR 2/4**

**TRAVAIL DEMANDE :**

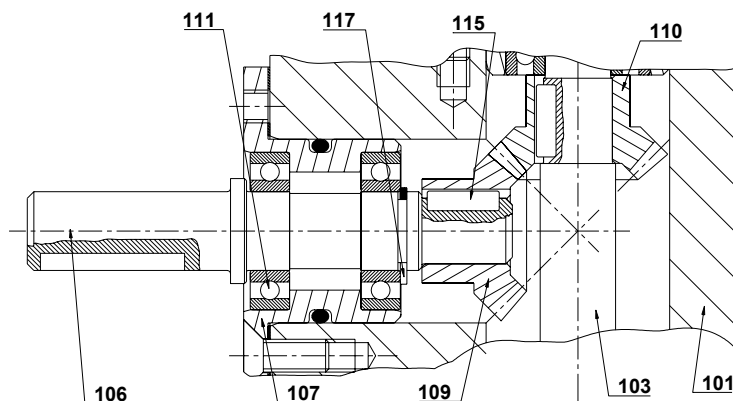
**Q14** – Déterminer le couple  $C_{106}$  transmis à l'arbre d'entrée 106. En déduire l'effort au niveau de la clavette.

**Q15** – A partir du *document ressource DR 2/4*, vérifier les dimensions de la clavette en fonction du diamètre de l'arbre. Effectuer une étude au matage de la clavette et déterminer sa longueur.

**2.2 – Validation de la liaison pivot arbre d'entrée 106 – carter de réducteur 101**

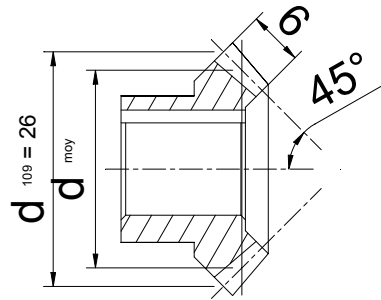
L'arbre d'entrée **106** du réducteur **R1** est guidé dans le carter **101** par deux roulements rigides à une rangée de billes **111**.

Par une étude statique, il est nécessaire de dimensionner ces roulements.



**DONNEES :**

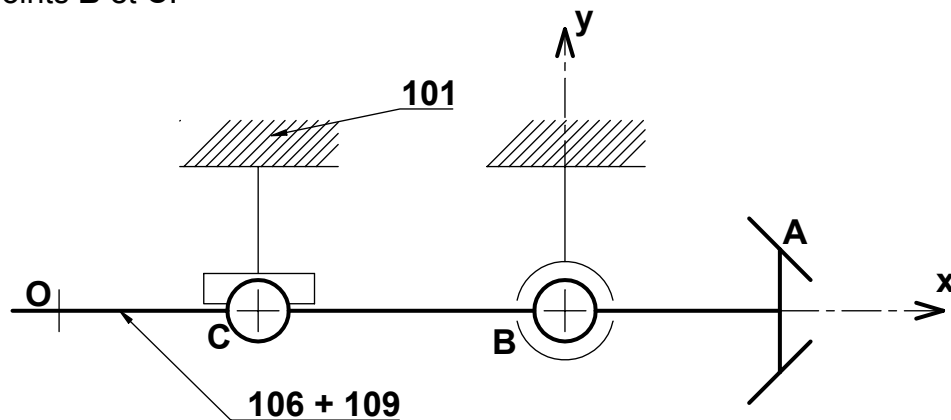
- diamètre primitif  $d_{109} = 26$  mm
- largeur de denture  $b = 6$  mm
- $\delta = 45^\circ$
- angle de pression  $\alpha = 20^\circ$



PIGNON CONIQUE 109

**Q16** – A partir de la géométrie du pignon conique, déterminer le diamètre moyen  $d_{moy}$ , calculer l'effort tangentiel du pignon **110** sur le pignon **109** et rechercher les composantes axiale et radiale de cet effort.

La liaison pivot **106/101** réalisée par les roulements **111** peut être décomposée en deux liaisons aux points **B** et **C**.



**DONNEES :** - la position du point C est :  $\overrightarrow{BC} \begin{vmatrix} -16 \\ 0 \\ R \end{vmatrix} 0$

- action mécanique en A du pignon **110** sur le pignon **109** :

$$\left\{ T_{110 \rightarrow 109} \right\} = \left\{ \begin{matrix} -620 & 0 \\ -620 & 0 \\ 2500 & 0 \end{matrix} \right\}_{A, R(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})} \quad \overrightarrow{BA} \begin{vmatrix} 19 \\ 10.9 \\ R \end{vmatrix} 0$$

- action mécanique en O du galet sur l'arbre est représenté par un torseur couple.

- la durée de vie en fonctionnement des roulements est de **600h**

**HYPOTHESES :** - la masse des pièces est négligeable  
 - les liaisons sont supposées parfaites  
 - le repère d'étude  $R(B, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$  est défini ci-dessus

**REFERENCES :** - Dossier technique : **DT 9/10**  
 - Dossier ressource : **DR 3/4 ; DR 4/4**

**TRAVAIL DEMANDE :**

**Q17** – Etant donné la réalisation du montage des roulements en B et en C, donner les composantes du torseur d'action mécanique associé aux liaisons en B et en C :

**Q18** – En étudiant l'ensemble ( **arbre 106, pignon 109, clavette 115** ) déterminer les torseurs d'actions mécaniques transmises par les roulements aux points B et C.

**Q19** – A partir des documents donnant la méthode de calcul des roulements et l'extrait du catalogue constructeur, déterminer le roulement permettant de réaliser la liaison au point B.

on donne  $C_0$  charge statique limite  $C_0 = 0,6 F_r + 0,5 F_a$  (INF ISO 76)

## 2.2 – Etude de cotation fonctionnelle du réducteur renvoi d'angle R1

Le fonctionnement du renvoi d'angle impose une position précise des pignons coniques. Pour respecter ces conditions, il est nécessaire de déterminer la position axiale du boîtier **107**. Ce positionnement axial est obtenu par une cale dont l'épaisseur est représentée sur le plan du réducteur **document réponse N°4**.

Le but de cette étude est de dimensionner la cale de réglage **104** et de coter le bâti **101** du réducteur **R1**.

**REFERENCES** : - Dossier technique : **DT 9/10**

- Dossier réponse : **documents réponses N°4 , N°5 et N°6**

### **TRAVAIL DEMANDE** :

**Q20** – Donner les conditions de montage des pignons coniques garantissant un bon fonctionnement de la transmission.

**Q21** – Sur le **document réponse DR4**, tracer la chaîne de cotes mettant en place le jeu « **A** » représentant la cale de réglage. Donner, sans application numérique, le calcul de l'épaisseur tolérancée de la cale de réglage **104**.

**Q22** – Les boîtiers **107** et **118** présentent une similitude de formes et de montage des deux pignons coniques **109** et **110** sur les arbres d'entrée et de sortie. Justifier alors l'emploi du roulement **112** pour le guidage de l'arbre **103**.

**Q23** – A partir de la fonction technique « positionner et guider les pignons coniques **109** et **110** dans le corps **101** », déterminer les surfaces fonctionnelles du corps **101** et des pièces assemblées avec celui ci, sur le **document réponse N°5** . Compléter le tableau en donnant la fonction assurée par chaque surface définie. ( un exemple est donné sur le **document réponse N°5** )

**Q24** – Sur le dessin de définition du boîtier **101** donné **document réponse N°6**, proposer une cotation dimensionnelle et géométrique correspondant aux fonctions techniques définies ci-dessus pour chaque surface fonctionnelle. Les cotes seront données de manière qualitative.



## **Etude 3 : CONCEPTION DE LA LIAISON AU SYSTEME TRACTEUR**

### **Fonction FC1**

**OBJECTIF** : dimensionner la poignée et les éléments de fixation..

La liaison entre le système tracteur et le chariot **1** de l'enrouleur se fait par l'intermédiaire d'une poignée de traction **9**. Cette poignée est en construction mécanosoudée permettant de répondre aux exigences de simplicité de réalisation des premières machines. La fixation de la poignée **9** au bâti **1** est réalisée par deux vis. Il est nécessaire de dimensionner ces deux vis.

### **3.1 – Etude de la fixation**

**HYPOTHESES** :

- coefficient de sécurité **s = 3**
- coefficient de concentration de contraintes **k = 2,5**
- section de noyau d'une vis **d<sub>0</sub> = d – 1,23 p**
- L'effort exercé par le système tracteur sur la poignée d'attache est **F = 4800N**

**DONNEES** :

marquage des têtes										
classes de résistance	3.6	4.6	3.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9	12.9	14.9
limite élastique R <sub>e</sub> N/mm <sup>2</sup> ou MPa	180	240	320	300	400	480	640	900	1 080	1 260
limite à la rupture R <sub>r</sub> N/mm <sup>2</sup> ou MPa	330	400	420	500	520	600	800	1 040	1 220	1 400
A%	25	25	14	20	10	8	12	9	8	7
$R_e = R_r \times \frac{Y}{10}$ (en N/mm <sup>2</sup> ) $R_r = 100 \times S$ (en N/mm <sup>2</sup> ) $R_e = S \times Y$ (daN/mm <sup>2</sup> )							vis CHc			

**REFERENCES** : - Dossier technique : **DT 10/10**

**TRAVAIL DEMANDE** :

**Q25** – La poignée est fixée par deux vis M6 (pas p = 1), déterminer la classe de ces deux vis.

### **3.2 – Conception d'une pièce à partir du choix d'un procédé de fabrication**

En vue d'une fabrication de série plus importante de l'enrouleur, on se propose de réaliser la poignée de traction en construction moulée. Il est donc nécessaire de définir les formes de cette nouvelle poignée répondant aux exigences du moulage.

La semelle est fixée sur le chariot **1** par les deux vis M6 et on applique un effort réparti sur la poignée de traction sur une longueur de **60 mm** (correspondant au système tracteur).

**REFERENCES** : - Dossier technique : **DT 10/10**  
 - Dossier réponse : **documents réponses N°7**

**TRAVAIL DEMANDE** :

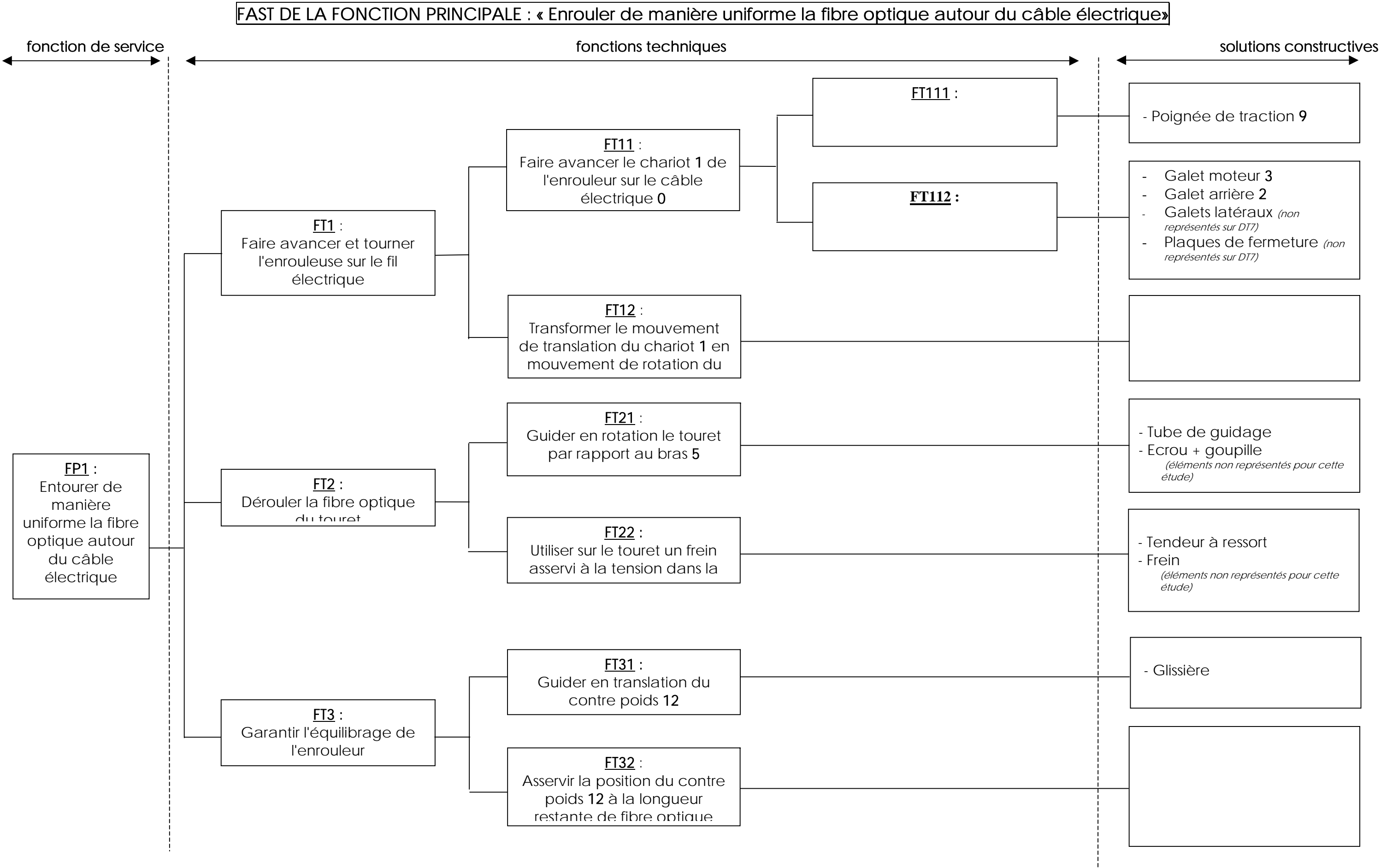
**Q26** – Compléter sur le **document réponse N°7** le dessin 3D de la poignée de traction **9** en vue de sa réalisation en moulage. Proposer un matériau pour la poignée de traction **9** et énoncer les règles de tracé d'une pièce moulée utilisées.

# DOSSIER REPONSE

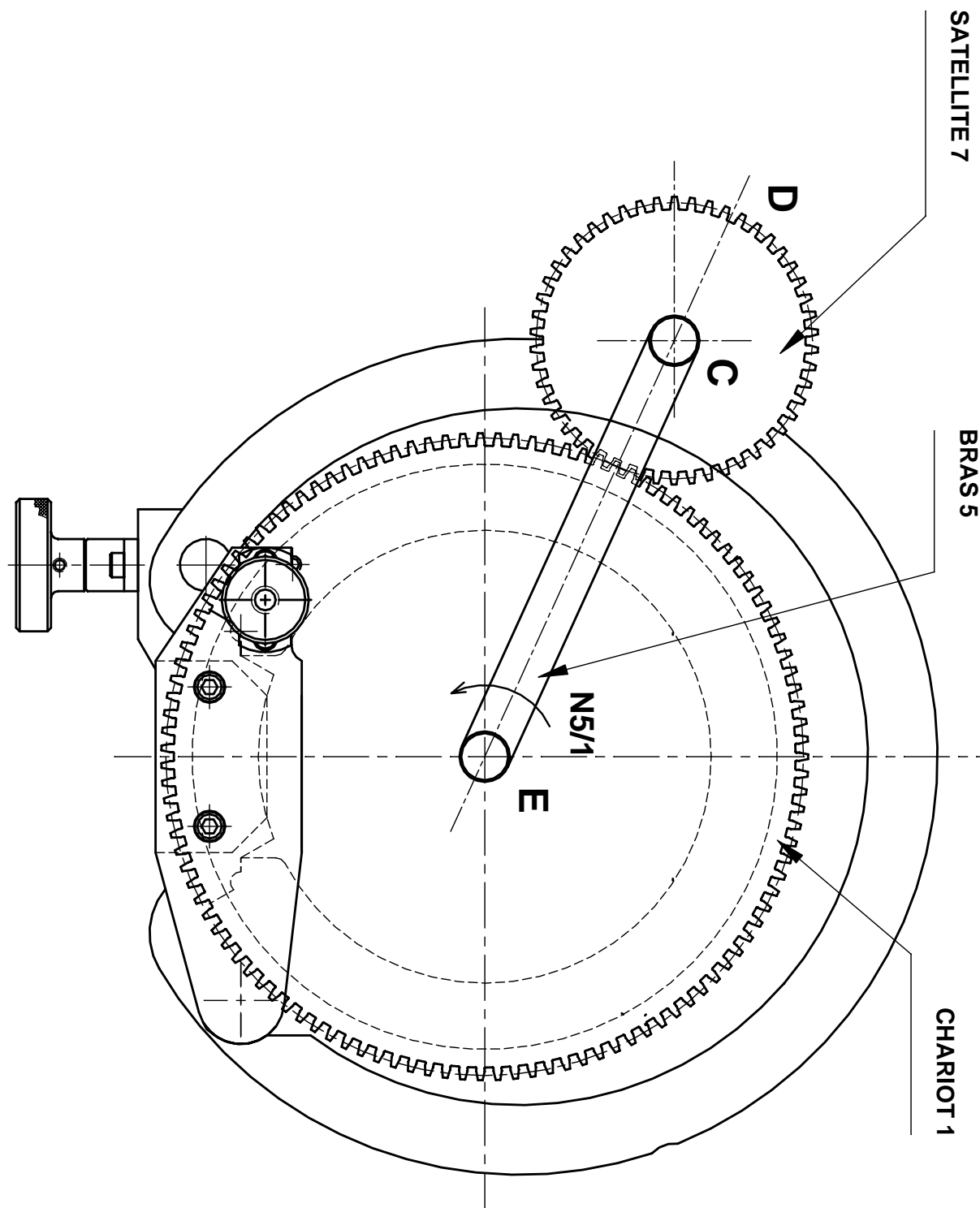
Ce dossier comporte les documents réponses suivants :

- |  |                    |
|--|--------------------|
| - FAST de la fonction principale                   | document réponse 1 |
| - Etude cinématique du réducteur R3                | document réponse 2 |
| - Etude du fonctionnement du réducteur R5          | document réponse 3 |
| - Etude de cotation fonctionnelle du réducteur R1  | document réponse 4 |
| - Etude des surfaces fonctionnelle du réducteur R1 | document réponse 5 |
| - Etude de cotation du corps du réducteur R1       | document réponse 6 |
| - Etude de la poignée motrice moulée               | document réponse 7 |

Epreuve : Etude d'un système technique et/ou d'un processus technique

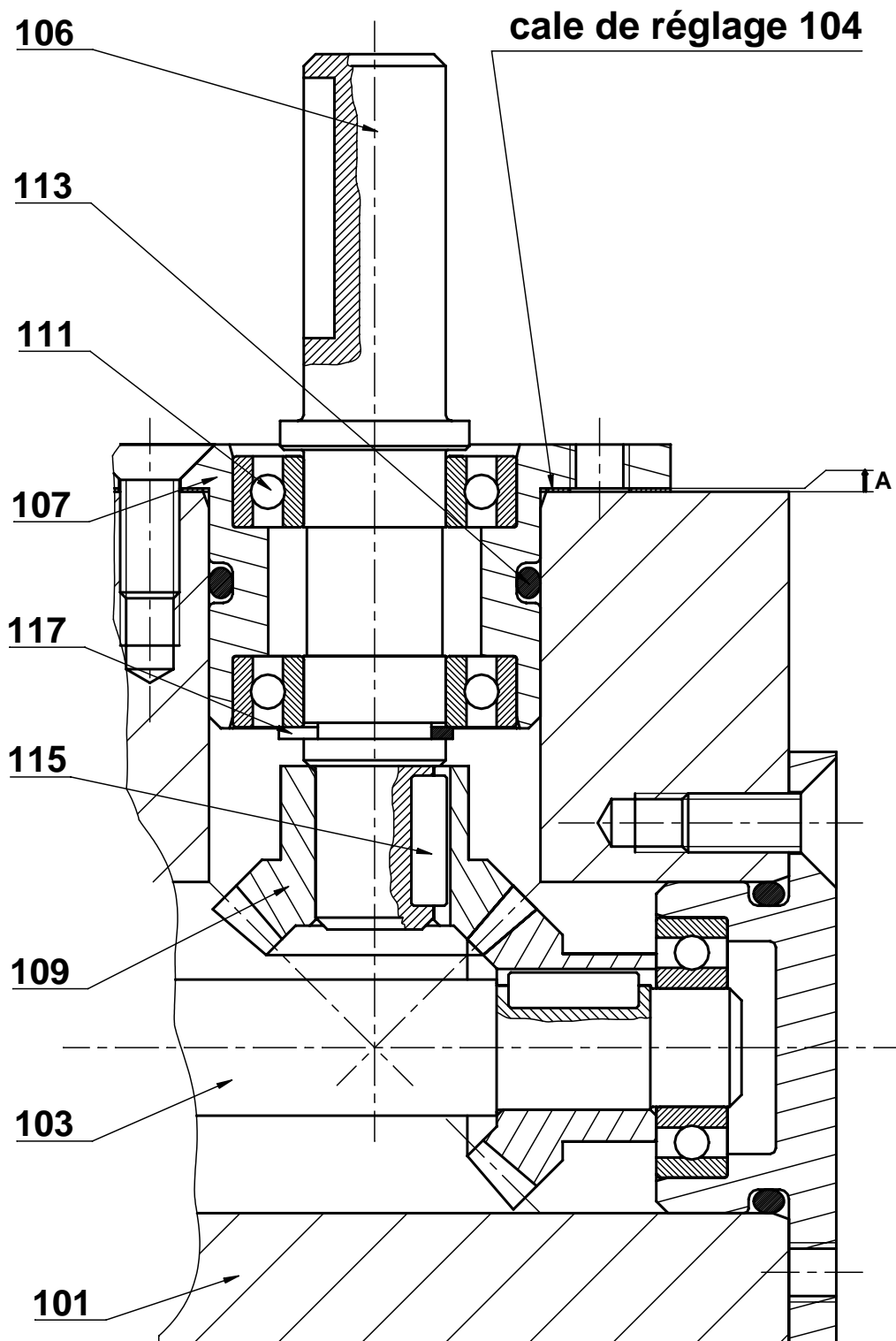


échelle des vitesses : 10mm  $\longrightarrow$  0,1m/s



# REDUCTEUR R3

## REDUCTEUR EPICYCLOIDAL

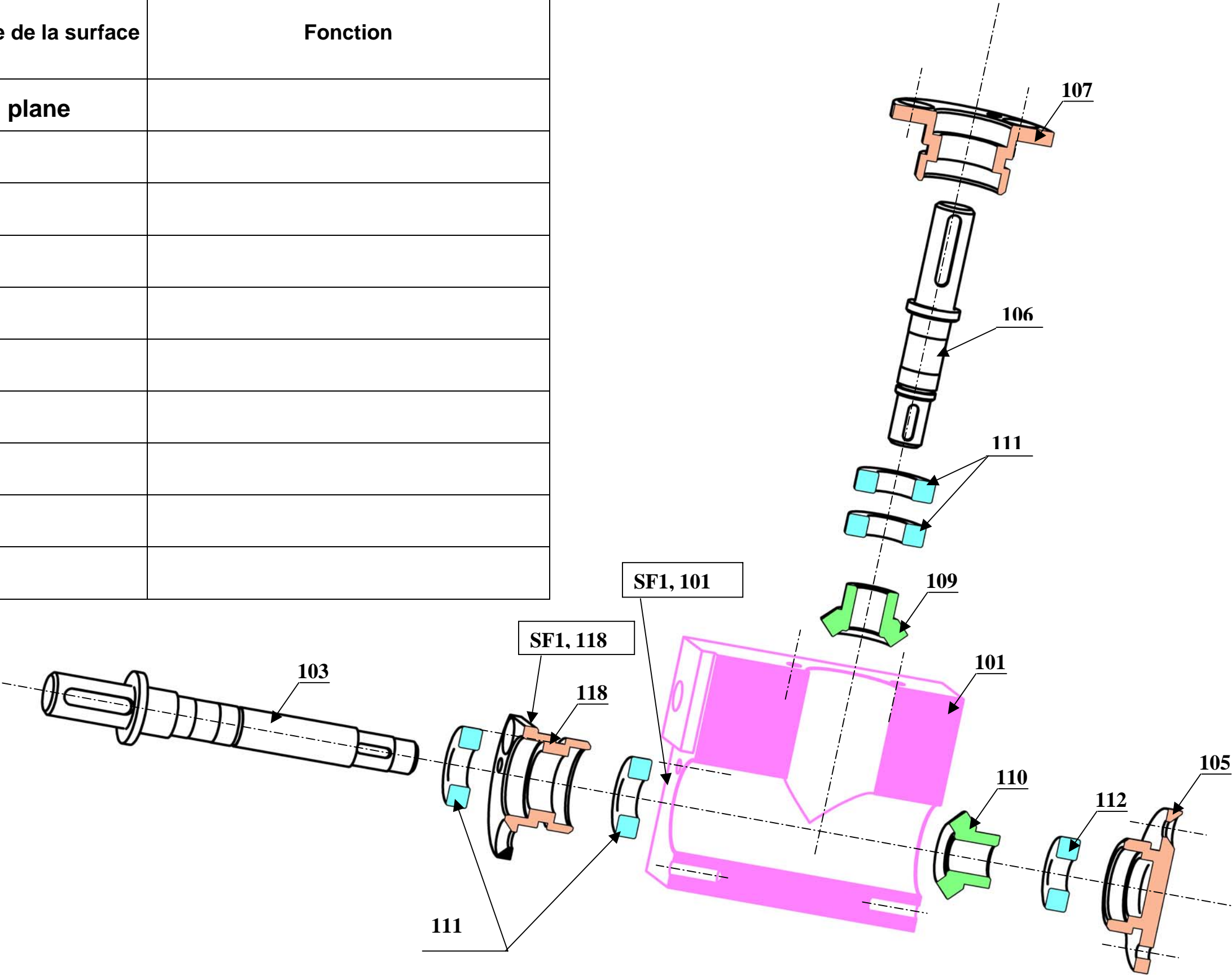


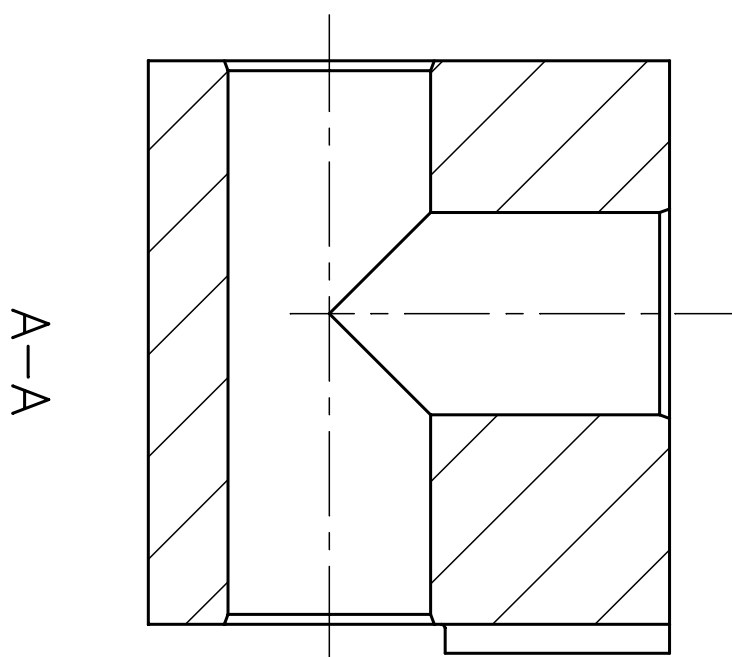
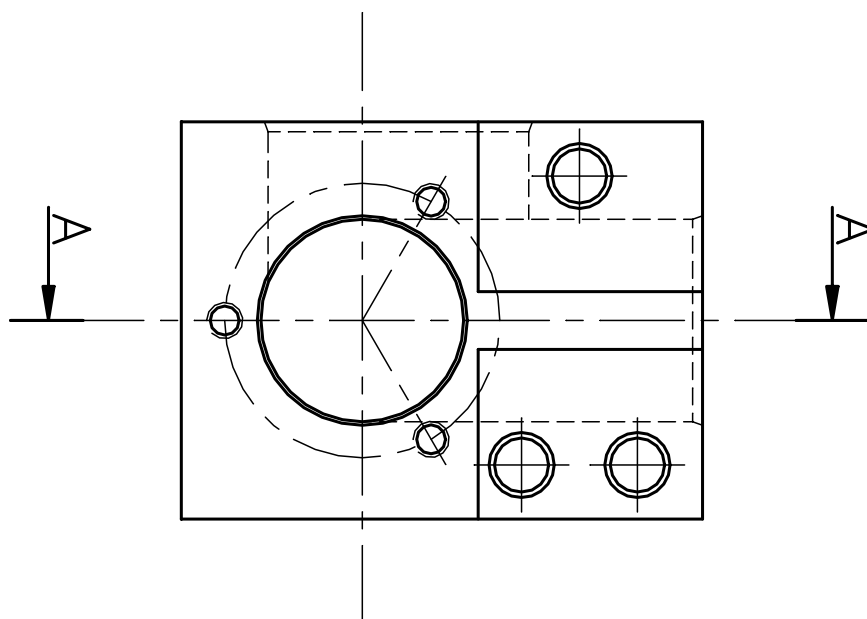
# REDUCTEUR R1

## RENGOI D'ANGLE

Eclaté du REDUCTEUR R1

Surface	Pièces	Nature de la surface	Fonction
SF1	118, 101	plane	
SF2			



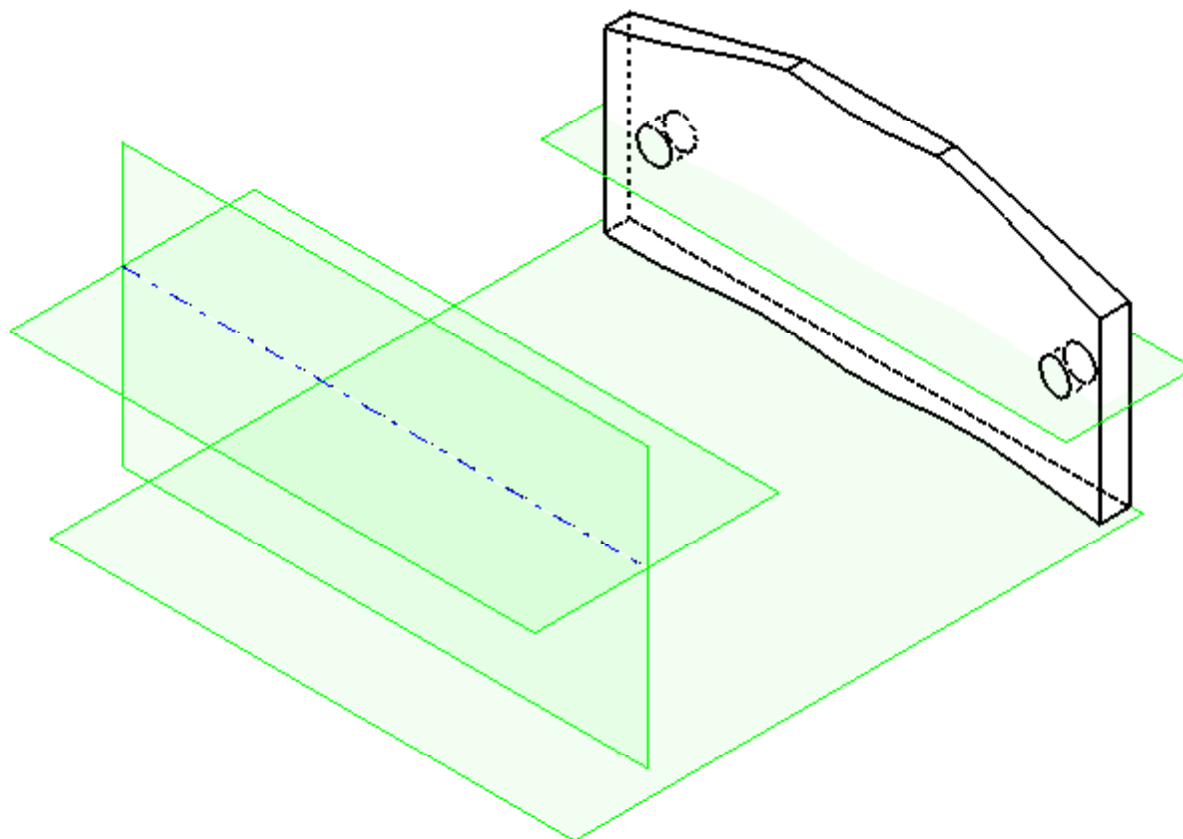


50 mm

**CORPS 101**

**REDUCTEUR R1**

**Dessin de la poignée  
en construction moulée**



**Règles de tracé des pièces moulées :**

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....