

Document 8 – Modélisation du guidage d'une roue

$\cos 7^\circ$	0,99254615	d_1	94 mm
$\sin 7^\circ$	0,12186934	d_2	108 mm
$\tan 7^\circ$	0,12278456	d_3	125 mm
d_0	525 mm	d_4	125 mm

Document 9 – Quelques valeurs

Modèle 335/80 R 20	
Diamètre extérieur	1,044 m
Largeur	0,335 m
Diamètre intérieur	0,508 m

Document 10 – Dimensions des pneumatiques

Charges	Roulements à rouleaux coniques à une rangée
Charge dynamique équivalente	$F_a/F_r \leq e \rightarrow P = F_r$ $F_a/F_r > e \rightarrow P = 0,4 F_r + Y F_a^{1)}$
Charge statique équivalente	$P_0 = 0,5 F_r + Y_0 F_a^{1)}$ $P_0 < F_r \rightarrow P_0 = F_r$
Symboles	C = charge dynamique de base [kN] (\rightarrow tableaux des produits) e = coefficient de calcul (\rightarrow tableaux des produits) F_a = charge axiale [kN] F_r = charge radiale [kN] P = charge dynamique équivalente [kN] P_0 = charge statique équivalente [kN] Y, Y_0 , Y_1 , Y_2 = coefficients de calcul (\rightarrow tableaux des produits)

¹⁾ Pour déterminer la charge axiale F_a , reportez-vous à Calcul de la charge axiale pour des roulements montés individuellement ou appariés en tandem

Document 11 – Extrait d'une documentation constructeur (source SKF)

Dimensions d'encombrement			Charges de base		Limite de fatigue	Vitesses de base		Masse	Désignation	Série de dimensions selon ISO 355 (ABMA)
d	D	T	C	C_0	P_u	Vitesse de référence	Vitesse limite	kg	–	–
mm			kN		kN	tr/min				
35	62	18	37,4	49	5,2	8 000	11 000	0,23	32007 J2/Q	4CC
	62	18	42,9	54	5,85	8 000	10 000	0,23	32007 X/Q	4CC
	72	18,25	51,2	56	6,1	7 000	9 500	0,33	30207 J2/Q	3DB
	72	24,25	66	78	8,5	7 000	9 500	0,44	32207 J2/Q	3DC
	72	28	84,2	106	11,8	6 300	9 500	0,53	33207/Q	2DE
	80	22,75	72,1	73,5	8,3	6 700	9 000	0,51	30307 J2/Q	2FB
	80	22,75	61,6	67	7,8	6 000	8 500	0,52	31307 J2/Q	7FB
	80	32,75	93,5	114	12,9	6 000	8 500	0,8	32307 BJ2/Q	5FE
	80	32,75	95,2	106	12,2	6 300	9 000	0,75	32307 J2/Q	2FE
	80	32,75	93,5	114	12,9	6 300	9 500	0,77	32307/37 BJ2/Q	5EE
38	63	17	36,9	52	5,4	7 500	11 000	0,21	JL 69349 A/310/Q	3CC
	63	17	36,9	52	5,4	7 500	11 000	0,2	JL 69349/310/Q	3CC
	68	19	52,8	71	7,65	7 000	10 000	0,3	32008/38 X/Q	3CC
40	68	19	52,8	71	7,65	7 000	9 500	0,28	32008 X/Q	3CD
	75	26	79,2	104	11,4	6 700	9 000	0,5	33108/Q	2CE
	80	19,75	61,6	68	7,65	6 300	8 500	0,42	30208 J2/Q	3DB
	80	24,75	74,8	86,5	9,8	6 300	8 500	0,53	32208 J2/Q	3DC
	80	32	105	132	15	5 600	8 500	0,73	33208/QCL7C	2DE
	85	33	121	150	17,3	6 000	9 000	0,9	T2EE 040/QVB134	2EE
	90	25,25	85,8	95	10,8	6 000	8 000	0,73	30308 J2/Q	2FB
	90	25,25	85	81,5	9,5	5 600	7 500	0,72	* 31308 J2/QCL7C	7FB
	90	35,25	117	140	16	5 300	8 000	1,05	32308 J2/Q	2FD
	90	35,25	117	140	16	5 300	8 000	1,05	32308 J2/Q	2FD
45	75	20	58,3	80	8,8	6 300	8 500	0,34	32009 X/Q	3CC
	80	26	96,5	114	12,9	6 700	8 000	0,55	* 33109/Q	3CE
	85	20,75	66	76,5	8,65	6 000	8 000	0,47	30209 J2/Q	3DB
	85	24,75	91,5	98	11	6 300	8 000	0,58	* 32209 J2/Q	3DC
	85	32	108	143	16,3	5 300	7 500	0,79	33209/Q	3DE
	95	29	89,7	112	12,7	4 800	7 000	0,93	T7FC 045/HN3QCL7C	7FC
	95	36	147	186	20,8	5 300	8 000	1,2	T2ED 045	2FD
	100	27,25	108	120	14,3	5 300	7 000	0,97	30309 J2/Q	2FB
	100	27,25	106	102	12,5	5 000	6 700	0,95	* 31309 J2/QCL7C	7FB
	100	38,25	134	176	20	4 800	6 700	1,45	32309 BJ2/QCL7C	5FD

* Roulement SKF Explorer

Document 12 – Extrait d'une documentation constructeur (source SKF)

Dimensions						Cotes de montage										Coefficients de calcul		
d	d _i ~	B	C	r _{1,2} min.	r _{3,4} min.	a	d _a max.	d _b min.	D _a min.	D _a max.	D _b min.	C _a min.	C _b min.	r _a max.	r _b max.	e	Y	Y ₀
mm							mm										—	
35	49,5	17	15	1	1	16	41	41	53	56	59	2	3	1	1	0,44	1,35	0,8
	49,6	18	14	1	1	15	40	41	54	56	59	4	4	1	1	0,46	1,3	0,7
	51,9	17	15	1,5	1,5	15	44	42	62	65	67	3	3	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	52,4	23	19	1,5	1,5	17	43	42	61	65	67	3	5,5	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	53,4	28	22	1,5	1,5	18	42	42	61	65	68	5	6	1,5	1,5	0,35	1,7	0,9
	54,5	21	18	2	1,5	16	45	44	70	71	74	3	4,5	2	1,5	0,31	1,9	1,1
	59,6	21	15	2	1,5	25	44	44	62	71	76	4	7,5	2	1,5	0,83	0,72	0,4
	59,3	31	25	2	1,5	24	42	44	61	71	76	4	7,5	2	1,5	0,54	1,1	0,6
	54,8	31	25	2	1,5	20	44	44	66	71	74	4	7,5	2	1,5	0,31	1,9	1,1
	59,3	31	25	2	1,5	24	44	44	66	71	74	4	7,5	2	1,5	0,54	1,1	0,6
37	52,2	17	13,5	1,3	1,3	14	44	44	55	56,5	60	3	3,5	1,3	1,3	0,43	1,4	0,8
	52,2	17	13,5	3,6	1,3	14	44	50	55	56,5	60	3	3,5	3,4	1,3	0,43	1,4	0,8
	54,7	19	14,5	1	1	15	46	46	60	62	65	4	4,5	1	1	0,37	1,6	0,9
40	54,7	19	14,5	1	1	15	46	46	60	62	65	4	4,5	1	1	0,37	1,6	0,9
	57,5	26	20,5	1,5	1,5	18	47	47	65	68	71	4	5,5	1,5	1,5	0,35	1,7	0,9
	57,5	18	16	1,5	1,5	16	49	47	69	73	74	3	3,5	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	58,4	23	19	1,5	1,5	19	48	47	68	73	75	3	5,5	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	59,7	32	25	1,5	1,5	21	47	47	67	73	76	5	7	1,5	1,5	0,35	1,7	0,9
	61,2	32,5	28	1	2	22	48	50	70	75	80	5	5	1	2	0,35	1,7	0,9
	62,5	23	20	2	1,5	19	52	49	77	81	82	3	5	2	1,5	0,35	1,7	0,9
	67,1	23	17	2	1,5	28	51	49	71	81	86	3	8	2	1,5	0,83	0,72	0,4
	62,9	33	27	2	1,5	23	50	49	73	81	82	4	8	2	1,5	0,35	1,7	0,9
	60,7	20	15,5	1	1	16	51	51	67	69	72	4	4,5	1	1	0,4	1,5	0,8
45	63	26	20,5	1,5	1,5	19	52	52	69	73	77	4	5,5	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	63,1	19	16	1,5	1,5	18	54	52	74	78	80	3	4,5	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8
	64,1	23	19	1,5	1,5	20	53	52	73	78	80	3	5,5	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8
	65,3	32	25	1,5	1,5	22	52	52	72	78	81	5	7	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8
	73,5	26,5	20	2,5	2,5	32	54	55	71	83	91	3	9	2,5	2,5	0,88	0,68	0,4
	68,7	35	30	2,5	2,5	23	55	56	80	83	89	6	6	2,5	2,5	0,33	1,8	1
	70,2	25	22	2	1,5	21	59	54	86	91	92	3	5	2	1,5	0,35	1,7	0,9
	74,7	25	18	2	1,5	31	56	54	79	91	95	4	9	2	1,5	0,83	0,72	0,4
	74,8	36	30	2	1,5	30	55	54	76	91	94	5	8	2	1,5	0,54	1,1	0,6
	74,8	36	30	2	1,5	30	55	54	76	91	94	5	8	2	1,5	0,54	1,1	0,6

Document 13 – Extrait d'une documentation constructeur (source SKF)

Calcul de la charge axiale pour des roulements montés individuellement ou appariés en tandem

Lorsqu'une charge radiale est appliquée à un roulement à rouleaux coniques à une rangée, la ligne d'action de cette charge d'une piste à l'autre, forme un angle avec l'axe du roulement et une charge axiale induite est générée. Il faut en tenir compte pour le calcul des charges équivalentes dans les montages constitués de deux roulements simples et/ou de paires de roulements disposés en T.

Les formules nécessaires sont indiquées dans le **tableau 5** pour les différents montages de roulements et cas de charge. Ces formules sont applicables à condition que les roulements soient montés l'un contre l'autre de manière à obtenir un jeu pratiquement nul mais sans pré-

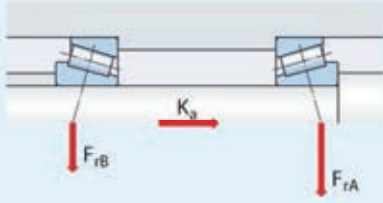
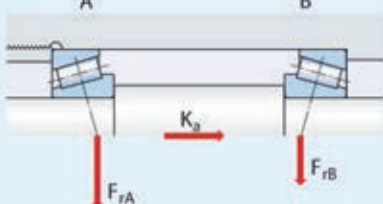
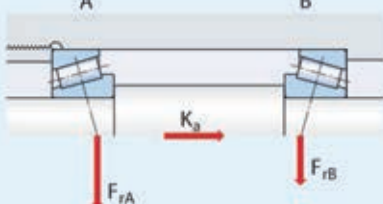
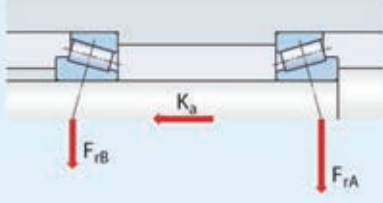
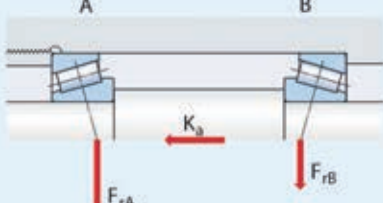
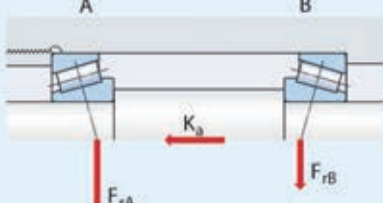
charge. Dans les montages illustrés, le roulement A est soumis à une charge radiale F_{rA} et le roulement B à une charge radiale F_{rB} . Les valeurs F_{rA} et F_{rB} sont toujours considérées comme positives, y compris lorsqu'elles s'exercent dans le sens opposé à celui indiqué sur les schémas. Les charges radiales agissent au niveau des centres de poussée des roulements (→ distance a dans les tableaux des produits).

K_a est la force axiale externe agissant sur l'arbre ou sur le palier. Les cas de charge 1c et 2c sont également valables lorsque $K_a = 0$. Les valeurs du coefficient Y sont indiquées dans les tableaux des produits.

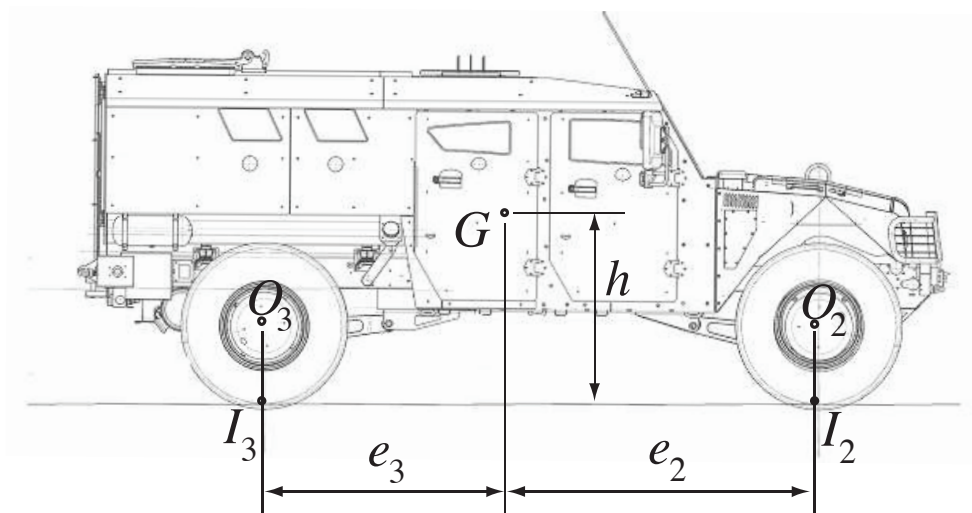
Document 14 – Extrait d'une documentation constructeur (source SKF)

Tableau 5

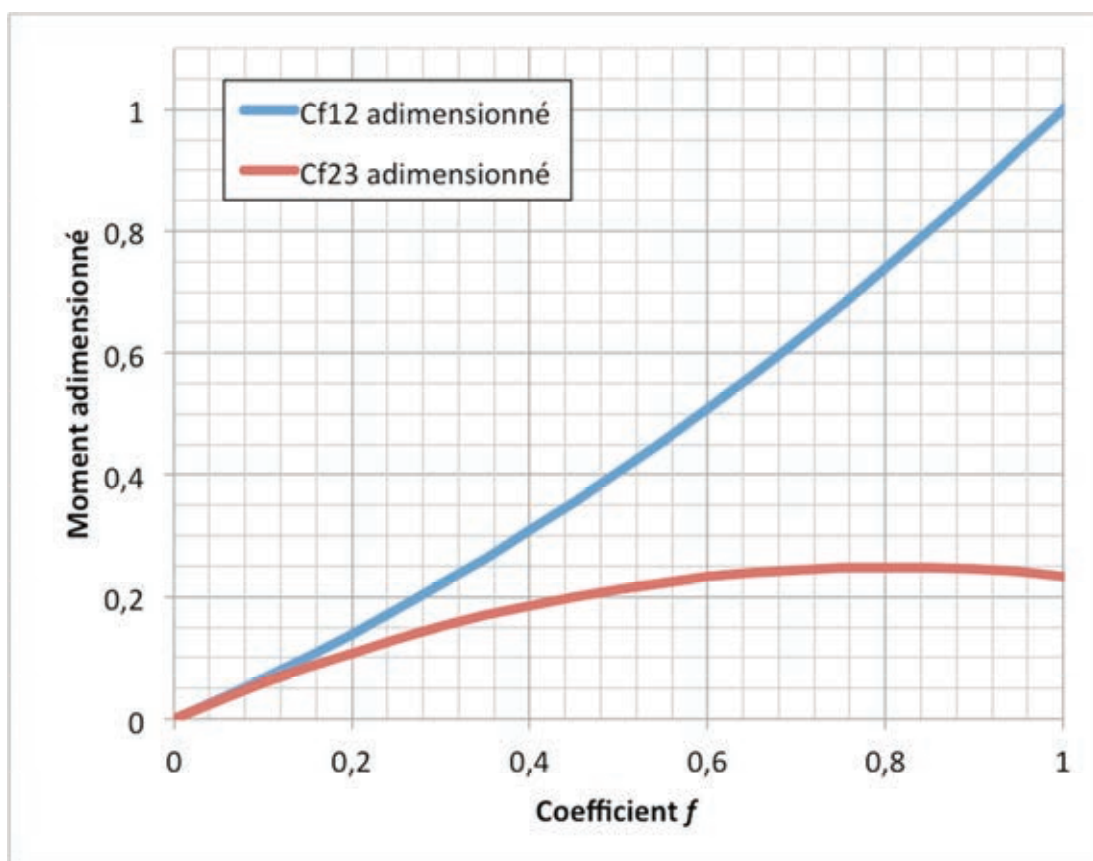
Charge axiale des montages de roulements intégrant deux roulements à rouleaux coniques à une rangée et/ou des paires de roulements disposés en tandem

Montage de roulement	Conditions de charge Charges axiales		
Cas 1a			
Montage en O 	$\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
Cas 1b			
Montage en X 	$\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
Cas 1c			
Montage en X 	$\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$	$F_{aA} = F_{aB} - K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
Cas 2a			
Montage en O 	$\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
Cas 2b			
Montage en X 	$\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
Cas 2c			
Montage en X 	$\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} - K_a$

Document 15 – Extrait d'une documentation constructeur (source SKF)



Document 16 – Modélisation du Sherpa



Document 17 – Couples de freinage adimensionné en fonction de f

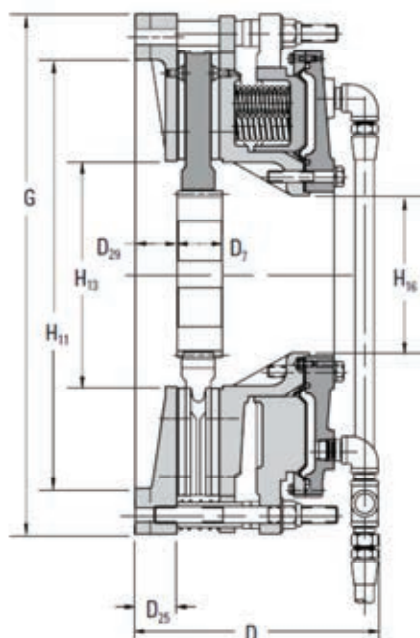
e_2	1,8 m
e_3	1,8 m
h	1,1 m
J	50 kg.m ²

Document 18 – Quelques valeurs

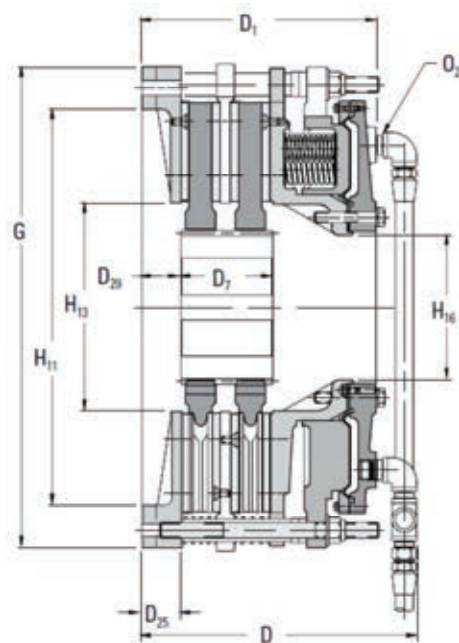
Airflex® DBA Brake Elements

Form DBA808 — [Données techniques et dimensions

Section E



Simple disque de freinage



Double disques de freinage

Dimensions standards (indépendantes du nombre de disques de freinage)

Type	D ₂₅	H	H ₁₁	H ₁₃	H ₁₆	G	L	O ₂
17DBA	51	533	438	254	137	634.9	20	½ 14
21DBA	51	584	533	308	194	673	27	1-11 ½
29DBA	70	787	711	375	260	863.5	27	1-11 ½

Dimensions en mm

Type	Diamètre de l'arbre central		Disques ventilés				Disques non ventilés		
	Min	Max	D	D ₁	D ₇	D ₂₉	D	D ₇	D ₂₉
117DBA	64	108	319	284	124	25	272	124	48
217DBA	79	108	401	366	165	48	341	165	48
121DBA	73	146	335	287	64	54	288	143	51
221DBA	98	149	418	371	143	54	361	143	57
129DBA	105	187	394	349	89	57	383	149	60
229DBA	124	182	486	441	181	59	459	178	79
329DBA	143	175	582		270	59			

Premier chiffre du type = nombre de disques de freinage – Dimensions en mm

Document 19 – Extrait d'un document constructeur sur les dispositifs de freinage étriers/disque de frein

Type	Réf	Couple maximal (N.m)	Volume des chambres de desserrage (dm ³)	Surface de frottement plaquette / disque (cm ²)	Moment d'inertie (kg.m ²)	Poids (kg)	Vitesse maximale de rotation (tr/min)
117DBAS	146148	3310	1,64	1742	0,76	43	2300
217DBAS	146152	5940	1,64	3483	1,47	72	2300
121DBAS	146145	7890	2,62	2619	1,76	59	1900
221DBAS	146151	14600	2,62	5237	3,36	122	1900
129DBAS	146162	20000	5,08	5741	6,38	147	1500
229DBAS	146163	38000	5,08	11481	12,26	236	1500
<i>Disques non ventilés</i>							
117DBAV	146148	2320	1,64	1742	0,42	32	1300
217DBAV	146152	4290	1,64	3483	0,84	51	1300
121DBAV	146145	5930	2,62	2619	1,26	48	1000
221DBAV	146151	10800	2,62	5237	2,52	95	1000
129DBAV	146162	12800	5,08	5741	4,07	84	900
229DBAV	146163	24400	5,08	11481	8,02	154	900
329DBAV	146210	38400	5,08	17223	11,97	224	900
<i>Disques ventilés</i>							

Les disques solides ou non ventilés (S) sont utilisés dans des applications nécessitant des utilisations peu fréquentes (engagement rare).

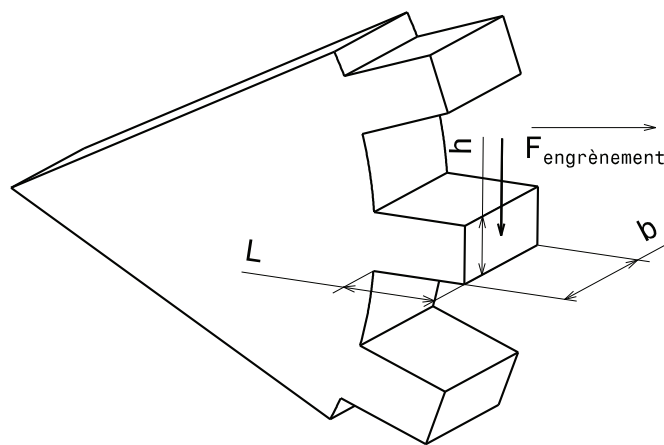
Les disques ventilés (V) sont recommandés pour les applications ayant des utilisations fréquentes et/ou cycliques.

Document 20 – Extrait d'un document constructeur sur les dispositifs de freinage étriers/disque de frein

Le document suivant propose un modèle simple de dimensionnement d'une denture d'engrenage. Comme le module d'un pignon conditionne la taille de sa denture et donc sa résistance mécanique aux efforts, ce modèle propose une formule reliant le module denture, la largeur de denture, le couple à transmettre, le nombre de dents et la résistance mécanique du matériau utilisé. Pratiquement, on recherche la valeur minimale du module.

Le modèle le plus simple, utile lors d'une pré-conception considère une dent comme une poutre encastrée à son extrémité :

- la largeur de la poutre étant la largeur de la dent b ,
- la longueur de la poutre étant la hauteur de la dent L ,
- la hauteur de la poutre étant l'épaisseur de la dent au niveau du cercle primitif h .



Modèle poutre de denture

L'action mécanique exercée sur la poutre sera modélisée par un effort $F_{\text{engrènement}}$ à l'extrémité s'appliquant perpendiculairement à la poutre.

Avec : $F_{\text{engrènement}} = \frac{C}{r}$; C : couple appliqué sur la roue dentée ; r : rayon de la roue dentée.

En appliquant la théorie des poutres de la RDM, on obtient :

$$\boxed{m^2 \geq \frac{5.5 F_{\text{engrènement}}}{K \sigma_{\text{adm}}}} \quad \text{ou} \quad \boxed{m^3 \geq \frac{11C}{K Z \sigma_{\text{adm}}}}$$

$F_{\text{engrènement}}$: effort tangentiel,

C : couple transmis par le pignon

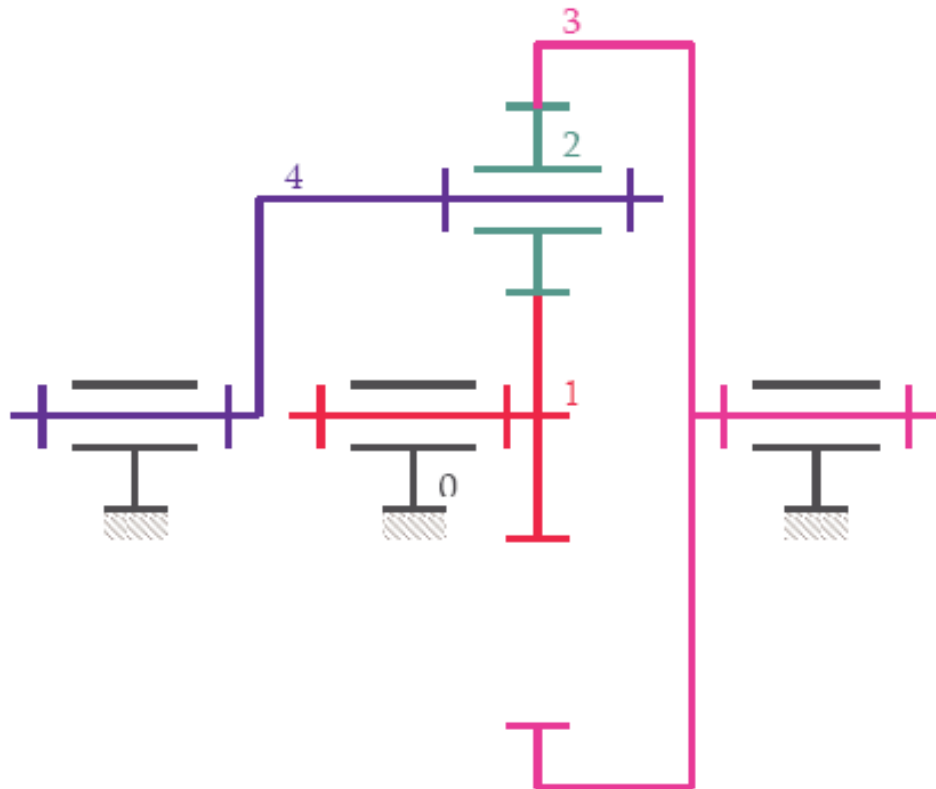
m : module de la roue,

K : coefficient de largeur de la roue (rapport b/m),

Z : nombre de dents de la roue,

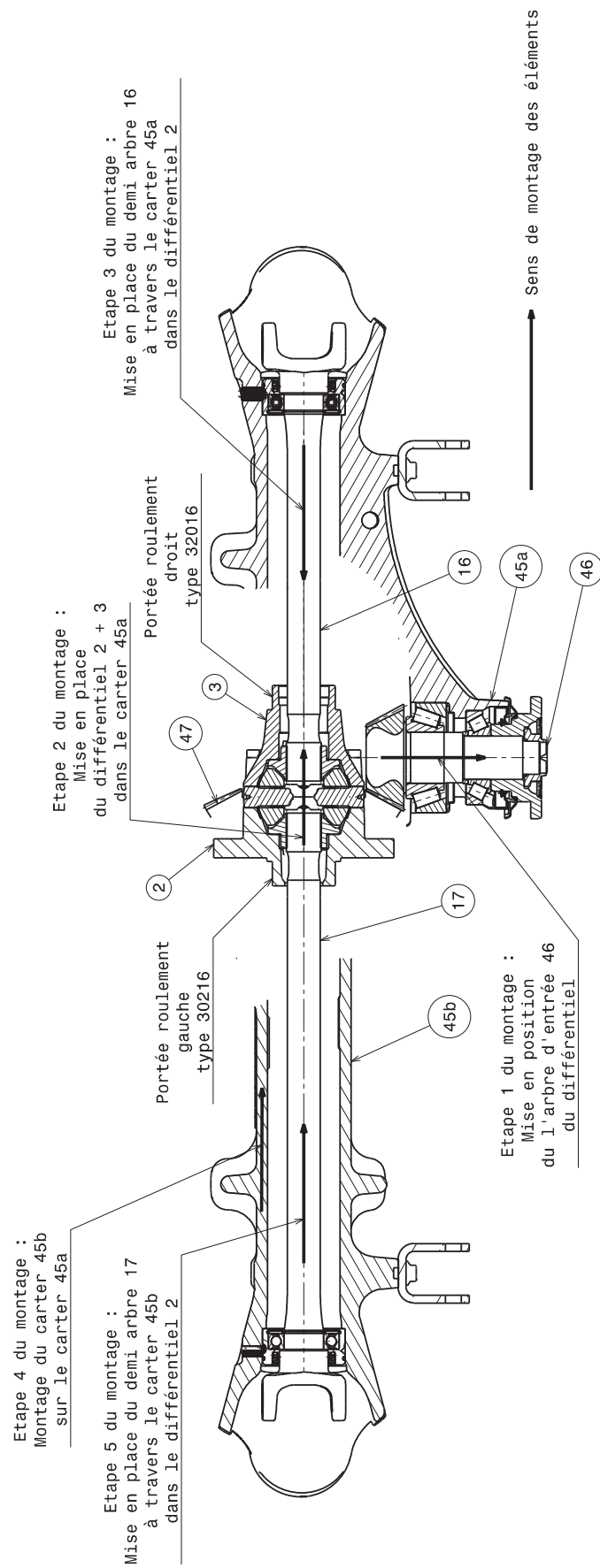
σ_{adm} : contrainte admissible par le matériau.

Document 21 – Dimensionnement d'un module d'engrenage



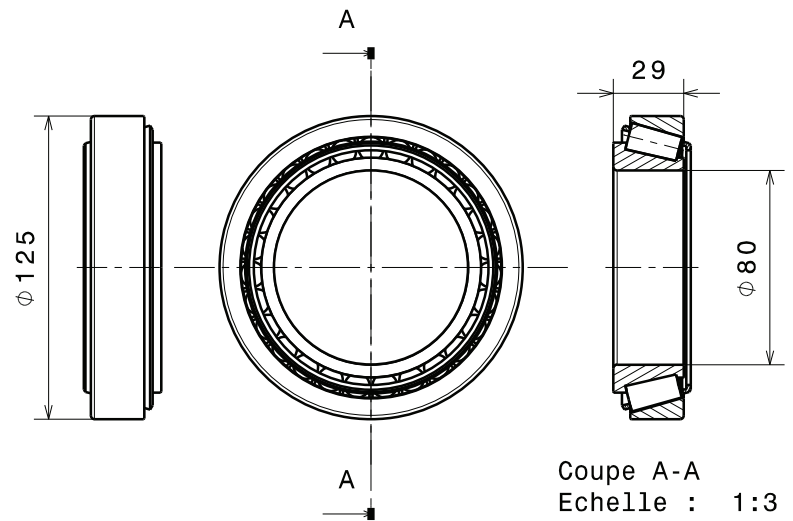
$$\omega_{1/0} Z_1 + \omega_{3/0} Z_3 = \omega_{4/0} (Z_1 + Z_3)$$

Document 22 – Relation cinématique entre les différents éléments d'un train épicycloïdal

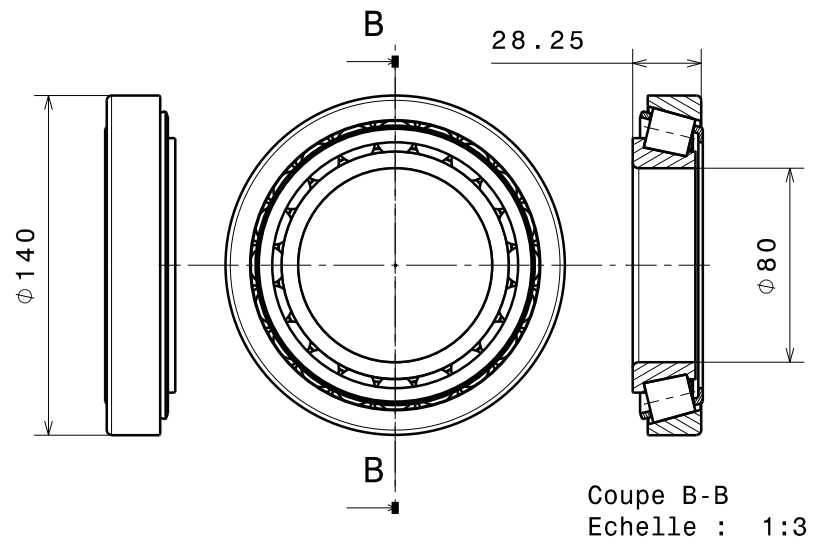


Document 23 – Instructions pour le montage

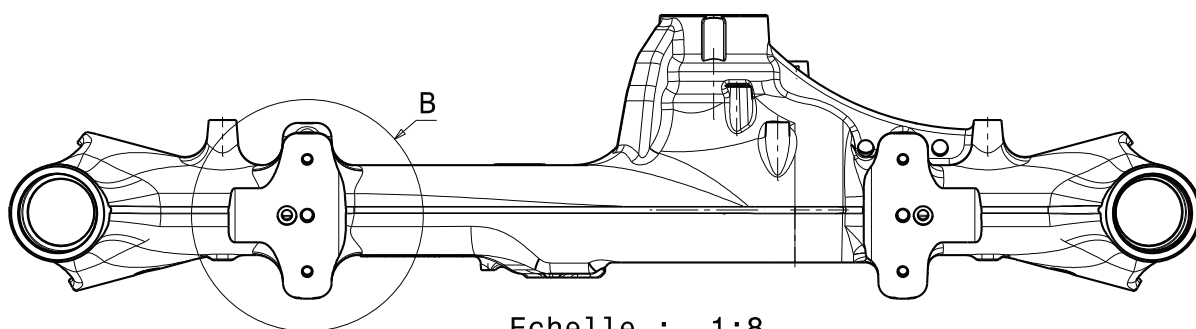
Roulement 32016



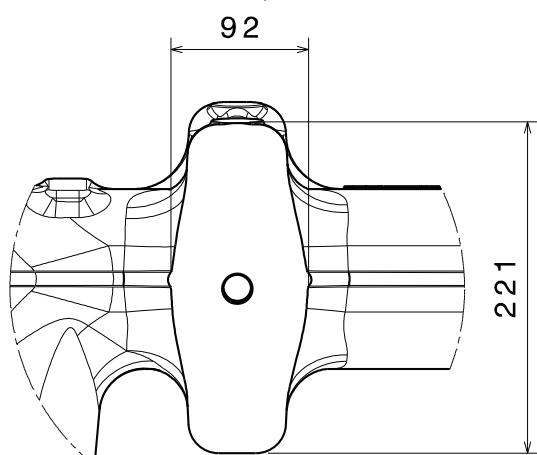
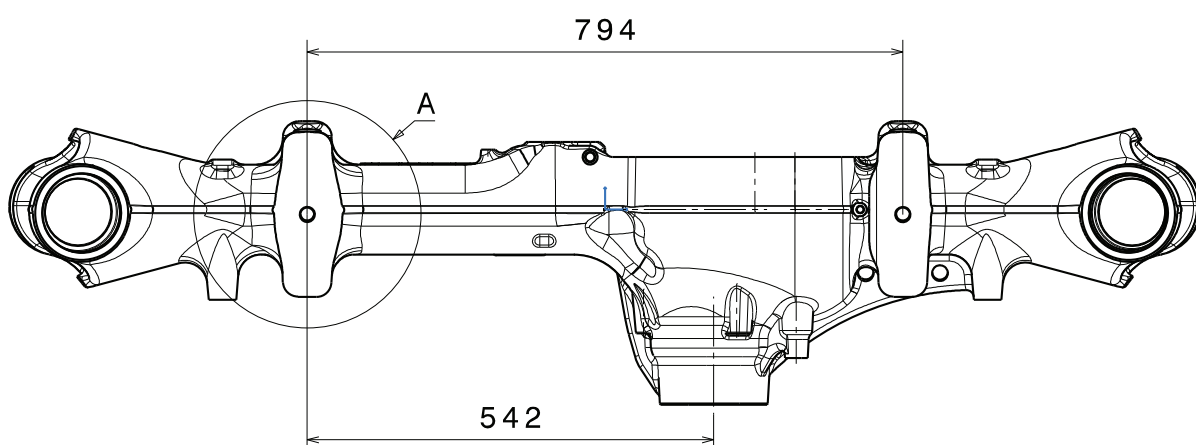
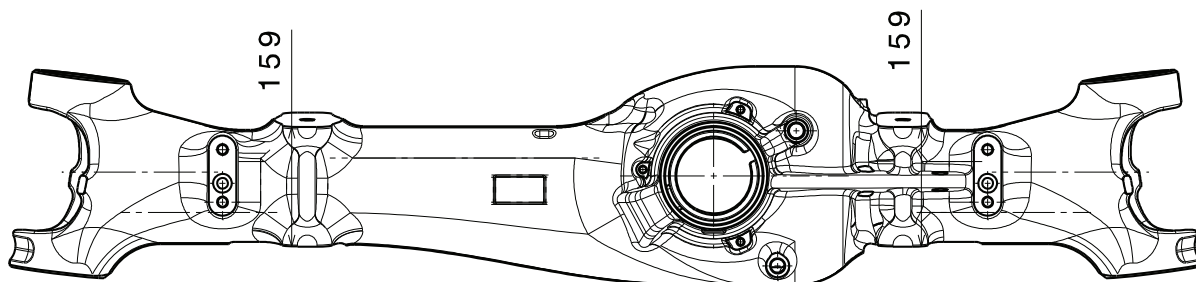
Roulement 30216



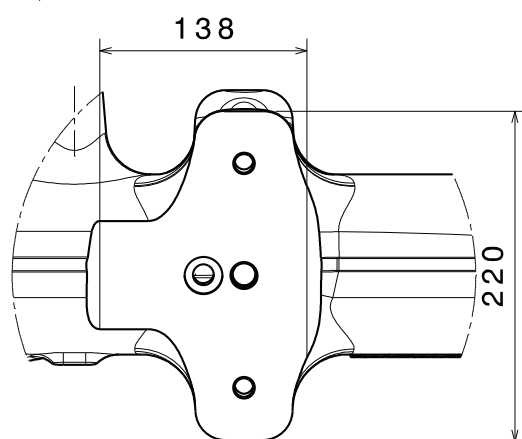
Document 24 – Roulements utilisés dans le différentiel



Echelle : 1:8



Détail A
Echelle : 1:4



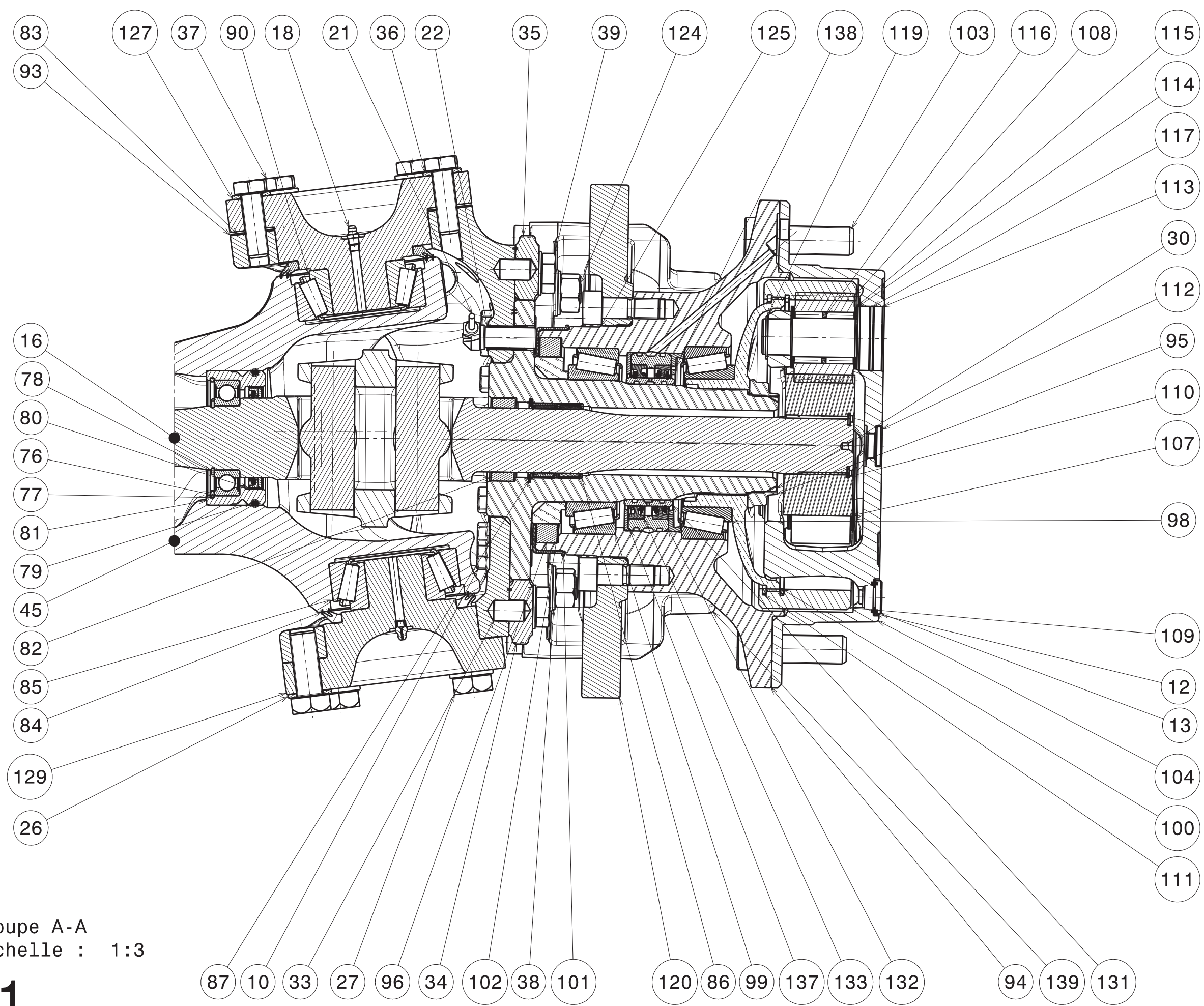
Détail B
Echelle : 1:4

Document 25 – Positionnement des interfaces de montage du pont TANGO

Numéro	Désignation	Quantité
10	Vis H M14-30	12
12	Joint plat	1
13	Bouchon de vidange	1
16	Arbre de transmission à double joint de cardan court	1
18	Graisser M8	2
21	Capteur	1
22	Bague support capteur	1
26	Rondelle M20 série L	5
27	Vis H M20-50	5
30	Axe porte fusée	1
33	Pion de centrage	2
34	Support inférieur étrier de frein	1
35	Support supérieur étrier de frein	1
36	Rondelle M16 série L	6
37	Vis H M16-50	6
38	Rondelle M18	2
39	Vis H M18-45	2
45	Carter central	1
76	Roulement à 1 rangée de billes à gorges profondes	1
77	Anneau élastique	1
78	Anneau élastique	1
79	Joint torique	1
80	Joint à lèvre	1
81	bague support roulement	1
82	Joint d'étanchéité	1
83	Support arbre porte fusée	1
84	Joint V ring	1
85	Roulement à rouleaux coniques	1
86	Cage à aiguilles	1
87	Anneau élastique	1
90	bague intérieure butée supérieure pivot	1
93	Cale de réglage précharge axe pivot	1

Numéro	Désignation	Quantité
94	Arbre de roue	1
95	Ecrou M76-3	1
96	Joint d'étanchéité	1
98	Roulement à rouleaux coniques	1
99	Roulement à rouleaux coniques	1
100	Anneau élastique	1
101	Tôle à encoches	1
102	Entretoise	1
103	Vis serrage jante M22-75	10
104	Carter porte satellites	1
107	Pignon planétaire Z34	1
108	Pignon satellite Z20	3
109	Couronne Z74	1
110	Anneau élastique	1
111	Anneau élastique	1
112	Bouchon	
113	Axe satellite	3
114	Rondelle	3
115	Rondelle	3
116	Cage à aiguilles	3
117	Joint torique	3
118	Disque de frein	1
119	Anneau élastique	3
124	Ecrou M18	2
125	Vis CHC M16-45	12
127	Axe pivot supérieur	1
129	Axe pivot inférieur	1
131	Bague intérieure pour portée de joints à lèvres	1
132	Bague extérieure pour portée de joints à lèvres	1
133	Joint à double lèvres	1
137	Flasque d'étanchéité	1
138	Flasque d'étanchéité	1
139	Etrier de frein	1

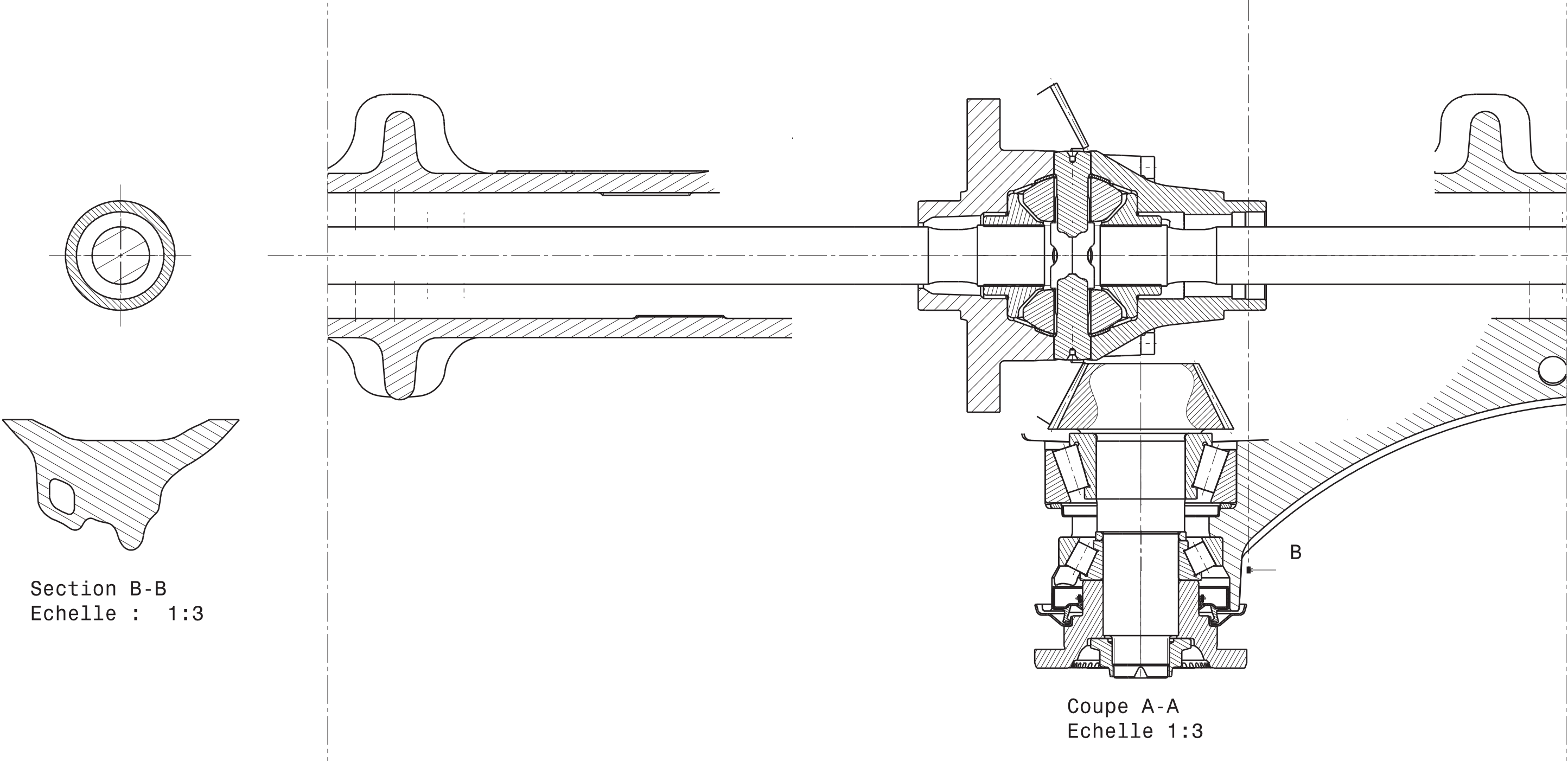
Document 26 – Nomenclature du plan 1



Coupe A-A
Echelle : 1:3

Plan 1

Calque 1



DANS CE CADRE	Académie :	Session :	Modèle EN.
	Examen ou Concours :	Série* :	
	Spécialité/option :	Repère de l'épreuve :	
	Épreuve/sous-épreuve :		
	NOM : <small>(en majuscules, suivi, s'il y a lieu, du nom d'épouse)</small>		
	Prénoms :	N° du candidat	<div></div> <small>(le numéro est celui qui figure sur la convocation ou la liste d'appel)</small>
	Né(e) le		

NE RIEN ÉCRIRE

038

L'usage de calculatrices est interdit.

Cahier réponses

Épreuve de Sciences Industrielles B

Banque PT - 2015

Il est interdit aux candidats de signer leur composition ou d'y mettre un signe quelconque pouvant indiquer sa provenance.

NE RIEN ÉCRIRE

DANS CE CADRE

R1

Mobilités utiles entre le pont rigide et le châssis du véhicule :

R2

Degré d'hyperstatisme de l'ensemble :

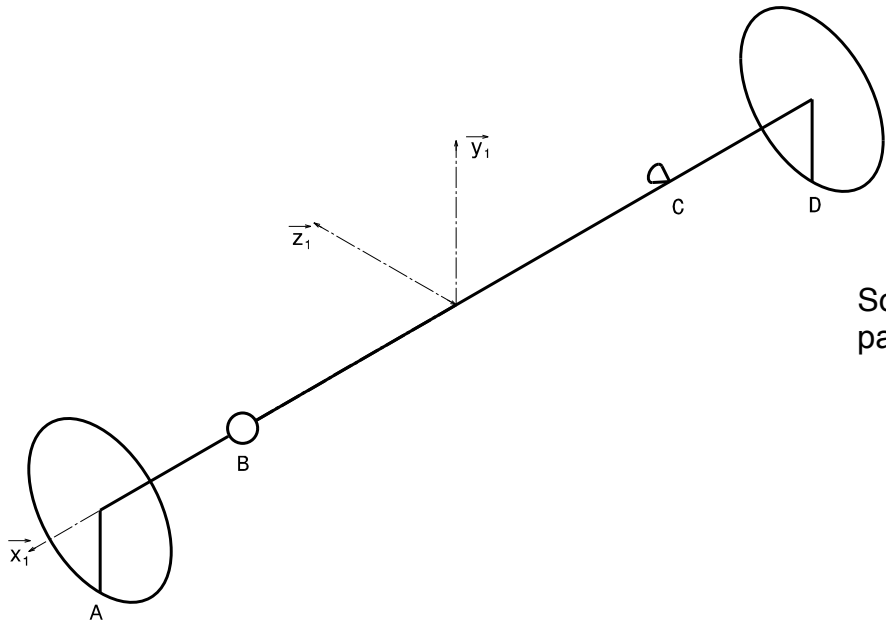
Nombre de mobilités internes de l'ensemble :

Nombre de mobilités utiles de l'ensemble :

Degrés de liberté du pont rigide :

R3

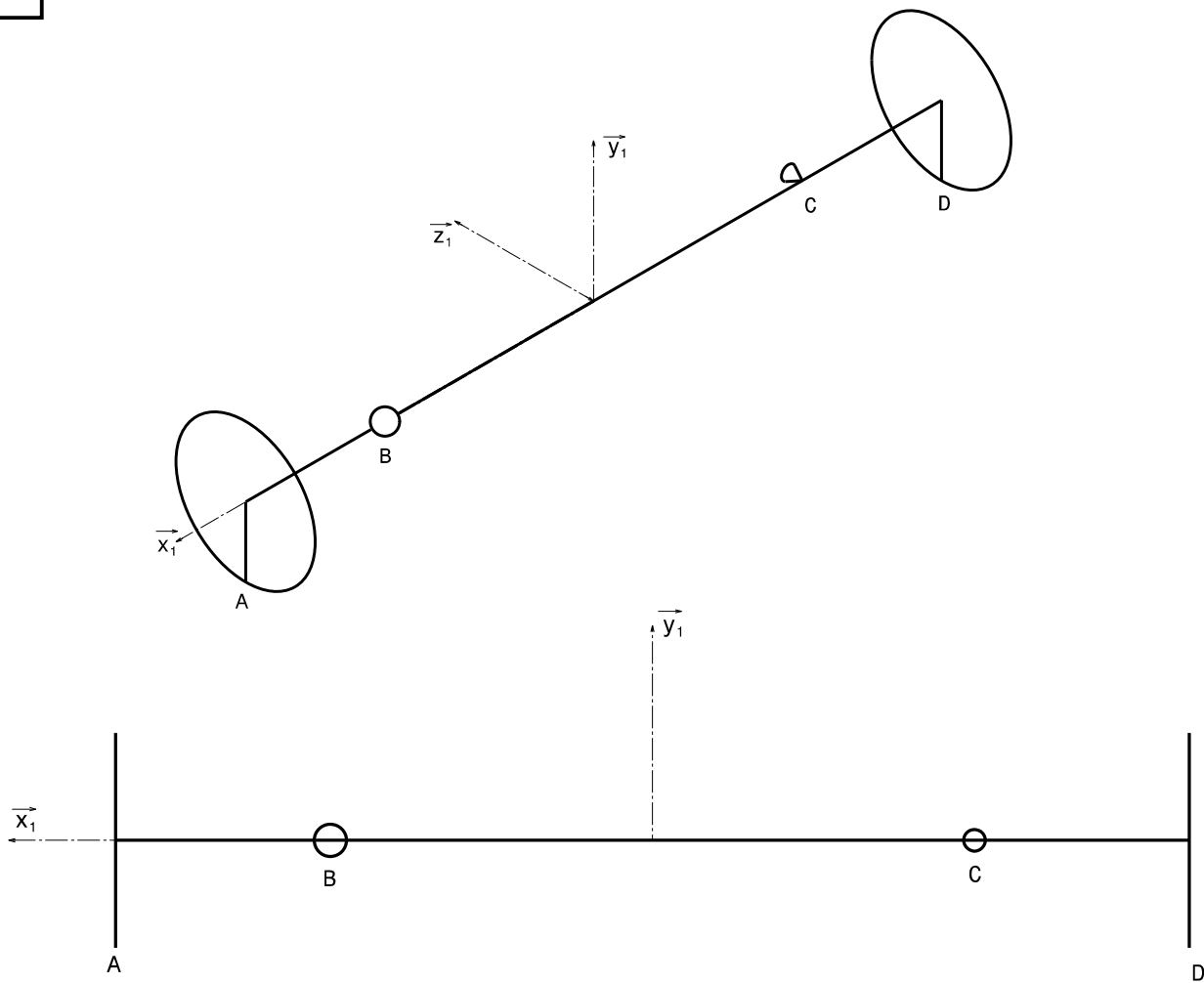
Actions mécaniques extérieures s'exerçant
sur le pont rigide



Sollicitation(s) subie(s)
par le carter :

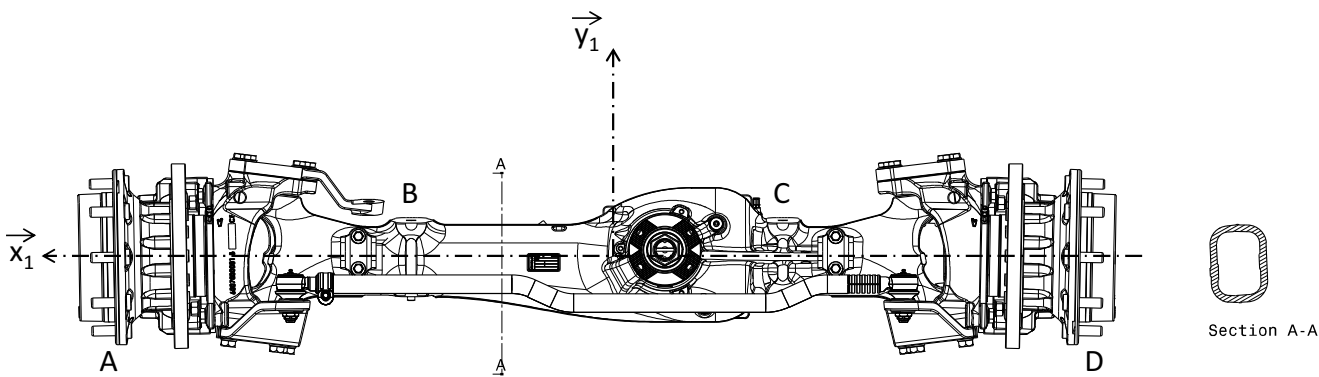
R4

Actions mécaniques dans le cas d’une sollicitation de flexion 3 points :

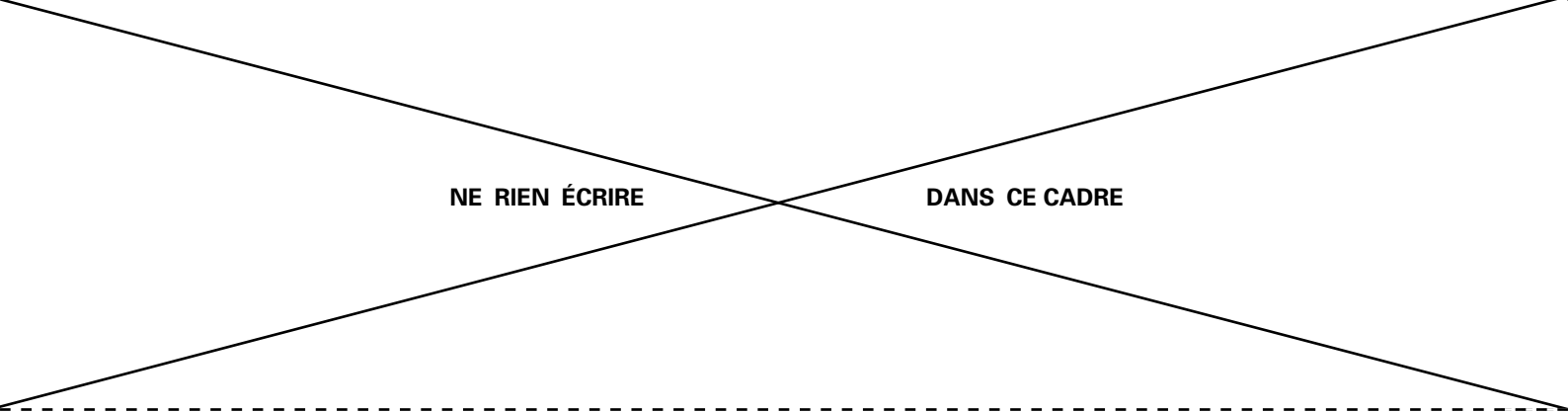


R5

Grandeur(s) géométrique(s) à extraire de la maquette numérique :



Justifications :



R6	Valeur de la contrainte maximale dans la poutre :
R7	Choix de fonte proposé : Justification :
R8	Nombre de vis nécessaire : Caractéristiques des vis/boulons à utiliser :
R9	Proposition de solution constructive :

R10

Justification des hypothèses **H4** :

R11

Justification du choix de l'axe de la pivot de roue :

R12

Valeur des composantes de $\overrightarrow{F_{\text{sol}}}$

 F_{sol}^a :

 F_{sol}^r :

R13

Equations issues du principe fondamental de la statique :

Type d'équation	Expression analytique
Théorème de la résultante statique suivant \vec{a}	
Théorème de la résultante statique suivant \vec{r}	
Théorème de la résultante statique suivant \vec{x}	
Théorème du moment statique en C suivant \vec{a}	
Théorème du moment statique en C suivant \vec{r}	
Théorème du moment statique en C suivant \vec{x}	

Peut-on résoudre complètement ?

Justification

NE RIEN ÉCRIRE

DANS CE CADRE

R14

Valeurs des efforts accessibles par les équations de la question Q13 :

R15

Références et dimensions des roulements :

Cas de charge supposé (cf Document 15 page D10/21) :

Valeur des efforts en C et D :

$$F_C^r =$$

$$F_C^a =$$

Roulement le plus sollicité :

R16

Grandeurs « constructeur » utiles au dimensionnement et valeurs :

Coefficient de sécurité utilisé pour le roulement le plus sollicité :

R17

Signe de N_{02} :

Justification :

Signe de N_{03} :

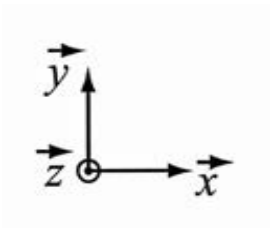
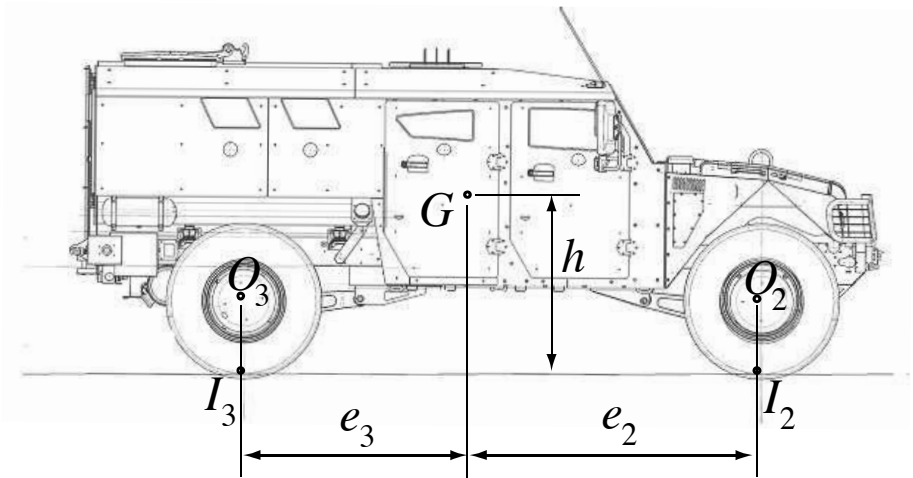
Justification :

Signe de T_{02} :

Justification :

Signe de T_{03} :

Justification :



R18

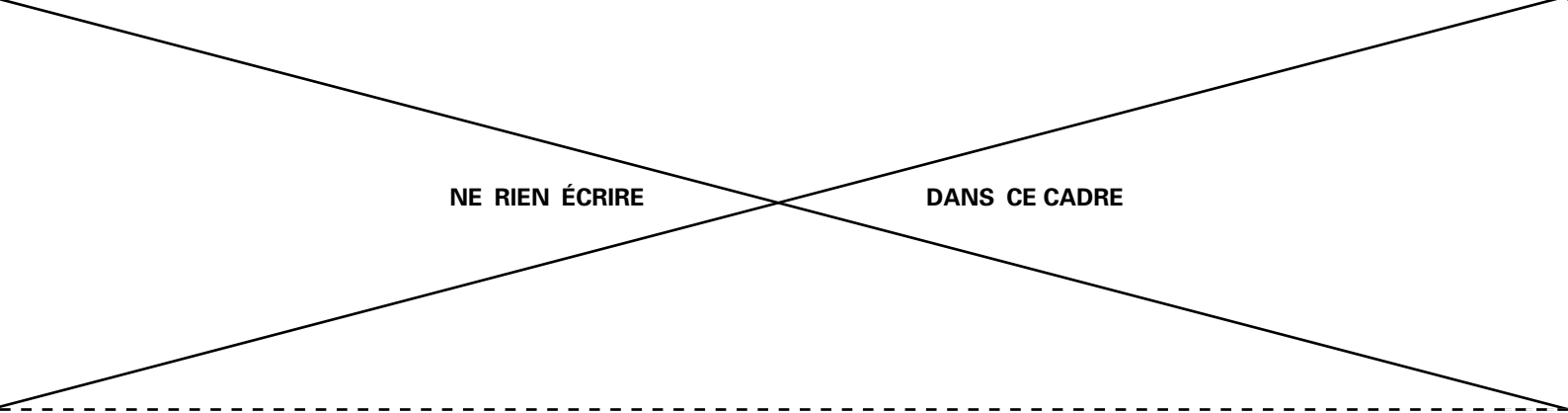
Justification des équations
Equation (1) :

Equation (3) :

Equation (5) :

Equation (7) :

Equation (9) :



R19	$A_{10} =$ $N_{02} =$ $N_{03} =$
R20	Condition pour que N_{02} et N_{03} gardent le même signe : Valeur de f provoquant le cas le plus défavorable : Cette condition est-elle facile à assurer sur le plan de la conception ?
R21	$C_{f12} = J (\hspace{10em}) + (M + 2m)(\hspace{10em})$ $C_{f13} = J (\hspace{10em}) + (M + 2m)(\hspace{10em})$

R22	<p>Interprétation en $f=0$:</p> <p>Valeur de f provoquant le freinage le plus déséquilibré entre avant et arrière :</p> <p>Interprétation :</p> <p>Valeur de f qui provoque le couple de freinage maximal sur les roues avant :</p> <p>Valeur de f qui provoque le couple de freinage maximal sur les roues arrière :</p>
R23	<p>Valeur du couple de freinage maximal sur l'une des roues avant :</p> <p>Valeur du couple de freinage maximal sur l'une des roues arrière :</p>
R24	<p>Dispositifs de freinage remplissant la fonction :</p>
R25	<p>Pour le dispositif 329DBAV : $R_{\text{ext}} =$ $R_{\text{int}} =$ $n =$</p> <p>Application numérique : $N =$</p>
R26	<p>Intérêt d'un dispositif freinage par desserrage :</p>
R27	<p>Surface des pistons nécessaire pour obtenir l'effort de desserrage :</p> <p>Pression de desserrage nécessaire :</p> <p>Type d'énergie utilisable :</p> <p>Justification :</p>

NE RIEN ÉCRIRE

DANS CE CADRE

R28

Rapport de réduction finale :

Vitesse minimale du véhicule à régime nominal

Couple maximal transmis à une roue avant :

R29

Relation entre la puissance disponible et la puissance réelle à la roue :

Relation entre le couple moteur disponible et le couple réel à la roue :

NE RIEN ÉCRIRE

DANS CE CADRE

R30

Expression analytique du module de denture minimal :

Valeur numérique du module minimal :

R31

Rapport de réduction total avec un seul train d'engrenage :

Explication :

R32

Justification de la solution constructive d'un train épicycloïdal :

NE RIEN ÉCRIRE

DANS CE CADRE

R33

Justification de la solution constructive de mise en œuvre du train épicycloïdal :

R34

Nombre de dents de la couronne :

R35

Justification des modules de denture des pignons du train épicycloïdal :

R36

Nombre de satellites nécessaires pour transmettre le couple :