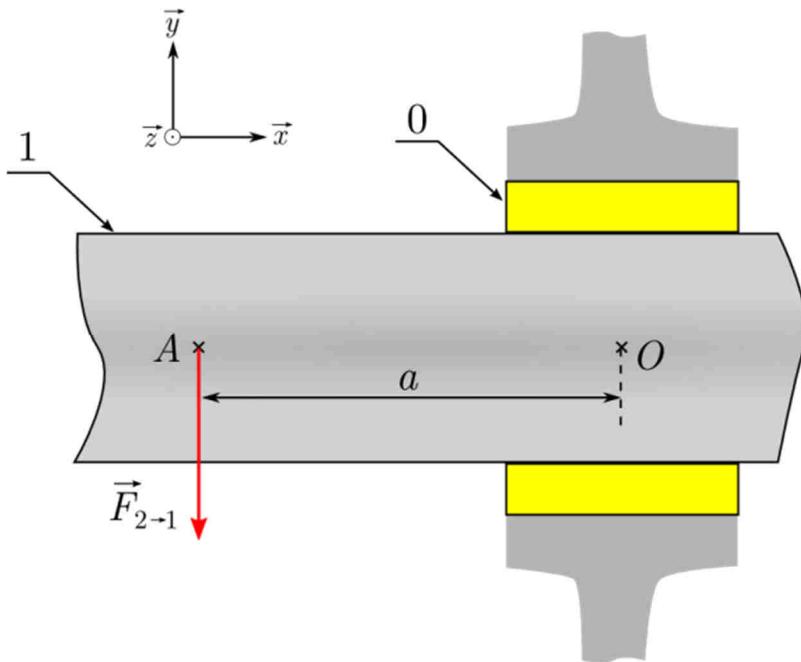


Travaux dirigés – Guidages en rotation

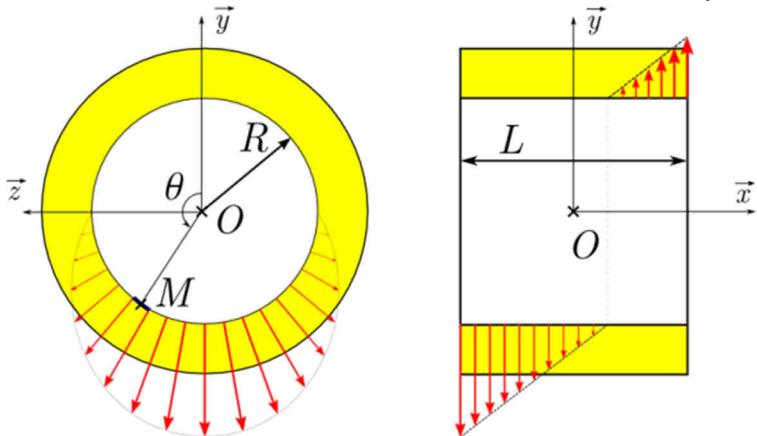
1. Contact surfacique et frottement



Ce palier lisse 0 de centre O est soumis à une charge excentrée localisée au point A , s'appliquant d'un solide 2 sur l'arbre 1.

Q1. Exprimer le torseur des actions mécaniques $\{\mathfrak{S}_{2 \rightarrow 1}\}$ relatif à la force $\vec{F}_{2 \rightarrow 1} = -F\vec{y}$ au point A puis au point O . En déduire Les actions mécaniques exercées par l'arbre 1 sur le palier 0 sous la forme du torseur $\{\mathfrak{S}_{1 \rightarrow 0}\}$ exprimé au point O .

Q2. Calculer les éléments de réduction du torseur $\{\mathfrak{S}_{1 \rightarrow 0}\}$ au point O pour $F = 200 \text{ N}$; $a = 50 \text{ mm}$



Les actions mécaniques déterminées précédemment résultent d'une répartition de pression modélisée sur les figures ci-contre.

Le modèle retenu est tel que :

$$d\vec{F}(M) = -p(M)\vec{n}dS \quad \text{où}$$

$$p(M) = p(\theta, x) = -(p_0 + Ax) \cdot \cos \theta$$

Q3. Écrire les équations qui relient le modèle de répartition de pression défini précédemment et les éléments de réduction du torseur $\{\mathfrak{S}_{1 \rightarrow 0}\}$ au point O .

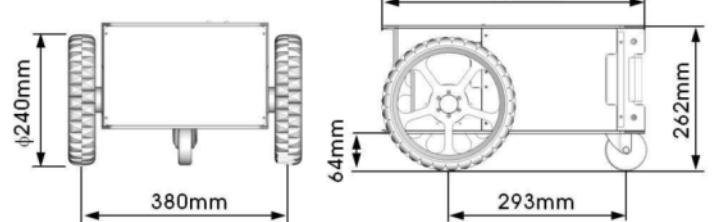
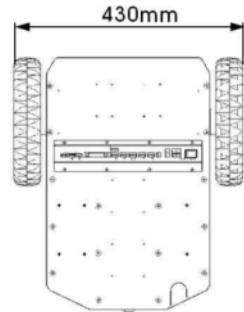
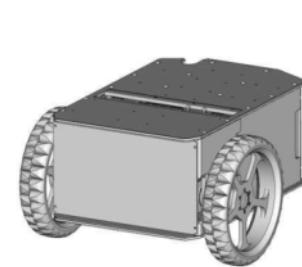
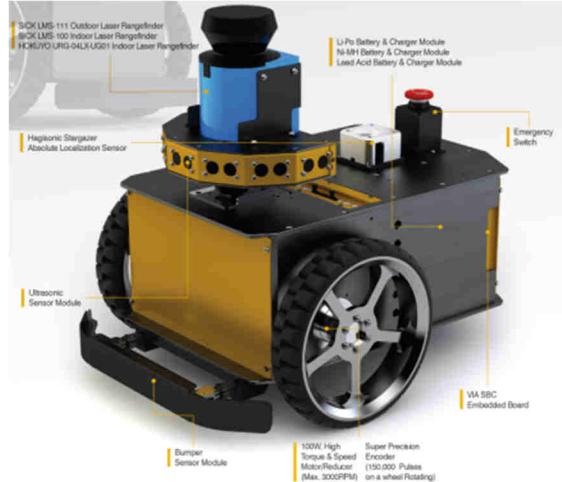
Q4. En déduire les coefficients p_0 et A caractérisant la répartition de pression en fonction de F et a . Faire un croquis pour justifier les notations utilisées.

Q5. Calculer p_0 et A pour les valeurs précédentes de F et de a et pour $R = 10 \text{ mm}$ et $L = 20 \text{ mm}$

Q6. Exprimer puis calculer la pression maximale p_{\max}

2. Guidage d'une roue motrice de base mobile

La base mobile Tetra DS[®] comporte deux roues motrices et une roue folle. Les deux roues motrices sont guidées par rapport au châssis et l'étude proposée concerne la faisabilité de l'utilisation de paliers lisses pour assurer ce guidage. Les dimensions principales de la base mobile vous sont indiquées ci-dessous.



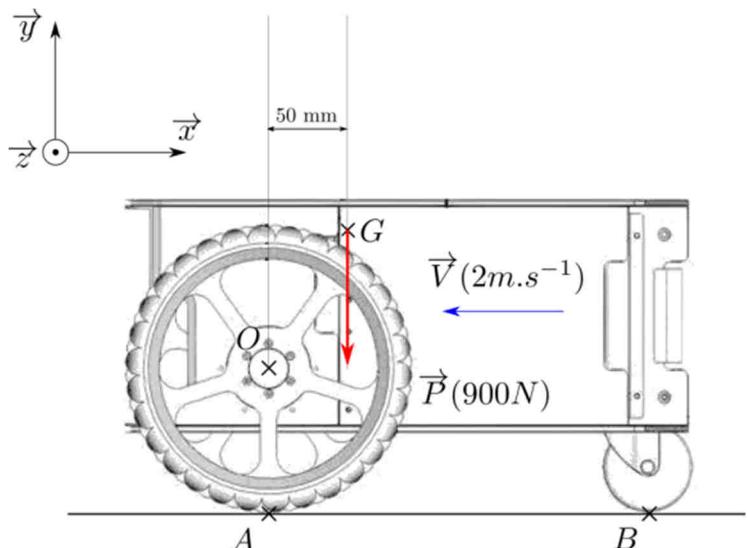
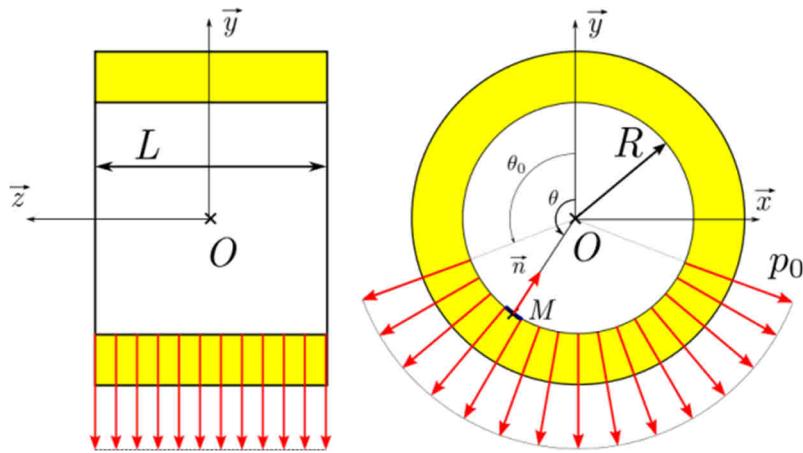
Étude préliminaire : détermination du chargement

Les poids cumulés de la base mobile et d'un équipage standard sont ramenés au point G indiqué ci-contre.

À partir des indications fournies sur les différentes figures, déterminer par une analyse statique la force radiale F_A s'exerçant sur chacun des deux guidages des roues motrices.

Quelle que soit la valeur trouvée, on prendra pour la suite $F_A = 400 \text{ N}$

Détermination de la pression superficielle de contact



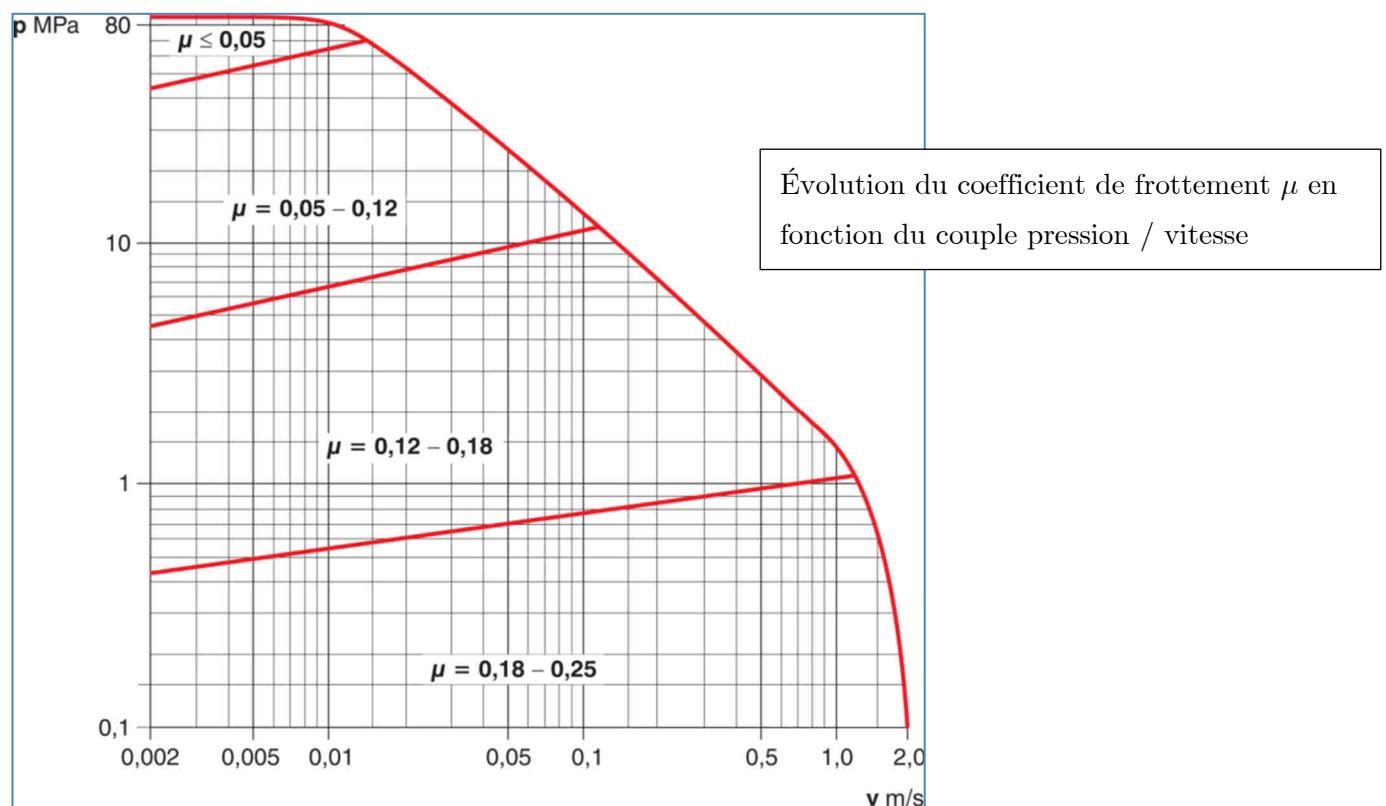
Pour prendre en considération le jeu radial de fonctionnement dans les paliers, on se propose de modifier légèrement le traditionnel dimensionnement à la pression diamétrale en introduisant un angle de contact différent de π comme l'indique la figure ci-contre. On conserve néanmoins une hypothèse de pression uniforme, notée p_0 .

- Q1. Écrire la composante normale de la force élémentaire de contact $d\vec{N}(M)$ s'appliquant au point M sur une surface infinitésimale dS , en projection sur la base $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$
- Q2. Écrire la relation entre la force élémentaire $d\vec{N}(M)$ et la force \vec{F}_A déterminée à la question 1.
- Q3. En déduire la relation entre la norme de \vec{F}_A , notée F_A ($F_A > 0$), la pression p_0 et les caractéristiques géométriques
- Q4. Retrouver, en choisissant la valeur appropriée de θ_0 , la formule de pression diamétrale

Validation du dimensionnement

- Q5. Le diamètre de l'axe étant $D = 20$ mm, déterminer la vitesse de glissement v au contact du palier.
- Q6. Le palier qu'on envisage d'implanter a une longueur de 40 mm. Une analyse du jeu radial a permis de déterminer une valeur approximative de l'angle θ_0 de 100° .
- Q7. Déterminer la pression de contact maximale (en cas d'échec dans la modélisation précédente, on prendra la formule de pression diamétrale).

Le fabricant de paliers lisses fournit le graphe suivant :



- Q8. Déterminer par lecture du graphe les valeurs approximatives des trois critères de dimensionnement d'un palier lisse.
- Q9. Ce palier peut-il être implanté ? Justifier.
- Q10. Quel est le coefficient de frottement moyen ?
- La présence de frottement fait apparaître une composante tangentielle au contact.
- Q11. Déterminer par intégration et par application des lois de Coulomb, le moment de frottement en fonction de μ , de θ_0 , de F_A et des caractéristiques géométriques. Faire l'application numérique.
- Q12. En déduire la puissance dissipée par effet Joule. Faire l'application numérique.
- Q13. En quoi cette valeur est-elle importante ?

3. Plot d'interdiction de circulation

Le schéma ci-dessous (figure 1) représente la chaîne d'énergie d'un dispositif urbain d'interdiction de circulation. Ce dispositif est constitué d'un plot escamotable motorisé dont voici quelques caractéristiques extraites du cahier des charges :

Temps de sortie (ou de rentrée) : 6 s maximum

Hauteur de la borne sortie correspondant à la course de la borne : 500 mm

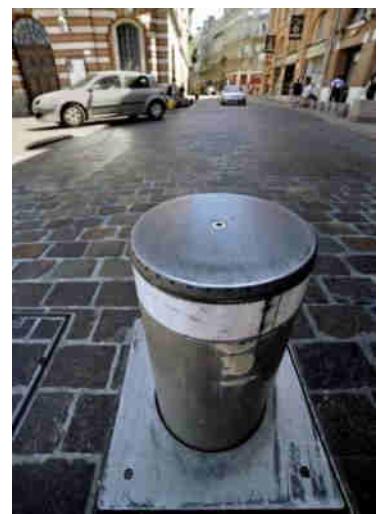
Diamètre de la borne : 210 mm

Poids maximum soutenu avec le plot relevé : 80 daN

Poids maximum supportable sur le plot abaissé : 15 000 daN

Poids maximum supportable lors de la montée du plot : 80 daN maximum en fin de course

Autonomie du plot : 100 cycles par jour en été et 50 cycles par jour en hiver



- 0 : bâti
- 1 : chariot
- 2 : motoréducteur
- 3 : pignon

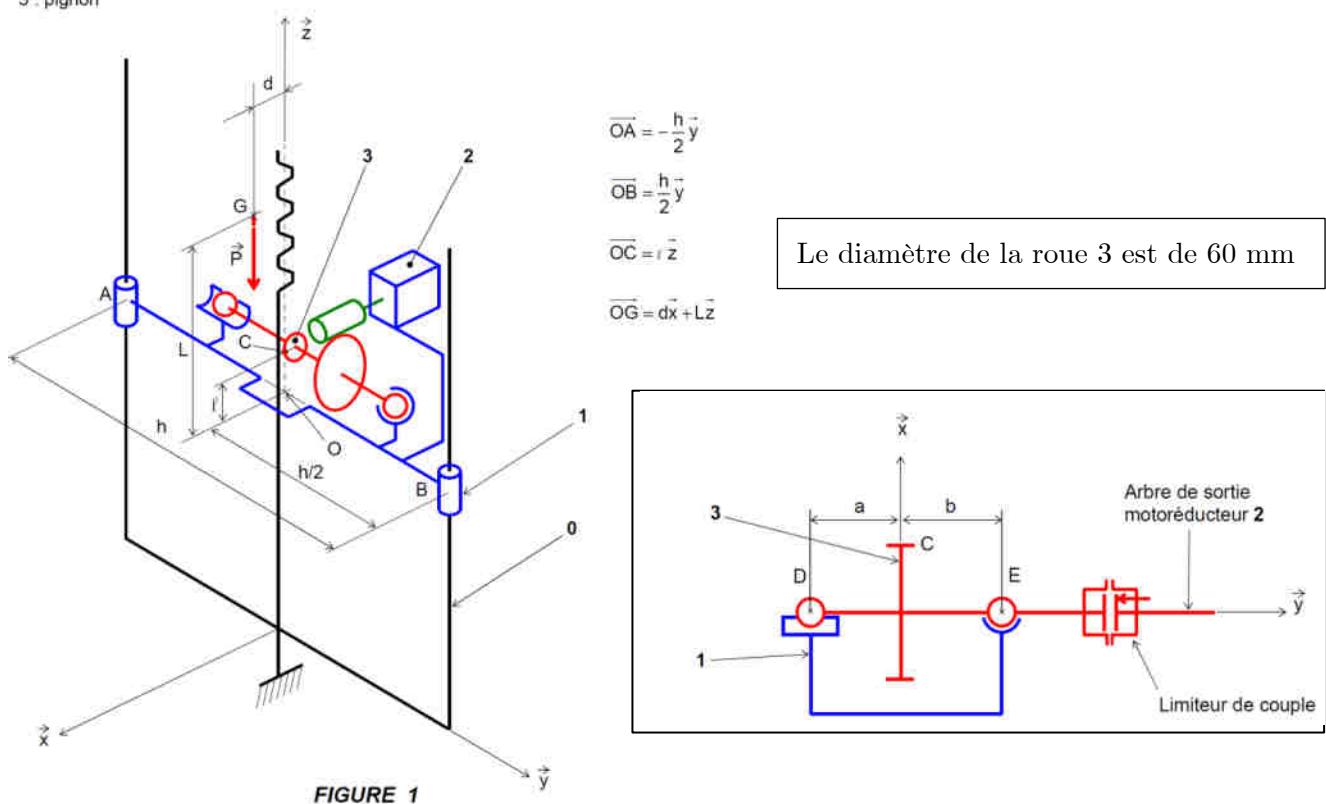
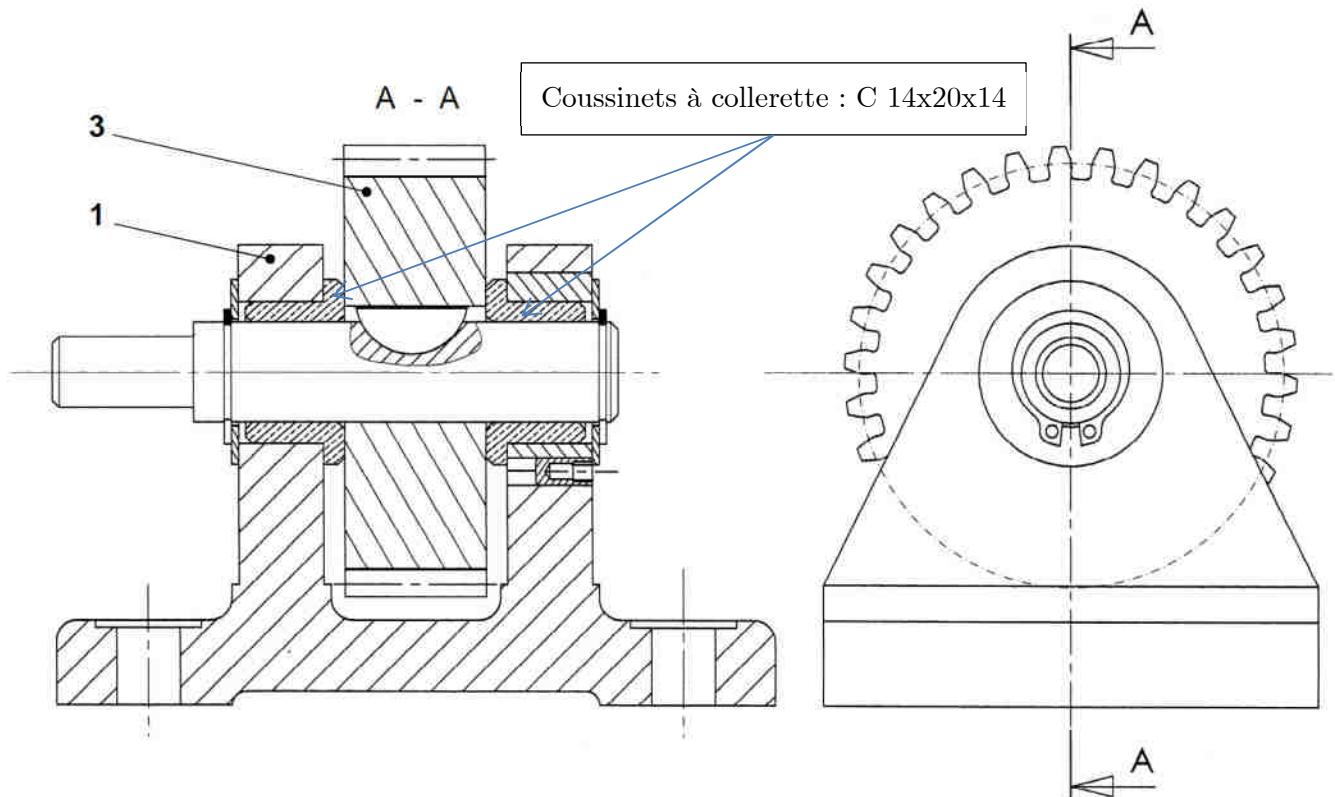


FIGURE 1

On s'intéresse plus particulièrement dans cette étude au guidage de l'arbre portant le pignon 3 du système pignon crémaillère. On envisage dans un premier temps un guidage par coussinets autolubrifiants.



On admettra que la force radiale appliquée sur chaque coussinet vaut : $F_r = 175 \text{ N}$.

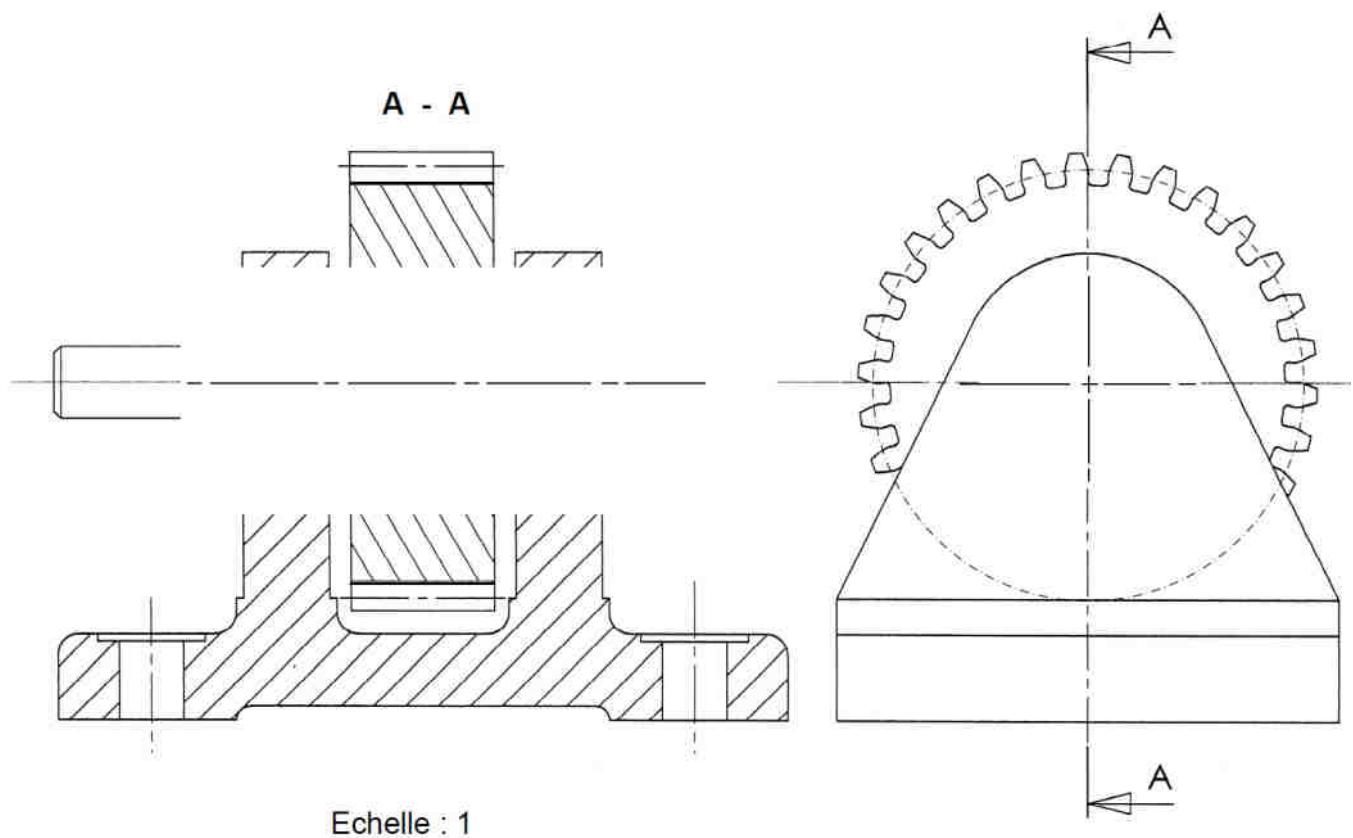
- ➔ Déterminer la vitesse de montée de la borne $V_{G,1/0}$ ainsi que la vitesse angulaire de l'arbre $\omega_{3/1}$. En déduire la vitesse de glissement au contact entre l'arbre et le coussinet.
- ➔ Déterminer la pression spécifique p appliquée à un coussinet.
- ➔ Effectuer toutes les vérifications préconisées en annexe et conclure sur la validité de la référence choisie par le concepteur du plot.

Pour minimiser les pertes par frottement dans la liaison pivot entre les sous-ensembles 1 et 3 en vue d'augmenter l'autonomie du système, le fabricant propose de remplacer la solution actuelle par l'intégration de roulements à une rangée de billes à contact radial (ce choix se justifie par le fait que les roulements ne subiront que des efforts radiaux).

- ➔ Décrire la méthode de dimensionnement des roulements en précisant la relation utilisée pour leur vérification.

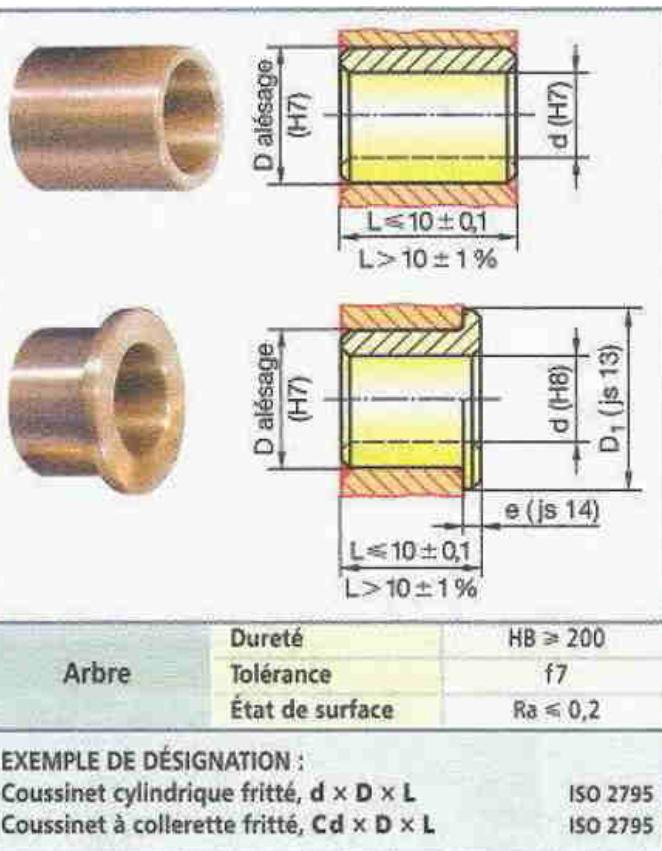
On donne la charge dynamique de base de chaque roulement : $C = 510 \text{ daN}$.

- ➔ En déduire le nombre d'heures de fonctionnement et conclure.
- ➔ Compléter la vue en coupe A-A par l'intégration des roulements en représentant :
 - les roulements (uniquement sous forme symbolique) ;
 - les arrêts axiaux en précisant les formes de l'arbre et du bâti ;



Caractéristiques des coussinets

Cousinets cylindriques					
d	D	L	d	D	L
2	5	2-3	18	24	18-22-28-36
4	8	4-8-12	20	26	16-20-25-32
5	9	4-5-8	22	28	18-22-28-36
6	10	6-10-12-16	25	32	20-25-32-40
8	12	8-12-16-20	28	36	22-28-36-45
10	16	10-16-20-25	30	38	24-30-38
12	18	12-16-20-25	32	40	20-25-32-40-50
14	20	14-18-22-28	35	45	25-35-40-50
15	21	16-20-25-32	40	50	25-32-40-50
16	22	16-20-25-32	45	55	35-45-55-65



Ces coussinets sont en bronze fritté à structure poreuse. Ils sont imprégnés d'huile jusqu'à saturation*. Sous l'effet de la rotation de l'arbre, l'huile est aspirée et crée une excellente lubrification.

Facteur de frottement $\mu = 0,04 \text{ à } 0,20$.

Détermination d'un coussinet

p	\times	v	$=$	1,8
Pression spécifique en MPa	Vitesse linéaire d'un point de la périphérie de l'arbre en m/s.		Valeur maximale expérimentale pour les matériaux donnés.	
$p = \frac{\text{Charge radiale}}{\text{Surface projetée}}$				

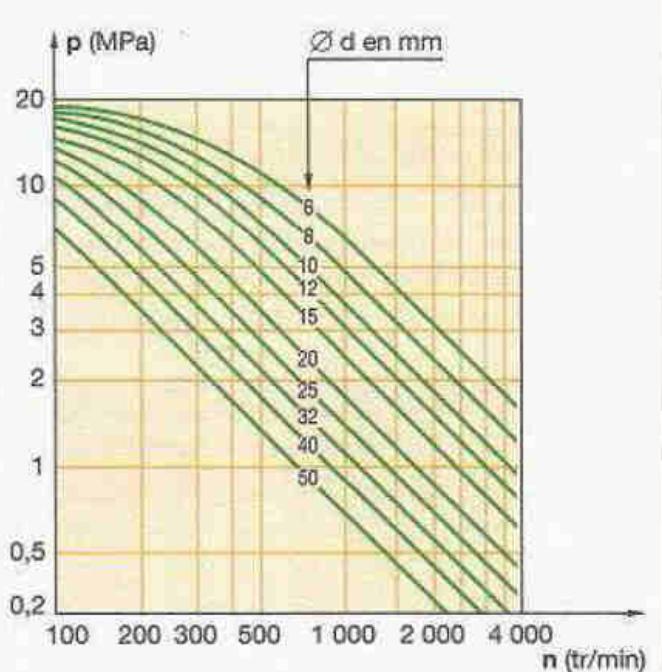
Exemple de détermination de la longueur L.

On donne la charge radiale $Q = 1\ 750 \text{ N}$, le diamètre de l'arbre $d = 20 \text{ mm}$ et la fréquence de rotation $n = 500 \text{ tr/min}$.

La lecture de l'abaque donne une pression $p = 3,5 \text{ MPa}$

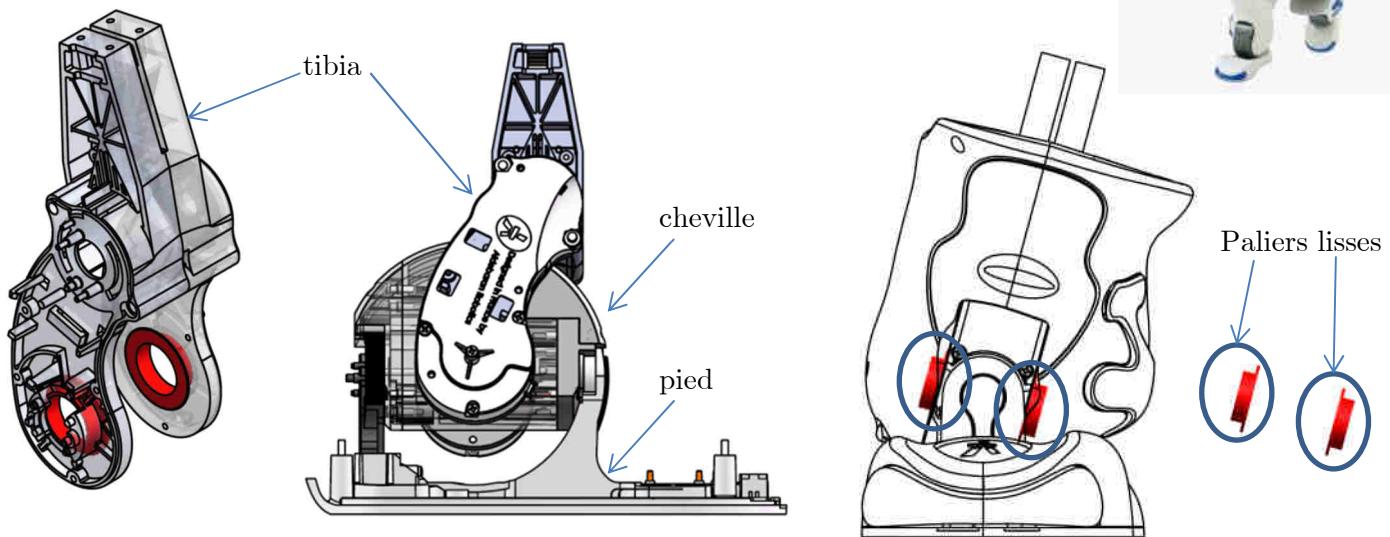
$$\text{Soit } S = 1\,750 / 3,5 = 500 \text{ mm}^2$$

On a $S = d \cdot l$, d'où longueur l du coussinet :



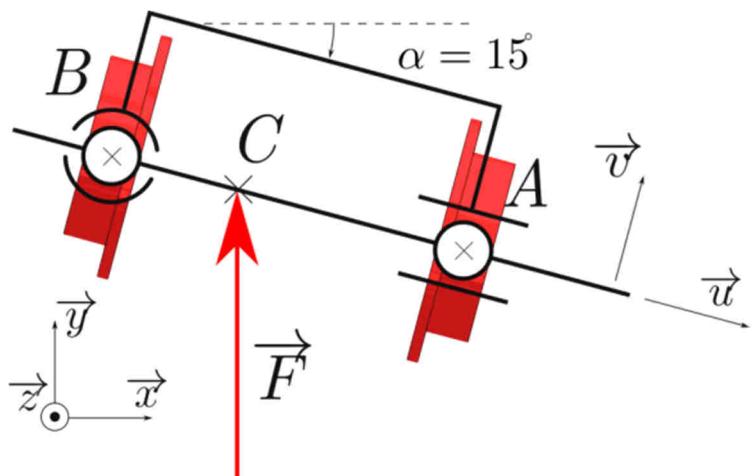
Articulation cheville-tibia du robot NAO

On ne présentera pas ici le robot NAO déjà largement médiatisé. L'objet de l'étude est la liaison pivot entre le tibia et la cheville du robot, particulièrement sollicitée lorsque le robot est en équilibre sur un pied. Cette liaison est réalisée par deux paliers lisses à colerette IGUS.



Étude préliminaire : détermination du chargement statique

On suppose que la position d'équilibre du robot sur un pied correspond à une inclinaison de 15° du tibia. La résultante des actions du sol sur le pied est rapportée au point C indiqué sur la figure. La liaison pivot cheville-tibia est modélisée par l'association d'une liaison rotule de centre B et d'une liaison linéaire annulaire de centre A .



On donne les caractéristiques suivantes :

$$AB = 33,6 \text{ mm}$$

$$CB = 12 \text{ mm}$$

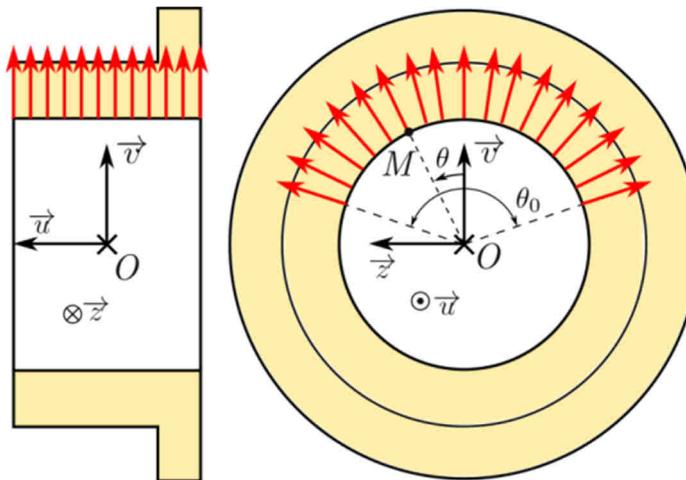
$$\vec{F} = 52\vec{y} \text{ (N)}$$

Les dimensions du palier sont :

- diamètre intérieur : 15 mm
- longueur : 5 mm

- Q1. Justifier le choix de cette modélisation en rotule + linéaire annulaire
- Q2. Déterminer l'effort radial dans la liaison linéaire annulaire, l'effort radial dans la rotule et l'effort axial dans la rotule. Quel palier (de centre A ou de centre B) subit-il l'effort radial le plus grand ?
- Quelle que soit la valeur trouvée, on prendra pour la suite $F_r = 35 \text{ N}$ (\vec{F}_r porté par \vec{v}) et $F_a = 18 \text{ N}$ comme effort radial et axial sur le palier le plus chargé.

Détermination de la pression superficielle de contact



Pour prendre en considération le jeu radial de fonctionnement dans les paliers, on se propose de modifier légèrement le traditionnel dimensionnement à la pression diamétrale en introduisant un angle de contact différent de π comme l'indique la figure ci-contre reporésant les forces de pression sur le palier le plus sollicité. On conserve néanmoins une hypothèse de pression uniforme, notée p_0 .

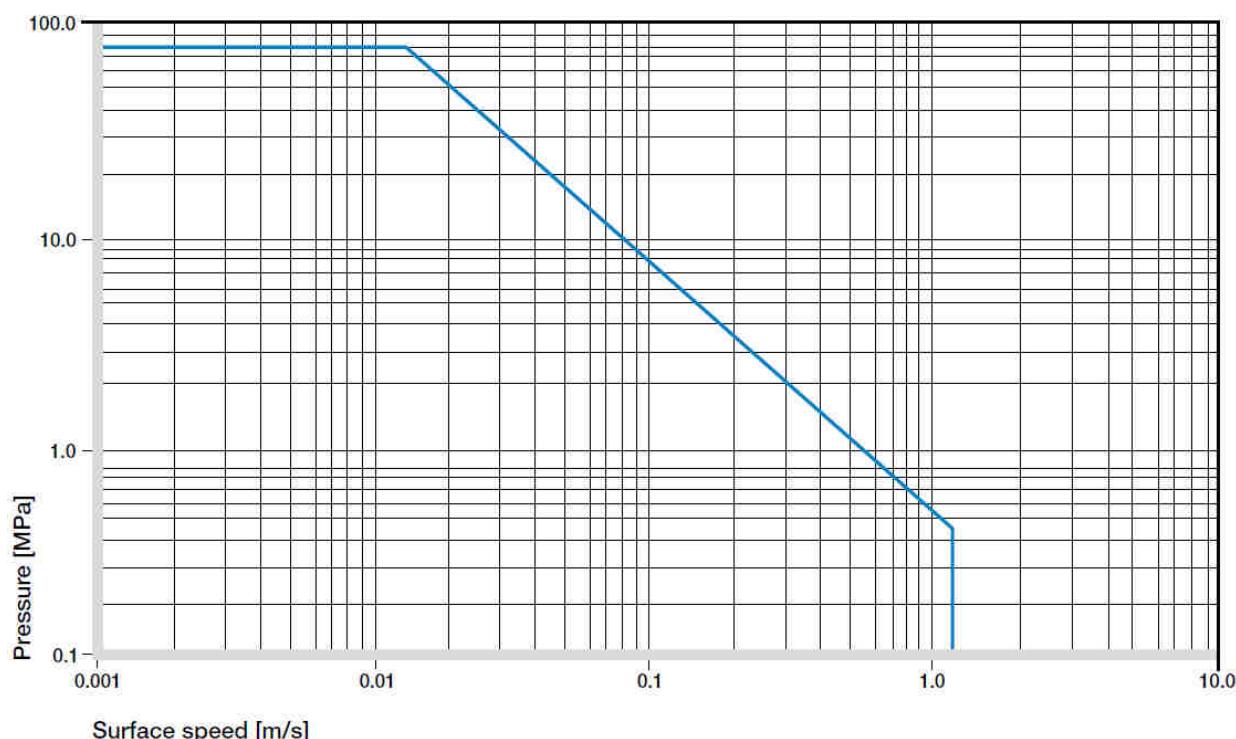
- Q3. Écrire la composante normale de la force élémentaire de contact $d\vec{N}(M)$ s'appliquant au point M sur une surface infinitésimale dS , en projection sur la base $(\vec{u}, \vec{v}, \vec{z})$
- Q4. Écrire la relation entre la force élémentaire $d\vec{N}(M)$ et la force radiale F_r définie précédemment.
- Q5. En déduire la relation entre F_r , la pression p_0 et les caractéristiques géométriques
- Q6. Retrouver, en choisissant la valeur appropriée de θ_0 , la formule de pression diamétrale : $p_0 = \frac{F_r}{D.L}$

Pour la suite, en cas d'échec à la question 5, vous pourrez utiliser la formule de pression diamétrale.

- Q7. Calculer p_0 pour $\theta_0 = 180^\circ$ et $\theta_0 = 160^\circ$.

Validation du dimensionnement

Le fabricant de paliers lisses fournit le graphe suivant :



Graph 01: Permissible pv values for iglidur® G with a wall thickness of 1 mm dry running against a steel shaft at $+20^\circ\text{C}$, mounted in a steel housing

Q8. Déterminer par lecture du graphe les valeurs approximatives des trois critères de dimensionnement d'un palier lisse.

Q9. Ce palier peut-il être implanté ? Justifier.

Implantation d'un montage de roulements

On souhaite étudier la faisabilité de remplacer le montage de paliers lisses par un montage de roulements.

Pour limiter les modifications, on gardera le diamètre de l'axe central (15 mm) et on s'orientera vers le roulement le plus petit possible. On choisira le roulement dans la documentation fournie en annexe.

Q10. Expliquer en quoi la modélisation précédente en rotule+linéaire annulaire reste valable si les paliers sont remplacés par des roulements à billes.

Q11. Expliquer en quelques mots à quoi correspondent les coefficients C et C_0 fournis dans la documentation.

Q12. À l'aide de l'extrait de documentation fournie, calculer la charge dynamique équivalente.

Q13. Quelle est la durée de vie (en millions de tours) du roulement si l'on considère que le robot est en mouvement ?

Q14. Quelles sont les bagues des roulements qui devront être montées serrées ? Justifier.

Q15. Représenter à main levée le montage de roulement pour respecter les conditions de montage et en veillant à assurer la montabilité et la démontabilité. Vous nommerez les composants utilisés pour réaliser les arrêts axiaux.

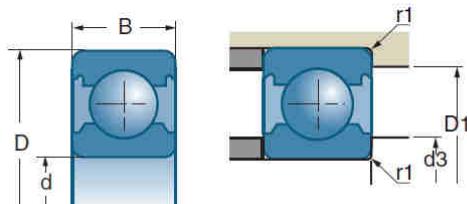


4. Détermination d'un roulement

Un roulement rigide à une rangée de billes monté sur un arbre de diamètre 35 mm doit tourner à 1000 tr.min⁻¹, sous une charge radiale constante de 3000 N, pendant 20000 h.

→ Déterminer dans la documentation suivante le roulement idéal.

→ Quelle est la charge statique correspondante ?

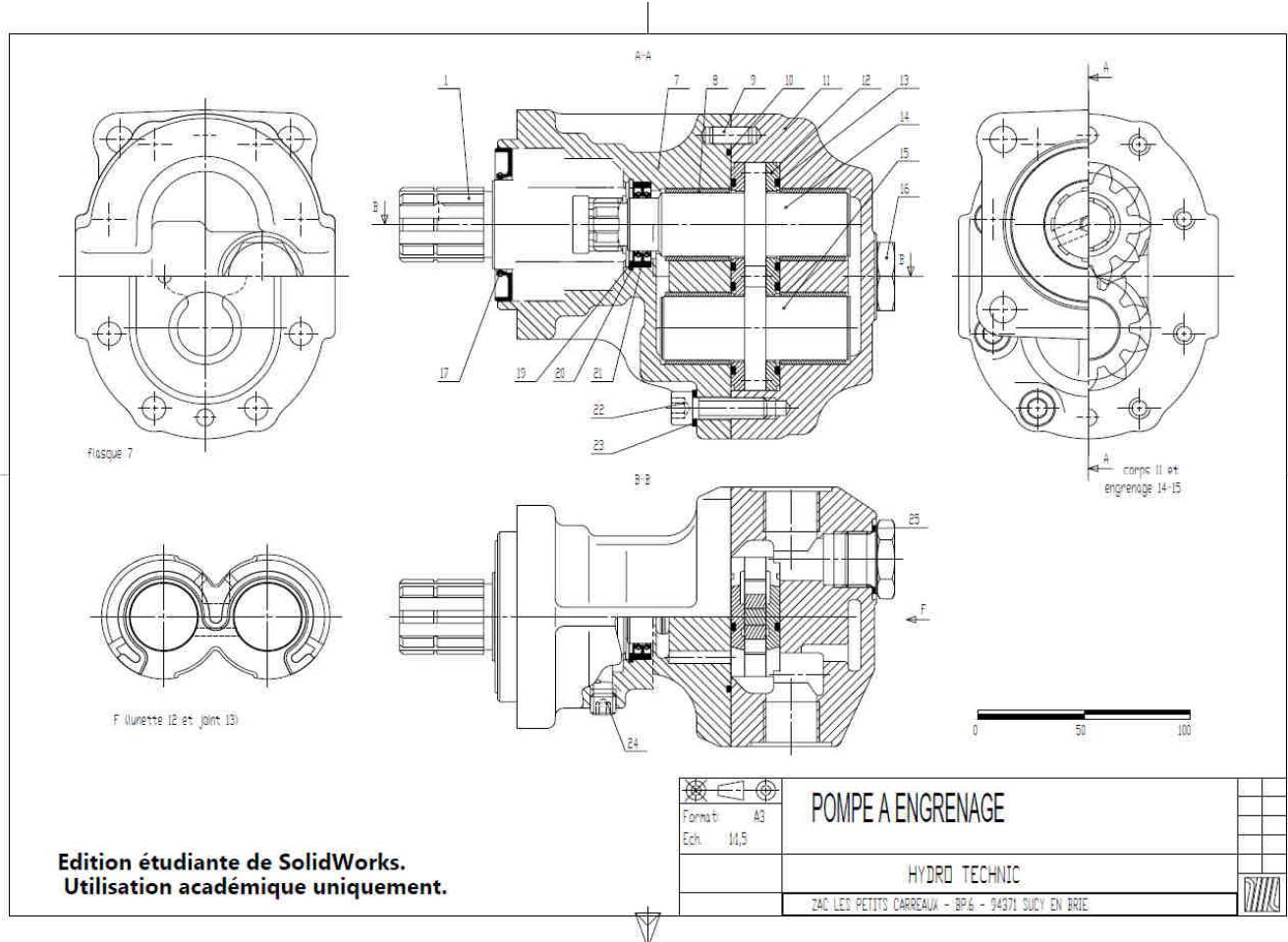


d mm	Références	D mm	B mm	10 ³ N	10 ³ N	tr/mn*	tr/mn*
				C	C ₀		
17	6203	40	12	9,60	4,80	16000	19000
	6303	47	14	13,60	6,60	14000	17000
	6403	62	17	22,70	10,80	12000	14000
20	61804	32	7	2,95	1,87	19500	23500
	61904	37	9	6,40	3,70	17500	20500
	16004	42	8	6,80	4,10	17000	20000
	6004	42	12	9,40	5,00	16000	20000
	6204	47	14	12,80	6,70	13000	16000
	6304	52	15	15,90	7,90	12000	15000
	6404	72	19	29,50	15,50	9600	12000
25	61805	37	7	4,30	2,95	17000	20000
	61905	42	9	7,00	4,55	15000	18000
	16005	47	8	10,10	5,90	14000	17000
	6005	47	12	10,10	5,90	13000	17000
	6205	52	15	14,00	7,90	12000	14000
	6305	62	17	22,40	11,50	10000	13000
	6405	80	21	36,00	19,30	8600	11000
30	61806	42	7	4,55	3,40	14500	17500
	61906	47	9	7,20	4,35	13500	16000
	16006	55	9	11,20	7,40	11000	14000
	6006	55	13	13,20	8,30	11000	14000
	6206	62	16	19,50	11,30	10000	12000
	6306	72	19	28,00	15,80	8900	10000
	6406	90	23	43,50	23,80	7600	9300
35	61807	47	7	4,75	3,80	13000	15500
	61907	55	10	9,60	5,90	11500	14000
	16007	62	9	12,10	8,80	10000	12000
	6007	62	14	16,00	10,30	10000	12000
	6207	72	17	25,50	15,30	8900	10000
	6307	80	21	33,50	19,20	8000	9800
	6407	100	25	55,00	31,00	6800	8300
40	61808	52	7	4,90	4,15	11500	14000
	61908	62	12	12,20	7,70	10000	12000
	16008	68	9	13,20	10,30	9800	11000
	6008	68	15	16,80	11,50	9200	11000
	6208	80	18	29,00	17,90	7800	9100
	6308	90	23	40,50	23,90	7000	8200
	6408	110	27	63,00	36,50	6200	7600

* Il s'agit de vitesses limites suivant le concept SNR (cf. p. 85 à 87)

5. Pompe à engrenage

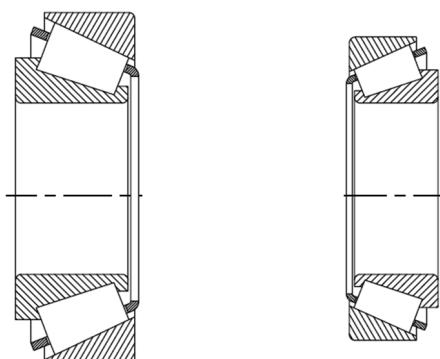
Le produit représenté sur le dessin d'ensemble (incomplet) ci-dessous est une pompe à engrenage dont la fonction est de générer un débit d'huile pour alimenter des actionneurs hydraulique de forte puissance (vérin hydraulique de camion benne, par exemple).



On cherche ici à concevoir la liaison pivot entre l'arbre 1 et le corps

7. Cette liaison pivot est réalisée à l'aide de deux roulements à rouleaux coniques (32007 et 32207) montés en « O ».

- ➔ À l'aide de l'extrait de documentation constructeur fourni, déterminer la charge à laquelle peut être soumis ce montage pour viser une durée de vie de 200000 h.
- ➔ Compléter le dessin de définition afin de concevoir le montage. Préciser les ajustements à préconiser ainsi que les éléments standards choisis pour la réalisation technologique des arrêts axiaux.



Les deux documents ci-après sont extraits du catalogue NTN SNR.

Roulements à rouleaux coniques (suite)

Eléments de calcul

Durée de vie

■ Arbre monté sur deux roulements simples

Charge dynamique équivalente

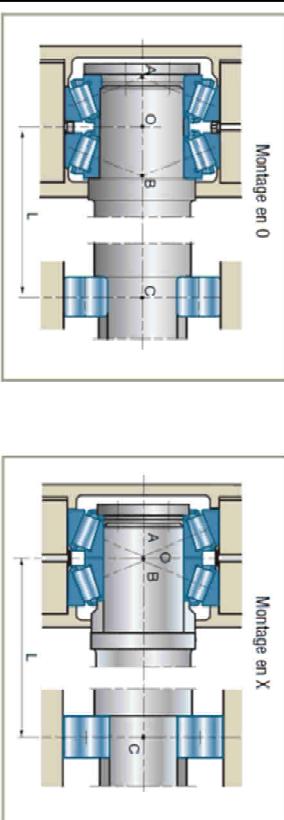
L'équilibre axial de l'arbre dépend non seulement des efforts extérieurs appliqués à celui-ci mais aussi des forces induites par les charges radiales appliquées sur chaque roulement.

Charge statique équivalente

Sa valeur P_0 est la plus grande des deux valeurs obtenues à partir des formules suivantes :

$$\begin{aligned} P_0 &= F_r \\ P_0 &= 0,5 F_r + Y_0 \cdot F_a \end{aligned}$$

■ Arbre dont l'un des deux paliers est constitué de deux roulements appariés non préchargés montés en O ou en X



On considère ce palier comme constitué d'un seul roulement à double rangée de rouleaux dont le centre O est le milieu de la distance AB des points d'applications des charges. Le montage d'un arbre avec un tel palier est hypersstatique (3 points d'appui A, B, C) et ne peut être assimilé approximativement à un montage sur deux paliers que si la distance AB est inférieure à L/5 et si la rigidité de l'ensemble est correcte (défaut d'alignement $< 0,06^\circ$). Dans les autres cas, consulter SNR.

Charge dynamique équivalente du palier double (Norme ISO 281)

$$\begin{aligned} P &= F_r + 1,1 Y_r F_a && \text{si } F_a / F_r \leq e \\ P &= 0,67 F_r + 1,68 Y_r F_a && \text{si } F_a / F_r > e \end{aligned}$$

Capacité dynamique de base du palier double

La capacité dynamique de base d'un ensemble de deux roulements identiques est :

$$C_e = 1,715 C$$

Capacité statique équivalente du palier double

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

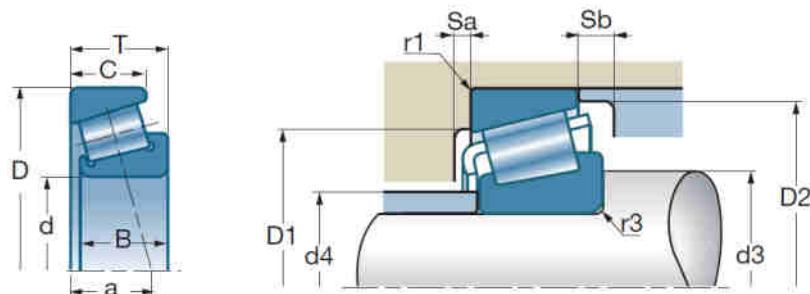
Capacité statique de base du palier double
La capacité statique de l'ensemble de deux roulements identiques est le double de celle d'un seul roulement.

$$C_{0e} = 2 C_0$$

■ Calcul des roulements préchargés

Les forces induites qui interviennent dans l'équilibre axial de deux roulements ont des valeurs qui dépendent de la précharge appliquée et des caractéristiques de rigidité des roulements. Le calcul de la charge équivalente sur chaque roulement est, de ce fait, complexe et doit être pris en charge par les Services Techniques SNR.

Roulements à rouleaux coniques (suite)

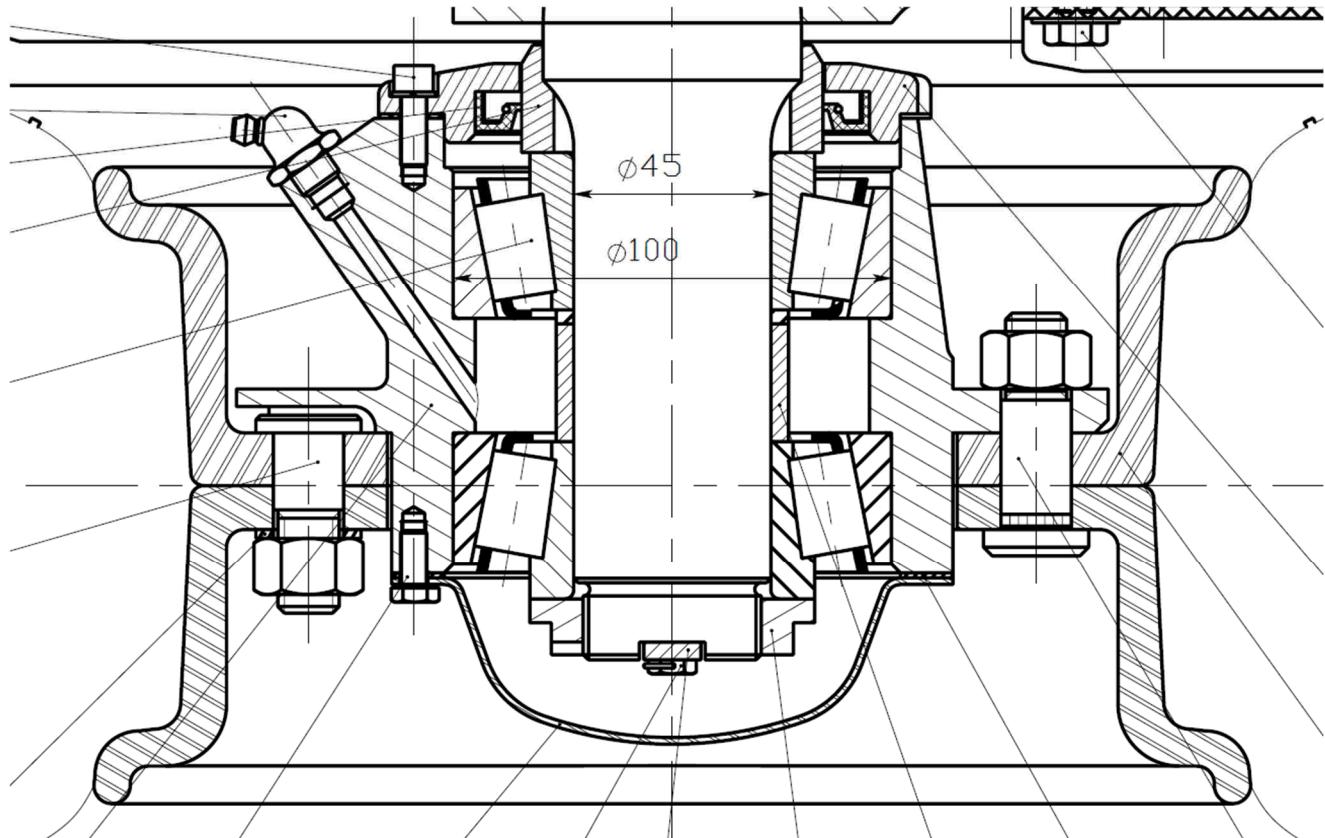
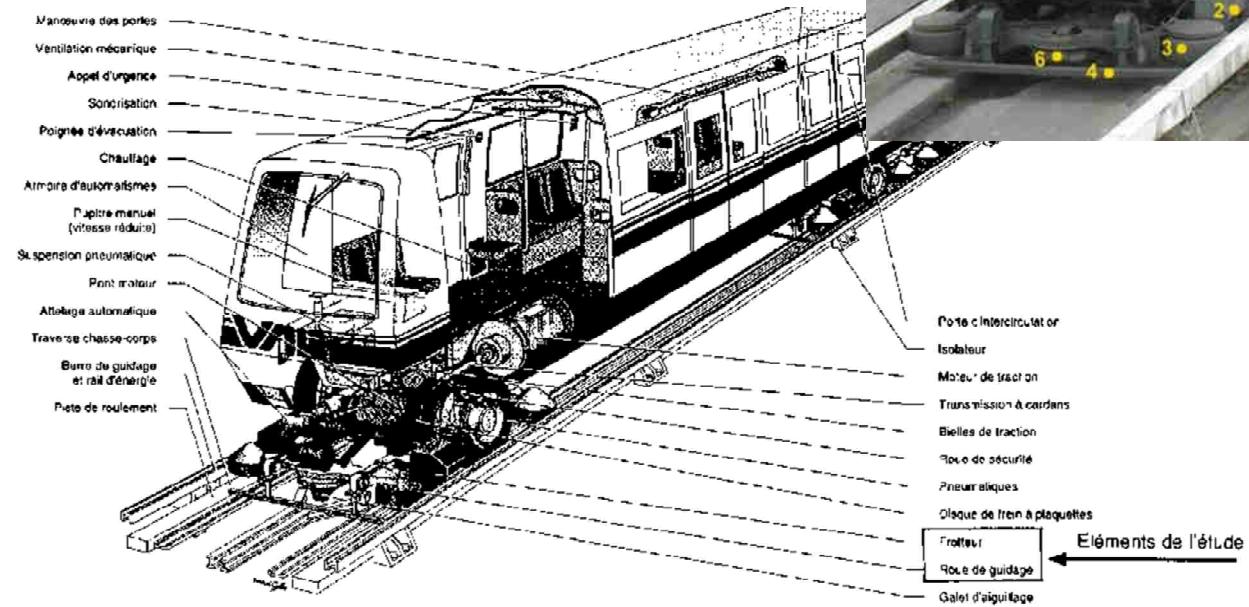


d		D	B	C	T	a			e	Y	Yo		
mm	Réf.	mm	mm	mm	mm	mm						tr/mn*	tr/mn*
15	30202A	35	11	10,0	11,75	8,40	15,80	14,50	0,32	1,88	1,03	10000	15000
17	30203A 32203A 30303A	40 40 47	12 16 14	11,0 14,0 12,0	13,25 17,25 15,25	9,90 11,25 10,40	21,2 31,0 29,7	21,3 31,0 27,2	0,35 0,31 0,29	1,74 1,92 2,11	0,96 1,06 1,16	9500 9200 8400	13000 12000 11000
20	30204A 30304A 32304A	47 52 52	14 15 21	12,0 13,0 18,0	15,25 16,25 22,25	11,20 11,20 13,60	28,2 34,7 44,6	30,6 33,2 46,3	0,35 0,30 0,30	1,74 2,00 2,00	0,96 1,10 1,10	8000 7500 7700	11000 10000 10000
25	32005V 30205A 32205B 33205A 30305A 32305A	47 52 52 52 62 62	15 15 18 22 17 24	11,5 13,0 15,0 18,0 15,0 20,0	15,00 16,25 19,25 22,00 18,25 25,25	11,50 12,60 16,75 14,00 13,00 15,90	28,5 35,4 41,5 52,5 49,2 64,6	31,5 39,4 49,0 57,5 48,1 68,8	0,43 0,37 0,58 0,35 0,30 0,30	1,39 1,60 1,03 1,71 0,30 2,00	0,77 0,88 0,57 0,94 2,00 1,10	7600 7100 7200 7300 6200 6300	10000 10000 9500 9800 8600 8200
30	32006C 30206A 32206C 33206A 30306A 31306A 32306A	55 62 62 62 72 72 72	17 16 20 25 19 19 27	13,0 14,0 17,0 19,5 16,0 14,0 23,0	17,00 17,25 21,25 25,00 20,75 20,75 28,75	13,50 13,80 14,75 16,00 15,30 23,10 18,90	38,5 45,4 50,0 71,9 61,7 52,5 85,5	45,0 50,5 55,0 77,0 63,1 60,3 96,4	0,43 0,37 0,37 0,34 0,31 0,83 0,32	1,39 1,60 1,60 1,76 1,90 0,73 1,90	0,77 0,88 0,88 0,97 1,05 0,40 1,05	6400 5900 5800 6300 5300 5100 5400	8000 8400 8100 8400 7400 7000 7000
35	32007C 30207A 32207C 32207B 33207A 30307A 31307A 32307A 32307B	62 72 72 72 72 80 80 80 80	18 17 23 23 28 21 21 31 31	14,0 15,0 19,0 19,0 22,0 18,0 15,0 25,0 25,0	18,00 18,25 24,25 24,25 28,00 22,75 22,75 32,75 32,75	15,00 15,25 18,25 21,75 18,50 16,90 25,80 20,50 25,25	46,5 58,0 70,0 66,0 96,8 78,8 68,5 103,6 95,0	56,0 62,0 80,0 81,0 109,0 82,6 76,3 118,3 112,0	0,45 0,37 0,37 0,58 0,35 0,31 0,83 0,31 0,55	1,32 1,60 1,60 1,03 1,70 1,90 0,73 1,90 1,10	0,73 0,88 0,88 0,57 0,94 1,05 0,40 1,05 0,60	5600 5100 4900 5200 5500 4700 4500 4800 4600	7900 7200 6900 6900 7400 6600 6200 6300 6300
40	32008C 33108A 30208A 32208C 33208A 30308A 31308A 32308A	68 75 80 80 80 90 90 90	19 26 18 23 32 23 23 33	14,5 20,5 16,0 19,0 25,0 20,0 17,0 27,0	19,00 26,00 19,25 24,75 32,00 25,25 25,25 35,25	15,00 18,00 16,90 19,75 21,00 19,50 29,10 23,40	53,0 84,8 63,0 78,0 113,9 95,2 84,9 120,8	65,0 110,3 74,0 88,0 132,0 107,5 95,8 147,1	0,38 0,35 0,37 0,37 0,36 0,35 0,73 0,35	1,58 1,69 1,60 1,60 1,68 1,74 0,83 1,74	0,87 0,93 0,88 0,88 0,92 0,96 0,40 0,96	5000 4600 4500 4300 4900 4100 3900 4200	7000 6400 6500 6100 6600 5800 5500 5500

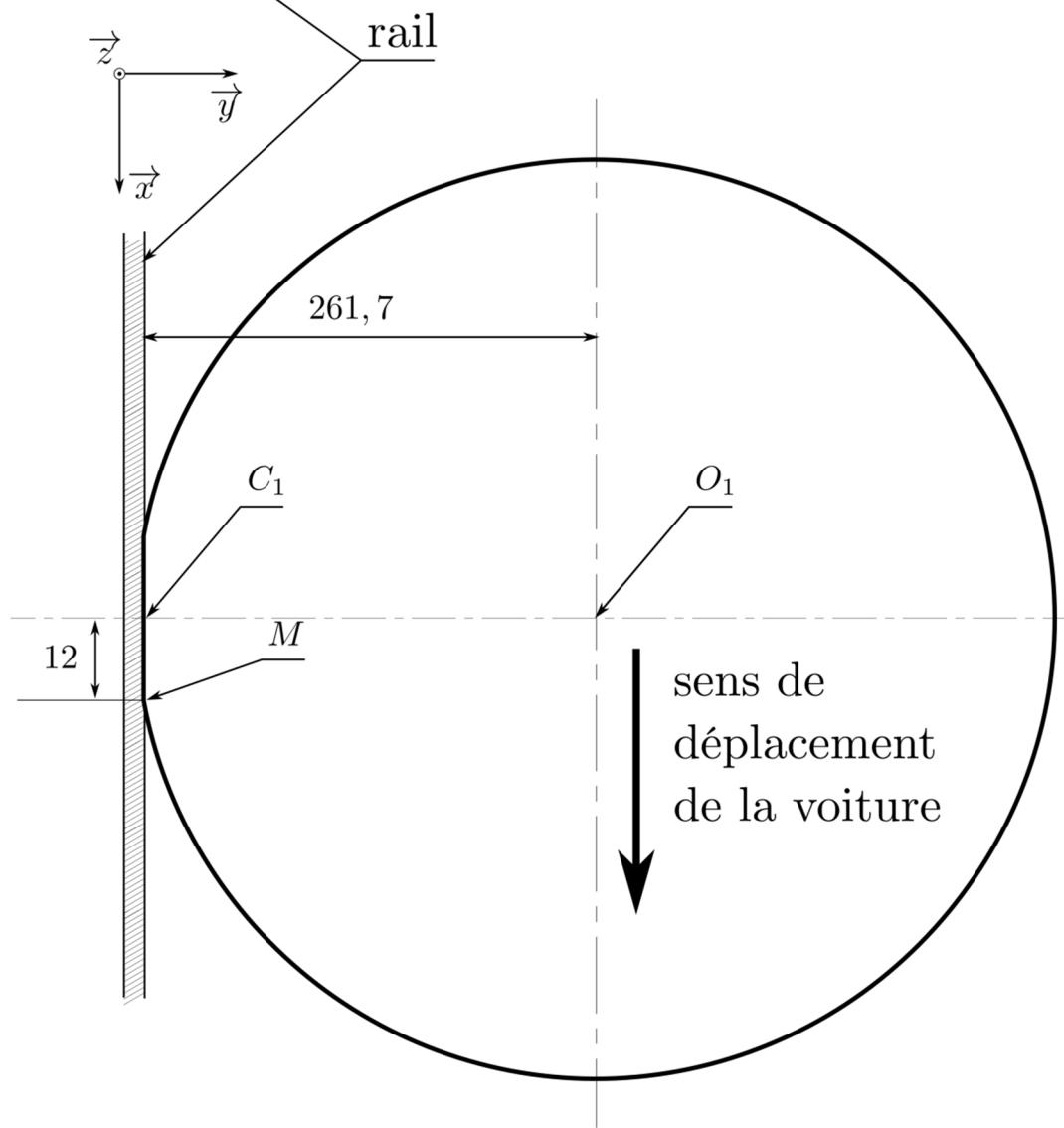
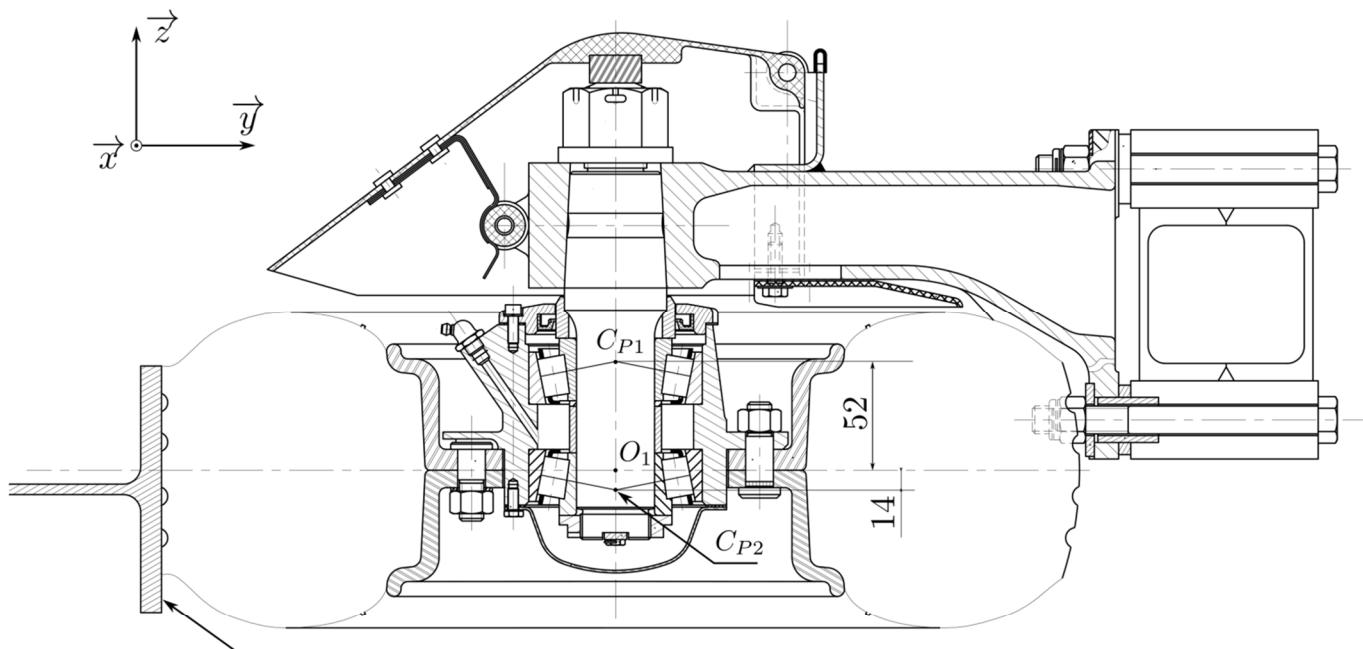
* Il s'agit de vitesses limites suivant le concept SNR (cf. p. 85 à 87)

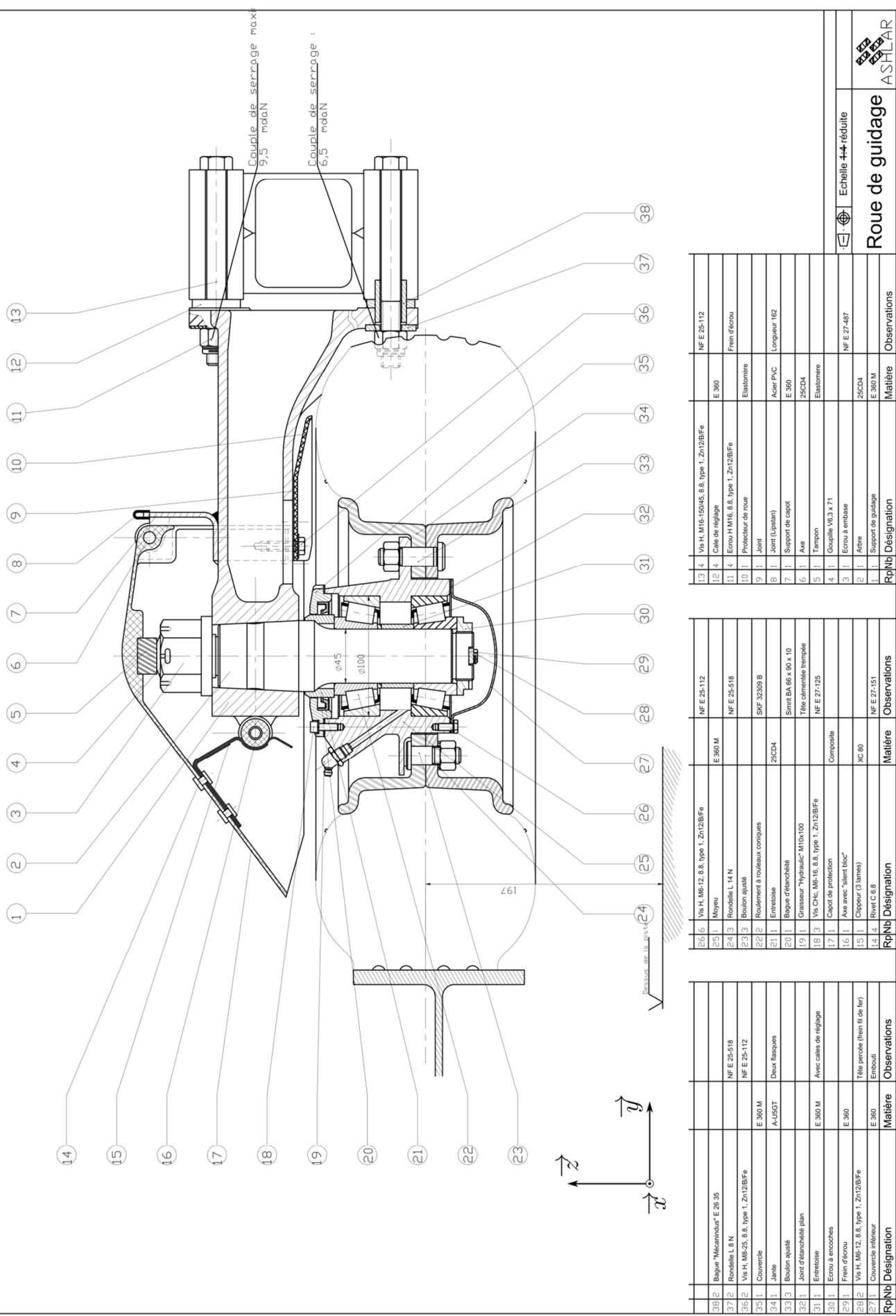
6. Guidage d'une roue du métro VAL

Objectif: Vérification de la durée de vie des roulements à rouleaux coniques guidant en rotation une roue de guidage



Points caractéristiques de la roue de guidage





Hypothèses :

- Les poids propres sont négligés, sauf le poids de la roue de guidage,
- Le contact du rail sur la roue est considéré ponctuel,
- Les actions de frottement du joint d'étanchéité 20 sur l'entretoise 21 sont négligées,
- Les actions sur les roulements à rouleaux coniques sont exprimées aux centres de poussée C_{P1} et C_{P2} ,
- Les effets dynamiques sont négligés
- Sur un trajet type, par rapport à la longueur parcourue totale, on estime 60% de ligne droite, 20% de virage à droite et 20% de virage à gauche. Les roues de guidage situées à l'intérieur du virage ne supportent aucun effort radial.

On donne :

- Le torseur de l'action de contact en M de la roue de guidage située à l'extérieur du virage

$$\left\{ \mathfrak{F}_{\text{rail} \rightarrow \text{roue}} \right\} = \begin{bmatrix} -275 & 0 \\ 6000 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}_{M, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z}}$$

- Le torseur de l'action de contact en M dans le cas de déplacement en ligne droite (Précontrainte de la roue de

$$\text{(guidage)} \quad \left\{ \mathfrak{F}_{\text{rail} \rightarrow \text{roue}} \right\} = \begin{bmatrix} -114 & 0 \\ 2500 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}_{M, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z}}$$

- Le poids de l'ensemble tournant (roue de guidage + moyeu + ...) appliqué en O_1 est donné par le torseur :

$$\left\{ \mathfrak{F}_{\text{pesanteur} \rightarrow \text{roue}} \right\} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -300 & 0 \end{bmatrix}_{O_1, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z}}$$

➔ Déterminer les actions sur les roulements à rouleaux coniques aux centres de poussée C_{P1} et C_{P2}

a - Dans le cas de déplacement du véhicule en ligne droite,

b - Dans le cas de déplacement du véhicule en virage.

➔ Déterminer la durée de vie, en millions de kilomètres, pour le roulement le plus chargé R_1 (de centre C_{P1}) à l'aide des documents constructeur fournis avec :

- En ligne droite : Charge dynamique équivalente : $P_1 = 2400 \text{ N}$
- En virage : Charge dynamique équivalente : $P_2 = 5100 \text{ N}$

Capacité de charge, durée et documentation relative aux roulements R_1 et R_2

Extraits des documents SKF

Le type de roulement étant choisi, les dimensions sont déterminées en fonction des charges appliquées et des exigences de durée et de sécurité de fonctionnement, en faisant intervenir la notion de charge de base. Les valeurs de la charge dynamique de base C et de la charge statique de base C_0 sont données dans les tableaux de roulements.

Charges de base

La charge dynamique de base C est utilisée pour le calcul de la durée des roulements en rotation. C'est la charge pour laquelle la durée nominale ISO du roulement considéré atteint 1 million de tours, sous certaines conditions d'application : charge constante en intensité et en direction, radiale dans le cas d'un roulement radial, axiale et centrée dans le cas d'une butée.

La détermination des charges dynamiques de base des roulements SKF a été faite par un calcul conforme à ISO 281:1990. Les valeurs sont basées sur la matière et les techniques utilisées dans la fabrication SKF standard.

La charge statique de base C_0 est utilisée pour le calcul de roulements, soit à l'arrêt, soit en rotation à basse vitesse ou animés de faibles mouvements d'oscillation. Elle doit aussi être prise en considération lorsque des chocs importants de courte durée s'exercent sur un roulement en rotation.

La charge statique de base est définie conformément à ISO 76:1987 comme la charge statique qui correspond par calcul à une contrainte, au centre du contact élément/chemin le plus chargé, égale à

- 4 600 MPa pour les roulements à rotule sur billes,
- 4 200 MPa pour tous les autres roulements à billes,
- 4 000 MPa pour tous les roulements à rouleaux.

Cette contrainte produit une déformation permanente totale (élément et chemin) d'environ 0,0001 du diamètre de l'élément roulant, les conditions d'application étant celles déjà définies pour la charge dynamique de base.

Durée

On appelle durée d'un roulement le nombre de tours (ou le nombre d'heures de fonctionnement à vitesse constante) que celui-ci peut effectuer avant l'apparition des premiers signes de fatigue (écaillage) sur une bague ou un élément roulant.

Cependant les applications pratiques et les essais de laboratoire ont prouvé que des roulements identiques fonctionnant dans les mêmes conditions n'ont pas la même durée. Il faut donc donner au terme "durée" une définition plus précise. D'où la notion de durée nominale qui, conformément aux recommandations ISO, est la durée atteinte ou dépassée par 90 % de roulements apparemment identiques fonctionnant dans les mêmes conditions.

La durée moyenne, atteinte ou dépassée par 50 % des roulements, est d'environ cinq fois la durée nominale.

Il existe plusieurs autres "durées" de roulements. L'une d'elles est la "durée de service", qui est la durée réelle atteinte par un roulement donné avant qu'il ne périsse. La défaillance n'est généralement pas due en premier lieu à la fatigue mais à l'usure, à la corrosion, à des joints défectueux, etc. Il existe aussi des durées correspondant aux spécifications ("spécification life") établies par un organisme extérieur et ayant pour base des données hypothétiques de charge et de vitesse fournies par cet organisme. Il s'agit généralement d'une durée L_{10} (durée nominale) requise et il est présumé que l'organisme a tenu compte de l'expérience acquise avec des machines similaires, de façon à obtenir la durée de service adéquate.

Choix des dimensions du roulement à l'aide des formules de durée

La durée d'un roulement peut être calculée de façon plus ou moins sophistiquée, selon la précision avec laquelle les conditions de fonctionnement peuvent être définies.

Formule de durée nominale:

La méthode la plus simple de calcul de la durée consiste à utiliser la formule ISO pour la durée nominale,

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^n \quad \text{ou} \quad \frac{C}{P} = L_{10}^{\frac{1}{n}}$$

L_{10} = durée nominale, millions de tours

C = Charge dynamique de base, N (tableau des roulements)

P = charge dynamique équivalente (voir ci-après), N

n = un exposant qui est fonction du contact entre pistes et éléments roulants

- $n = 3$ pour les roulements à billes
- $n = 10/3$ pour les roulements à rouleaux

Lorsque la vitesse de rotation est constante, il est généralement plus pratique d'exprimer la durée nominale en heures de fonctionnement. La formule de durée s'écrit alors :

$$L_{10h} = \frac{1.000.000}{60N} \left(\frac{C}{P} \right)^n \quad \text{ou} \quad L_{10h} = \frac{1.000.000}{60N} L_{10}$$

Avec L_{10h} = durée nominale, heures de fonctionnement

N = vitesse de rotation, tr.min⁻¹

Cas des roulements à rouleaux coniques

Charge dynamique équivalente

I - Charge variable

Lorsque la direction et l'intensité de la charge varient dans le temps, il faut calculer les charges équivalentes $P_1, P_2...$ pour les différentes périodes $U_1, U_2...$ afin de déterminer une charge équivalente moyenne constante donnée par la relation ci-dessous:

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 U_1 + P_2^3 U_2 + P_3^3 U_3 + \dots}{U}}$$

dans laquelle: P_m = charge équivalente moyenne constante, (N)

$P_1, P_2...$ = charges équivalentes agissant pendant $U_1, U_2...$ tours, (N)

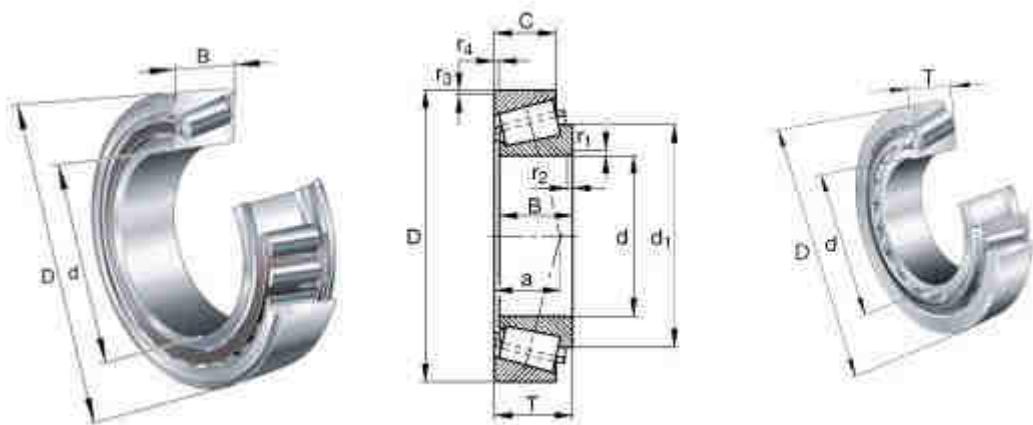
U = nombre total de tours ($U = U_1 + U_2 + ..$) pendant lesquels agissent les charges équivalentes $P_1, P_2...$

II - Durées normalement souhaitables pour différents types de véhicules

Type de véhicule	L _{10s} Millions de km
<u>Roues de véhicules routiers :</u>	
Voitures particulières	0,3
Camions, autocars	0,6
<u>Essieux de véhicules ferroviaires :</u>	
Wagons (type UIC, charge maximale constante sur l'essieu	0,8
Véhicules de transport urbain et suburbain	1,5
Voitures de grandes lignes	3
Autorails de grandes lignes	3 - 4
Locomotives diesel ou électriques de grandes lignes	3 - 5

III - Documentation relative aux roulements R1 et R2

Extrait du catalogue SKF



Dimensions d'encombrement			Charges de base		Vitesse limite Lubrification		Désignation			
d	D	T	Dyn.	Stat.	à la graisse	à l'huile	e	Y		
			mm		N		tr.min ⁻¹			
45	80	26	84200	114000	4500	6000	33109	0,37	1,6	
	85	32	108000	143000	4000	5300	33209	0,4	1,5	
	100	27,25	101000	72000	4000	5300	33309	0,35	1,7	
	100	27,25	85800	60000	3400	4500	31309	0,83	0,72	
	100	38,25	132000	102000	3600	4800	32309	0,35	1,7	
	100	38,25	128000	102000	3600	4800	32309 B	0,54	1,1	

Pour les roulements à rouleaux coniques, le fabricant préconise de prendre en compte la charge

dynamique équivalente :
$$\begin{array}{ll} P = F_r + 1,1 \cdot Y \cdot F_a & \text{si } F_a / F_r \leq e \\ P = 0,67F_r + 1,68 \cdot Y \cdot F_a & \text{si } F_a / F_r > e \end{array}$$

7. Rattrapage latéral

L'héliogravure est un procédé en creux dans lesquels l'encre est transférée depuis le cylindre de cuivre gravé directement sur le support

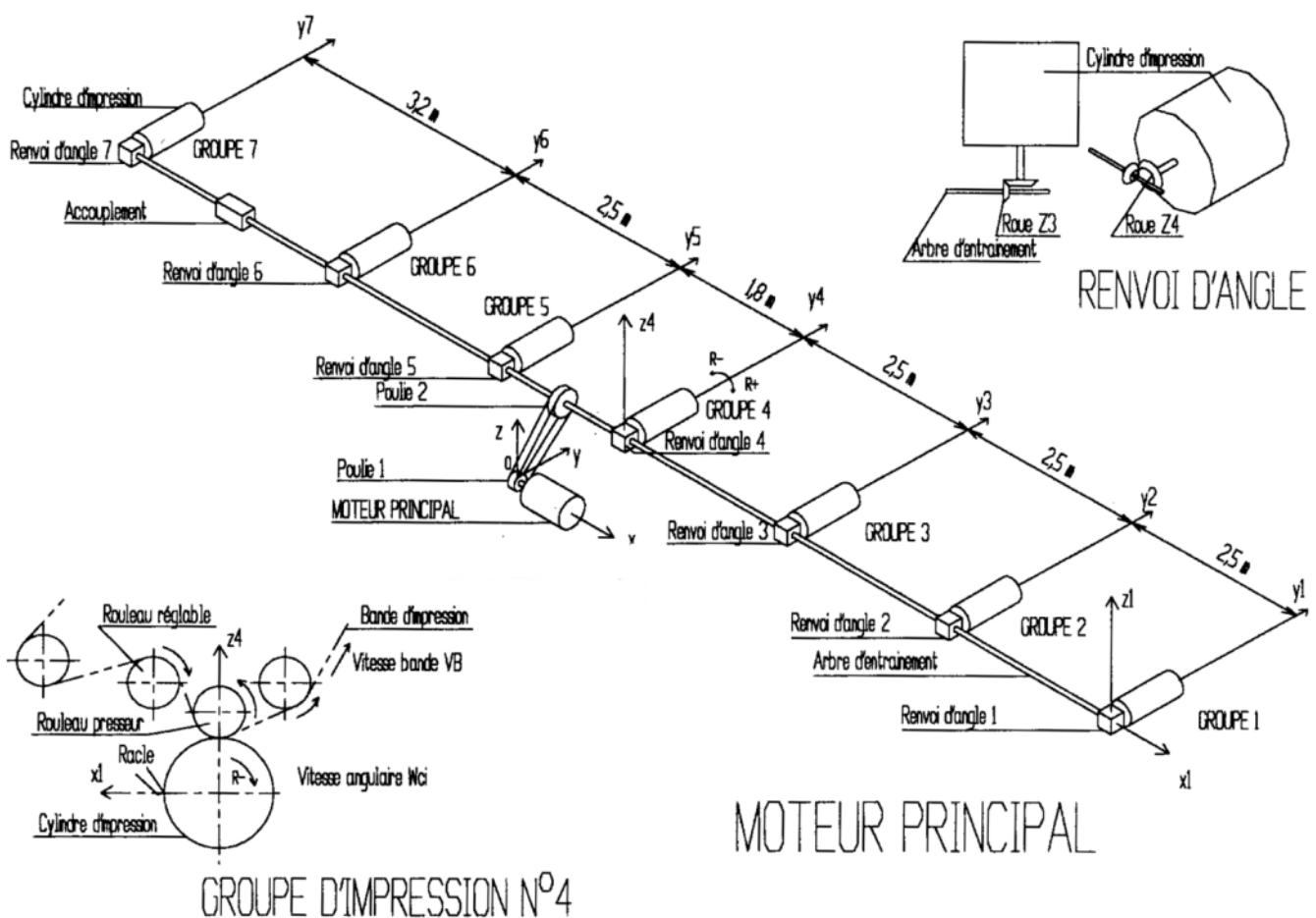
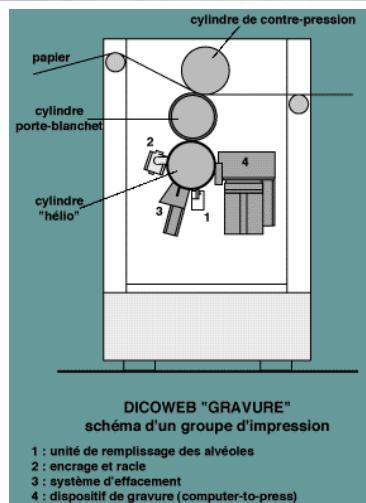


La forme imprimante est un cylindre d'acier recouvert de cuivre. Il porte le graphisme à reproduire gravé en creux. Ce cylindre tourne partiellement immergé dans un bac d'encre liquide de viscosité parfaitement régulée.

Le cylindre en cuivre est gravé mécaniquement, à l'aide d'un diamant ou au laser. La fréquence des creux va déterminer une trame plus ou moins dense et donc un niveau de gris plus ou moins important.

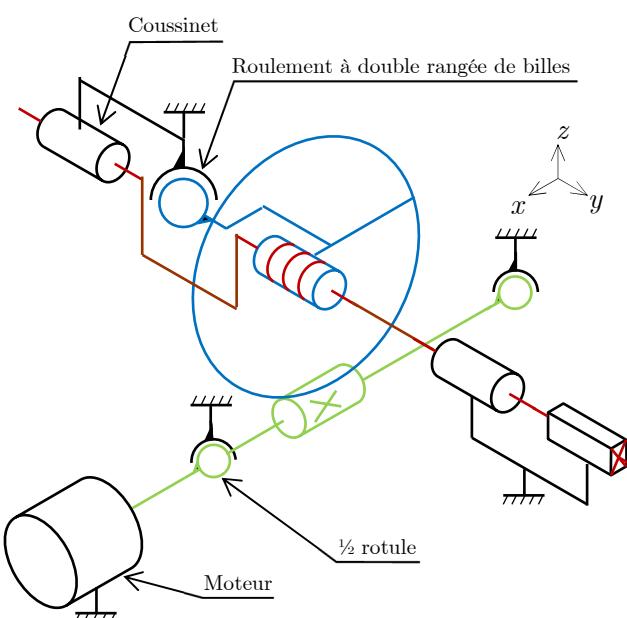
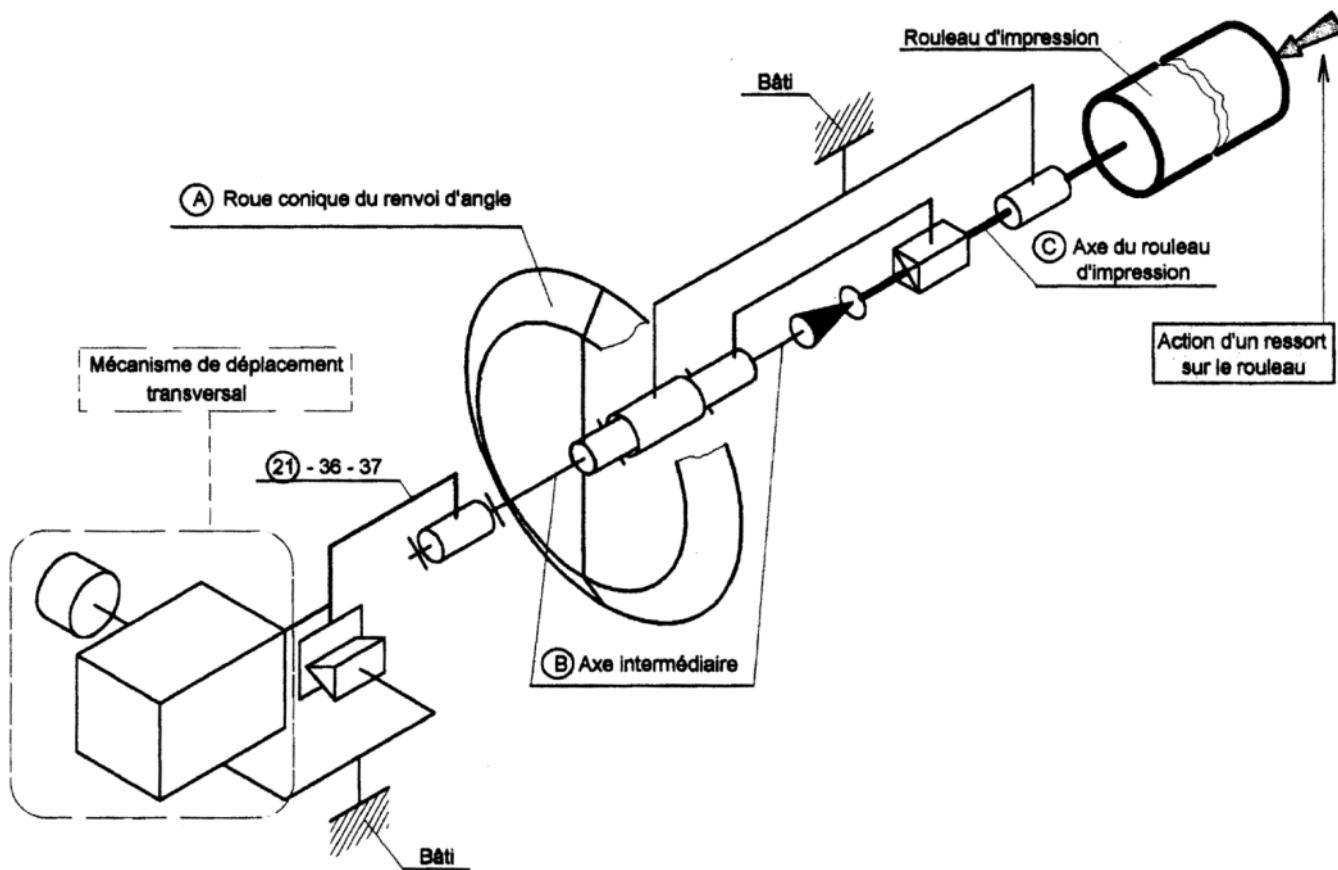
L'encre emplit les creux de la gravure nommés alvéoles et demeure dans les alvéoles même lorsqu'à la sortie de l'encrier, une lame d'acier appliquée tangentielle vient raceler la surface du cylindre pour éliminer le surplus d'encre des parties non imprimantes du cylindre.

En héliogravure, la vitesse de défilement est de l'ordre de 100 m.min⁻¹.



L'étude porte ici sur un sous-système de la rotative, le système de rattrapage latéral.

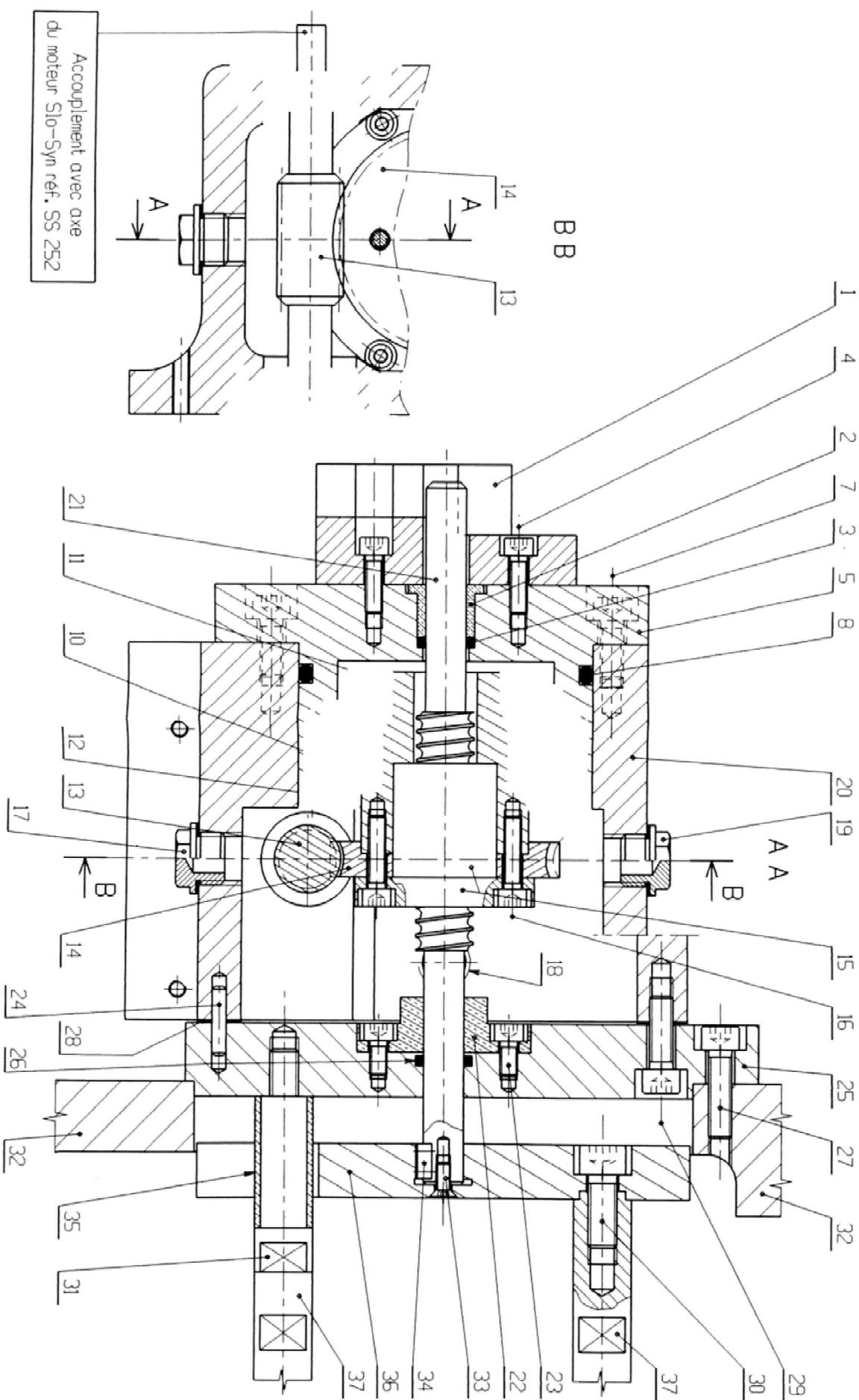
La bande à imprimer passe sous les différents rouleaux d'impression. Chaque rouleau imprime une couleur de l'image. Il convient donc de régler la position relative de la bande par rapport à ces rouleaux. Deux réglages, longitudinal et latéral, sont nécessaires. Des repères en forme de trapèze sont imprimés en marge de la bande. Une cellule fixée sur le bâti permet de contrôler à l'aide de ces repères un décalage de la bande par rapport au rouleau. Quand le décalage latéral de la bande à imprimer atteint la valeur de 0,03mm, le moteur est mis en marche dans le sens qui convient pour le corriger.



Le schéma technologique ci-contre fait apparaître les choix technologiques suivants :

- La liaison entre la vis sans fin et le bâti est réalisée par un montage de roulements (roulements à contact oblique montés en opposition, en « X »)
- La liaison entre la roue et le bâti est réalisée par un roulement à double rangée de billes

RATTRAPAGE LATERAL Echelle : 0,8



33	1	Vis F HC M5 x 12	UNO 22 005 012	TDI
32	1	Boîtier transmission en rotation	XC 38	SMA
31	1	Doigt d'arrêt en rotation	XC 38	SMA
30	4	Vis C HC M10 x 25	UNO 13 010 025	TDI
29	4	Vis C HC M8 x 25	UNO 13 008 025	TDI
28	1	Joint plat		
27	4	Vis C HC M8 x 30	UNO 13 008 030	TDI
26	1	Joint torique	13,6 x 2,7	Rlm service
25	1	Couvercle du boîtier de transmission	Fonte	SMA
24	2	Goupille cylindrique de centrage	GO 306 005 024	TDI
23	6	Vis C HC M6 x 12	UNO 13 006 012	TDI
22	1	Centrage intermédiaire	Bronze	SMA
21	1	Vis à billes pas : 5 mm	KGS 2005-050	Rlm service
20	1	Boîte transmission translation	Alu.	SMA
19	1	Bouchon de remplissage	58 621	ELESA
18	1	Voyant niveau d'huile	13 901	ELESA
17	1	Bouchon de vidange	53 911	ELESA
16	6	Vis C HC M6 x 25	UNO 13 006 025	TDI
15	1	Ecrou à billes	KGF D2005	Rlm service
14	1	Rule creuse (module 1,5 - 50 dents)	M 1,5 - 50/2	H.P.C.
13	1	Vis sans fin (2 filets)	SW 1,5 - 2	H.P.C.
12	1	Filasque support roulement	XC 38	SMA
11	1	Moyeu	XC 38	SMA
10	6	Vis C HC M5 x 16	UNO 13 005 016	TDI
9	1	Roulement à billes à contact oblique	32 09 B TVH	Rlm service
8	1	Joint torique	91,44 x 5,33	Rlm service
7	4	Vis C HC M8 x 20	UNO 13 008 020	TDI
6	1	Ecrou à encoches + rondelle frein	KM9 + MB9A	Rlm service
5	1	Boîte à roulements	Alu.	SMA
4	4	Vis C HC M6 x 20	UNO 13 006 020	TDI
3	1	Joint torique	13,6 x 2,7	Rlm service
2	1	Coussinet METAFRAM à colerette	C 14 / 20 x 18	Rlm service
1	1	Porte capteurs fin de course	Alu.	SMA
Rep.	Nbre	Désignation	Mat. / Réf	Fournisseur

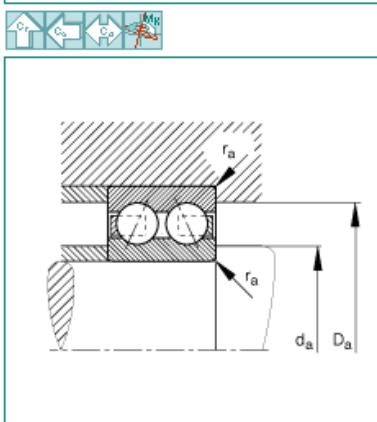
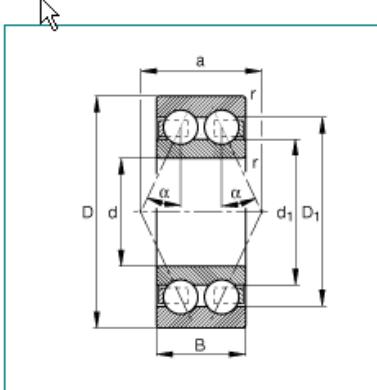
RATTRAPAGE LATÉRAL - Nomenclature

43	1	Couvercle côté opposé au moteur	XC 38	SMA
42	12	Vis F HC M6 x 12	UNO 22 005 012	TDI
41	2	Roulement à contact oblique 1 rangée de billes	7201B TVP	Rlm service
40	1	Joint Navelia Type ET	10 x 16	Rlm service
39	2	Joint torique	31,42 x 2,62	Rlm service
38	1	Couvercle côté moteur	XC 38	SMA
37	4	Colonne	XC 38	SMA
36	1	Plateau excenteur extérieur	XC 38	SMA
35	1	Bague PERMAGLIDE INA	PAP 1820 P10	Rlm service
34	1	Clavette parallèle, forme A, 5 x 5 x 12		



FAG : Roulements à billes à contact oblique 3209-B-TVH

dimensions principales selon DIN 628-3, à 2 rangées



d	45 mm	
D	85 mm	
B	30,2 mm	

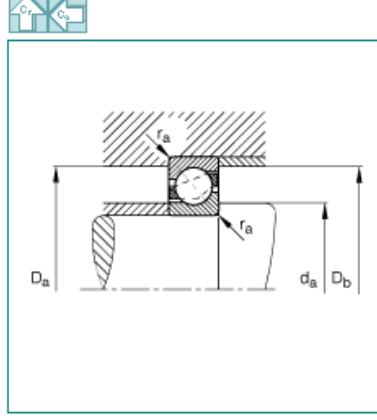
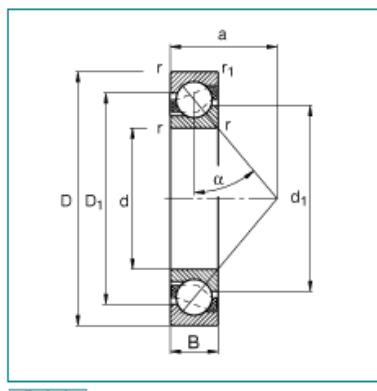
a	43 mm	
D₁	72,9 mm	
D₂	75,5 mm	
D_{a max}	78 mm	
d₁	57,2 mm	
d_{a min}	52 mm	
r_{a max}	1 mm	
r_{a min}	1,1 mm	

m	0,628 kg	masse
C_r	48000 N	charge dyn. de base, radiale
C_{0r}	37500 N	charge statique de base, radiale
n_G	6700 1/min	vitesse limite
n_B	9000 1/min	vitesse de base
C_{ur}	1800 N	Charge limite radiale à la fatigue



FAG : Roulements à billes à contact oblique 7201-B-TVP

dimensions principales selon DIN 628-1, angle de contact $\alpha = 40^\circ$



d	12 mm	
D	32 mm	
B	10 mm	

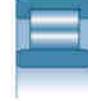
a	14 mm	
D₁	24,6 mm	
D_{a max}	27,8 mm	
D_{b max}	29,6 mm	
d₁	19,8 mm	
d_{a min}	16,2 mm	
r_{1 min}	0,3 mm	
r_{a max}	0,6 mm	
r_{a1 max}	0,3 mm	
r_{a min}	0,6 mm	

m	0,035 kg	masse
C_r	6950 N	charge dyn. de base, radiale
C_{0r}	3550 N	charge statique de base, radiale
n_G	28000 1/min	vitesse limite
n_B	26000 1/min	vitesse de base
C_{ur}	241 N	Charge limite radiale à la fatigue

Charge dynamique équivalente P

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

X et Y = facteurs de charge définis dans le tableau ci-dessous
F_a et F_r = efforts axial et radial appliqués au roulement

Type	Coupe	Série	Angle de contact	F _a /C ₀	e	F _a / F _r ≤ e		F _a / F _r > e				
						X	Y	X	Y			
Roulements à billes à contact radial à 1 ou 2 rangées de billes		60-62-63-64 160-618-619 622-623 42-43		0,014 0,028 0,056 0,084 0,110 0,170 0,280 0,420 0,560	0,19 0,22 0,26 0,28 0,30 0,34 0,38 0,42 0,44	1	0	0,56	2,30 1,99 1,71 1,55 1,45 1,31 1,15 1,04 1,00			
		60-62-63-64 160-618-619 622-623				1	0	0,46	1,88 1,71 1,52 1,41 1,34 1,23 1,10 1,01 1,00			
Roulements à billes à contact oblique à 1 rangée de billes		72-73 QJ2-QJ3	40° 30° 35°		1,14 0,80 0,95	1	0	0,35 0,39 0,37	0,57 0,76 0,66			
Roulements à billes à contact oblique à 2 rangées de billes		32-33 32.A-33.A 52-53 32.B-33.B	35° 25° 32°		0,95 0,68 0,86	1	0,66 0,92 0,73	0,60 0,67 0,62	1,07 1,41 1,17			
Roulements à rotule sur billes		12-13 22-23 112-113			voir liste des Roulements	1	voir liste des Roulements	0,65	voir liste des Roulements			
Roulements à rouleaux coniques		302-303-313 320-322-322..B 323-323..B 330-331-332			voir liste des Roulements	1	0	0,40	voir liste des Roulements			
Roulements à rotule sur rouleaux		213-222-223 230-231-232 240-241			voir liste des Roulements	1	voir liste des Roulements	0,67	voir liste des Roulements			
Roulements à rouleaux cylindriques		N..2-N..3-N..4 N..10 N..22-N..23			-	1	-	1,00	-			
Butée à billes à simple ou double effet		511-512-513 514			-	-	-	-	1,00			
Butée à rotule sur rouleaux		293-294			1,82	-	-	1,20	1,00			

Conception de la liaison pivot vis sans fin - bâti

- Rappeler les caractéristiques d'un montage en « X » et justifier ce choix.
- Expliquer pourquoi l'utilisation de roulements rigides à billes était inadaptée
- Calculer la durée de vie du montage.
- Compléter le dessin en concevant le montage de roulements

Cahier des charges

- La vis est sollicitée dans les deux sens
- Utilisation de deux roulements à contact oblique à une rangée de bille référence 7201B-TVP

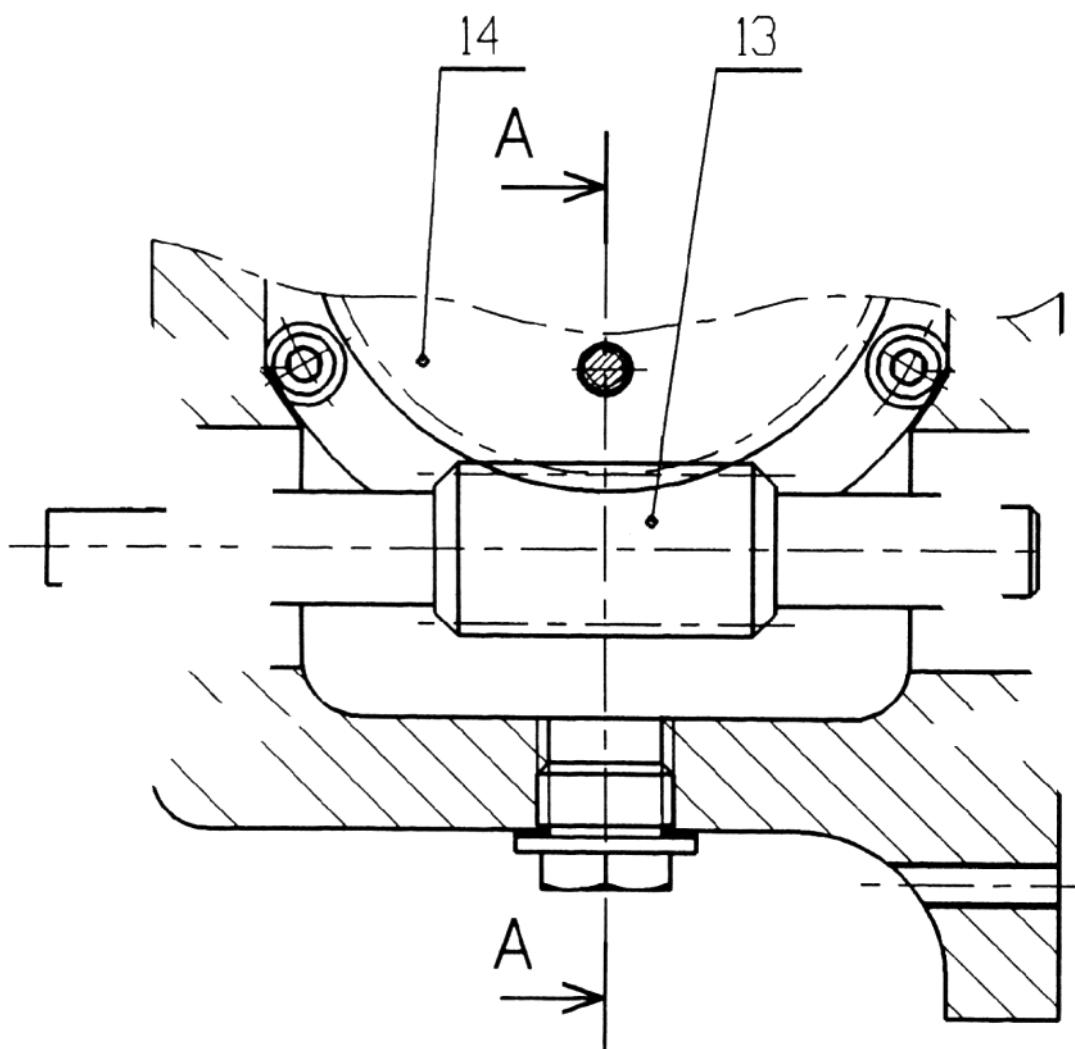
Résultat d'un calcul de conception préliminaire :

Efforts sur la vis :

$$F_t = 2 \cdot C_m / d = 100 \text{ N}$$

$$F_a = F_t / \tan \beta = 668 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha / \sin \beta = 246 \text{ N}$$



Conception de la liaison rotule roue - bâti

→ Compléter le dessin en concevant la liaison rotule

Cahier des charges

- Liaison effectuée par un seul roulement à double rangée de bille à contact oblique référence : 3209B-TVH
- Bague intérieure et extérieure bloquées en translation dans les deux sens

