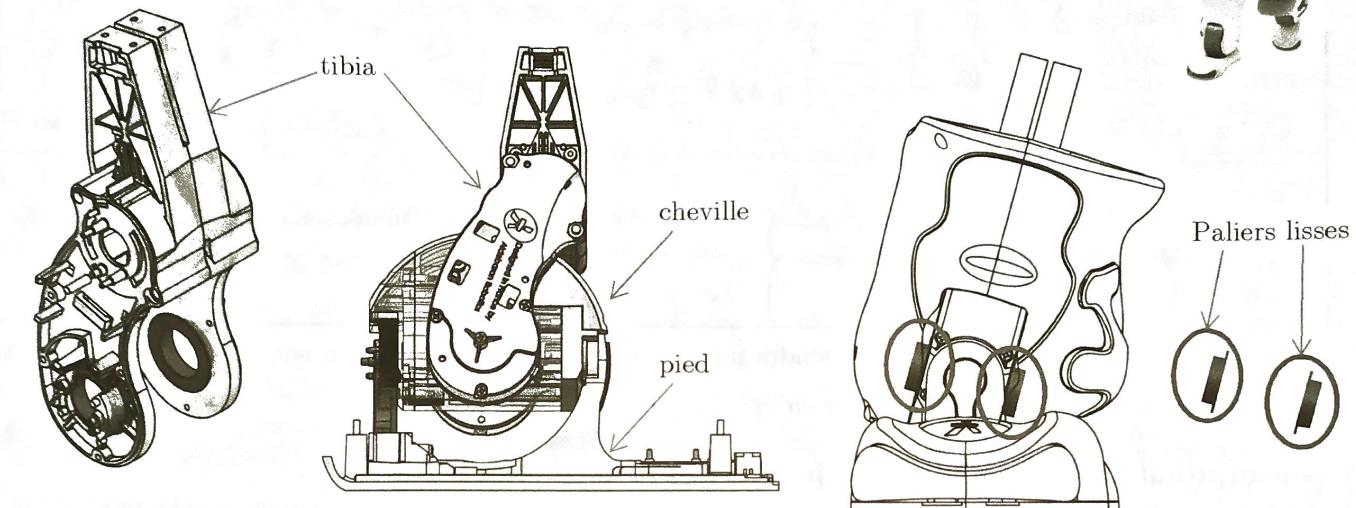


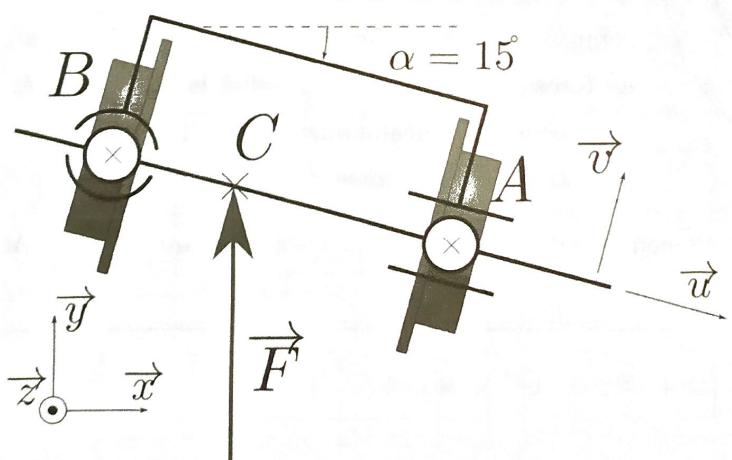
Articulation cheville-tibia du robot NAO

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

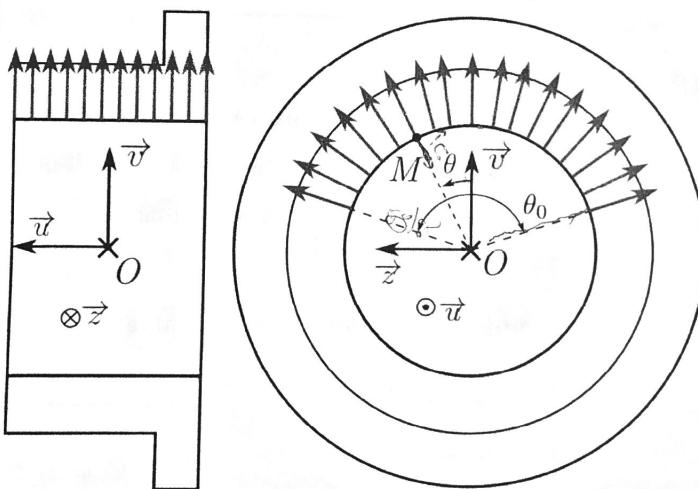
Nous voulons obtenir une liaison pivot grâce aux deux paliers, pour cela il faut assembler deux liaisons qui forment un pivot donc une rotule + une linéaire annulaire Pourquoi est-ce un modèle adapté à la situation?

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 ?

$$\begin{aligned} \text{Rotule} &= \left\{ \begin{array}{l} X_r \vec{u} + Y_r \vec{v} + Z_r \vec{z} \\ \vec{v} \\ \vec{z} \end{array} \right\}_B \quad \text{et} \quad \vec{T}_{EA} = \left\{ \begin{array}{l} Y_e \vec{v} + Z_e \vec{z} \\ \vec{v} \\ \vec{z} \end{array} \right\}_A \\ \vec{T}_{sol \rightarrow pied} &= \left\{ \begin{array}{l} \vec{F} \\ \vec{v} \end{array} \right\}_B = \left\{ \begin{array}{l} F(\cos \alpha \vec{v} - \sin \alpha \vec{u}) \\ 12F \cos \alpha \vec{z} \end{array} \right\}_B \quad \text{et} \quad \vec{T}_{EA} = \left\{ \begin{array}{l} Y_e \vec{v} + Z_e \vec{z} \\ -33,6 Y_e \vec{z} + 33,6 Z_e \vec{v} \end{array} \right\}_B \\ \underline{\text{PFS:}} \quad &\text{Palier le plus chargé} \\ \left\{ \begin{array}{l} X_r - F \sin \alpha = 0 \\ Y_r + Y_e + F \cos \alpha = 0 \\ Z_r + Z_e = 0 \end{array} \right. &\Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} X_r = 13,4 \\ Y_r = -48 \\ Z_r = 0 \end{array} \right. \quad \text{et} \quad \left\{ \begin{array}{l} 33,6 Z_e = 0 \\ 12F \cos \alpha - 33,6 Y_e = 0 \end{array} \right. \Rightarrow \begin{array}{l} Z_e = 0 \\ Y_e = 18 \end{array} \end{aligned}$$

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 $(\vec{u}, \vec{v}, \vec{z})$

$$d\vec{N}(M) = -p_0 \vec{n} dS = p_0 (\cos \theta \vec{v} + \sin \theta \vec{z}) dS$$

$$-\vec{n} = (\cos \theta \vec{v} + \sin \theta \vec{z})$$

Q4. Écrire la relation entre la force élémentaire $d\vec{N}(M)$ et la force radiale F_r définie précédemment.

$$\vec{F}_r = \int_S d\vec{N}(M) = \int_S p_0 (\cos \theta \vec{v} + \sin \theta \vec{z}) dS$$

- Q5. En déduire la relation entre F_r , la pression p_0 et les caractéristiques géométriques

On pose $R = \text{Rayon palier} = 15/2$ et $L = \text{longueur}$

$$F_r \vec{v} = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \int_{\frac{\theta_0}{2}}^{\frac{\pi}{2}} p_0 (\cos \theta \vec{u} + \sin \theta \vec{z}) R d\theta dx = p_0 R [x]_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \int_{-\frac{\theta_0}{2}}^{\frac{\theta_0}{2}} (\cos \theta \vec{u} + \sin \theta \vec{z}) d\theta$$

$$= p_0 R L \left[-\cos \theta \vec{z} + \sin \theta \vec{u} \right]_{-\frac{\theta_0}{2}}^{\frac{\theta_0}{2}}$$

$$F_r = 2 p_0 R L \sin\left(\frac{\theta_0}{2}\right) \Rightarrow p_0 = \frac{F_r}{2RL \sin\left(\frac{\theta_0}{2}\right)} = \frac{F_r}{DL \sin\left(\frac{\theta_0}{2}\right)}$$

- Q6. Retrouver, en choisissant la valeur appropriée de θ_0 , la formule de pression diamétrale : $p_0 = \frac{F_r}{DL}$

Si $\theta_0 = \pi$
 $\sin\left(\frac{\theta_0}{2}\right) = 1$

$$p_0 = \frac{F_r}{DL}$$

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

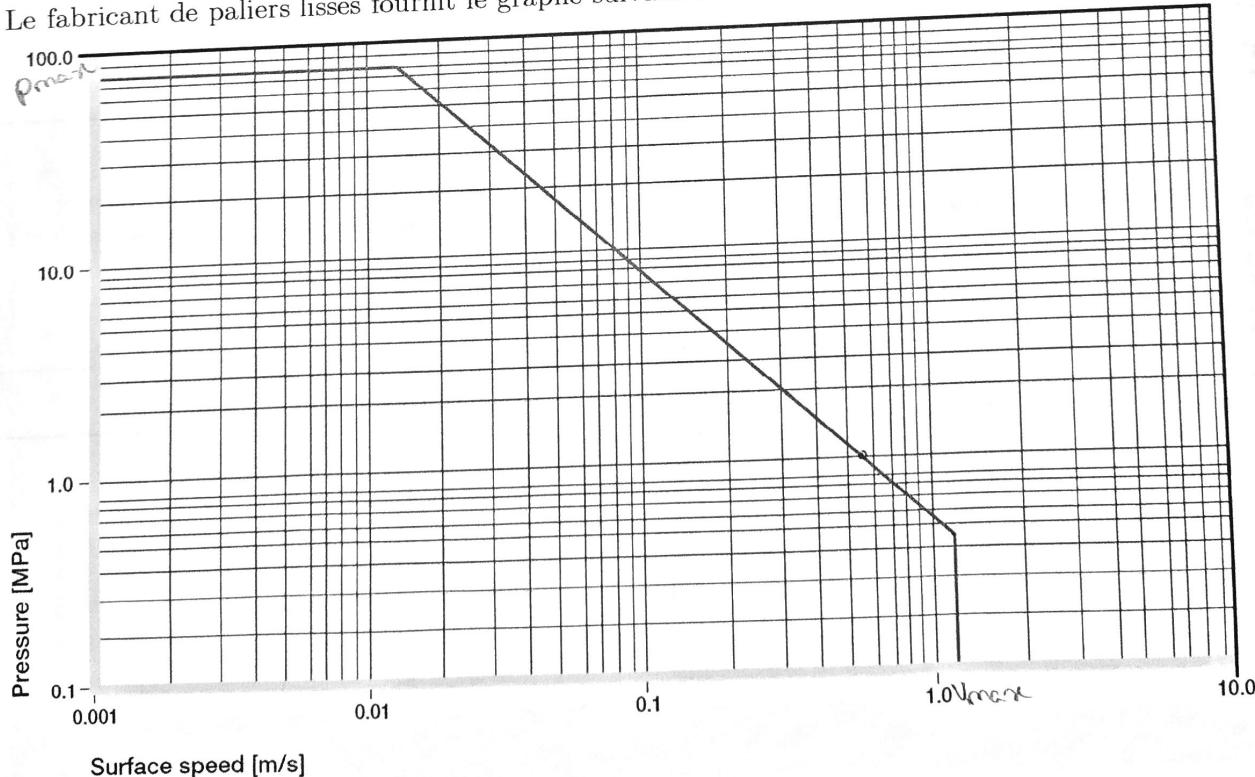
- Q7. Calculer p_0 pour $\theta_0 = 180^\circ$ et $\theta_0 = 160^\circ$.

$$\theta_0 = 180^\circ \quad p_0 = \frac{F_r}{DL} = 0,16 \text{ MPa}$$

$$\theta_0 = 160^\circ \quad p_0 = \frac{F_r}{DL \sin\left(\frac{160}{2}\right)} = 0,48 \text{ MPa}$$

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.

des trois critères de dimensionnement.

$$P_{max} = 80 \text{ N Pa}$$

$$PV = 9$$

$$U_{max} = 2 \text{ m/s}$$

- 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 garder le diamètre de l'axe central (15 mm) et on s'oriente 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.

L'assemblage des deux liaisons reste toujours un pivot.
Nous voulons également obtenir une liaison pivot grâce à deux roulements. Zdeau Q1

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

C_0 représente la charge statique
 C représente la charge dynamique) signification?

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

G_n et $d = 15 \text{ mm}$ et $B = 5 \text{ mm}$ donc $\text{ref} = 61802$
 $F_r = 35 \text{ N}$ et $F_a = 18 \text{ N}$, $C_0 = 1,26 \times 10^3$ et $C = 2,08 \times 10^3 \text{ N}$

$$\frac{F_a}{C_0} = 0,014 ; \quad \frac{F_a}{F_r} = 0,51 > e = 0,19 \Rightarrow x = 0,56 \text{ et } y = 2,30$$

$$P_e = 0,56 \times F_r + 2,30 \times F_a = 61 \text{ N} /$$

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

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

$n = 3 \rightarrow$ roulement à billes

$$C = 2,08 \times 10^3 \text{ N}$$

$$P = 61 \text{ N}$$

$$L_{10} = 39646 \times 10^6 \text{ tours}$$

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

des bagues qui doivent être montées serrées sont celles qui tournent en fonction de la direction de la charge donc intérieures.

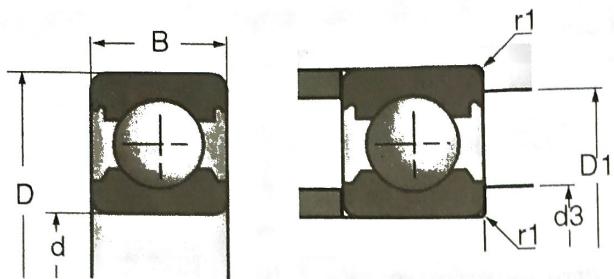
Q15. Compléter à main levée le montage de roulement pour respecter les conditions de montage et en veillant à assurer la montabilité et la démontabilité. Vous nomerez les composants utilisés pour réaliser les arrêts axiaux.



?



Roulements à une rangée de billes à contact radial (suite)



d mm	Références	D mm	B mm	10°N		tr/mm*	v/mm*
				C	C ₀		
3	623	10	4	0,64	0,23	70000	80000
4	624	13	5	1,30	0,49	54000	63000
	634	16	5	1,88	0,68	45000	53000
5	625	16	5	1,88	0,68	47000	55000
	635	19	6	2,46	1,05	34000	40000
6	626	19	6	2,46	1,05	35000	41000
7	607	19	6	2,46	1,05	37000	46000
	627	22	7	3,30	1,36	32000	37000
8	608	22	7	3,30	1,36	34000	42000
9	609	24	7	3,65	1,64	30000	37000
	629	26	8	4,60	1,97	26000	30000
10	61800	19	5	1,83	0,92	34000	42000
	61900	22	6	2,70	1,27	31000	38000
	6000	26	8	4,60	1,97	27000	34000
	6200	30	9	6,00	2,65	23000	27000
	6300	35	11	7,60	3,45	19000	24000
12	61801	21	5	1,92	1,04	30000	37000
	61901	24	6	2,90	1,46	27000	34000
	6001	28	8	5,10	2,37	25000	32000
	6201	32	10	6,80	3,05	21000	25000
	6301	37	12	9,70	4,20	18000	23000
15	61802	24	5	2,08	1,26	25000	31000
	61902	28	7	4,35	2,25	23000	28000
	16002	32	8	5,60	2,85	22000	26000
	6002	32	9	5,60	2,85	21000	26000
	6202	35	11	7,70	3,75	19000	22000
	6302	42	13	11,40	5,40	15000	19000
17	61803	26	5	2,23	1,46	23000	28000
	61903	30	7	4,60	2,55	21000	26000
	16003	35	8	6,00	3,25	20000	24000
	6003	35	10	6,00	3,25	19000	24000

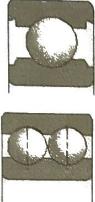
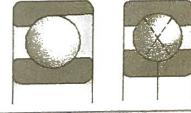
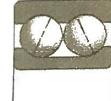
* Il s'agit de vitesses limites suivant le concept SNR (cf. p. 85 à 87)

Durée de vie nominale (suite)

Charge dynamique équivalente P

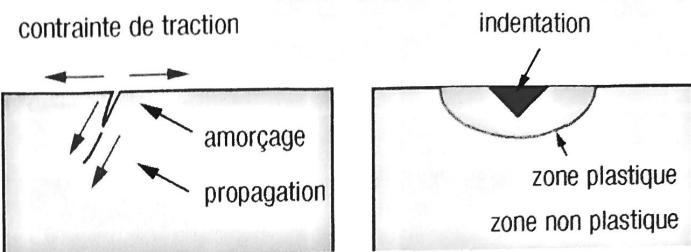
$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

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	Coupé	Série	Angle de contact	F_a/C_0	e	$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r > e$	
						X	Y	X	Y
Roulements à billes à contact radial à 1 ou 2 rangées de billes		60-62-63-64		0,014 0,028 0,056 0,084	0,19 0,22 0,26 0,28				2,30 1,99 1,71 1,55
		160-618-619		0,110 0,170 0,280	0,30 0,34 0,38	1	0	0,56	1,45 1,31 1,15
		622-623		0,420	0,42				1,04 1,00
		42-43		0,560	0,44				
		60-62-63-64		0,014 0,029 0,057 0,086	0,29 0,32 0,36 0,38				1,88 1,71 1,52 1,41
		160-618-619		0,110 0,170 0,280	0,40 0,44 0,49	1	0	0,46	1,34 1,23 1,10
		622-623		0,430	0,52				1,01 1,00
				0,570	0,54				
Roulements à billes à contact oblique à 1 rangée de billes		72-73	40°		1,14	1	0	0,35	0,57
			30°		0,80	1	0	0,39	0,76
		QJ2-QJ3	35°		0,95	1	0	0,37	0,66
Roulements à billes à contact oblique à 2 rangées de billes		32-33	35°		0,95	1	0,66	0,60	1,07
		32..A-33..A	25°		0,68	1	0,92	0,67	1,41
		52-53							
		32..B-33..B	32°		0,86	1	0,73	0,62	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

Durée de vie nominale (suite)

Dans le cas d'une indentation, l'écaillage ne s'initie pas directement au périmètre de celle-ci. On constate une zone protégée dans le volume déformé plastiquement et la fissure naît au-delà de cette zone et conduit à un écaillage profond initié en surface (EPIS).



Compte-tenu de la diversité des particules constitutives de la pollution rencontrée dans une huile d'organe mécanique et de son évolution granulométrique à l'état neuf et après rodage, et en considérant également la nature du corps roulant (rouleaux ou billes), qui est plus ou moins affecté par le phénomène de glissement, la détérioration rencontrée est bien souvent un mixte entre type ESIS et EPIS.

Formules de base

La durée de vie d'un roulement peut être calculée de façon plus ou moins précise selon les conditions de fonctionnement définies.

La méthode la plus simple, préconisée par la norme ISO 281, permet de calculer la durée de vie atteinte par 90% des roulements travaillant sous charge dynamique.

→ La méthode de calcul simplifiée ci-dessous s'appuie sur la fatigue de la matière comme cause de défaillance (Ecaillage type EPIP)

■ Pour déterminer la durée de vie simplifiée suivant la norme ISO 281, on calcule :

► La charge radiale dynamique équivalente P

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

► La durée nominale L_{10}

$$L_{10} = (C / P)^n \cdot 10^6 \text{ en tours}$$

$$L_{10} = (C / P)^n \cdot 10^6 / 60N \text{ en heures}$$

ou

n : 3 pour les roulements ou butées à billes

n : 10/3 pour les roulements ou butées à rouleaux

On voit que : si $P = C$, $L_{10} = 1$ million de tours

C'est donc la charge sous laquelle les roulements ont une durée de vie nominale d'un million de tours.

On l'appelle aussi capacité de charge dynamique.