

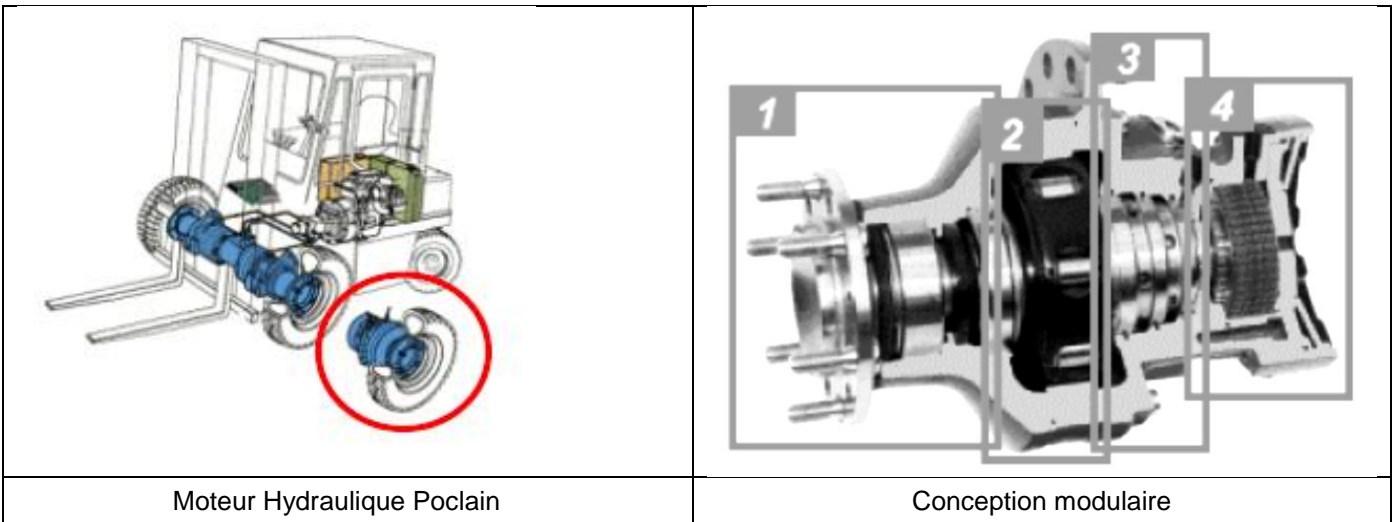
Technologie de Construction 3GMA 16-17 : DM Rattrapage

MISE EN SITUATION – DONNEES D'ETUDE

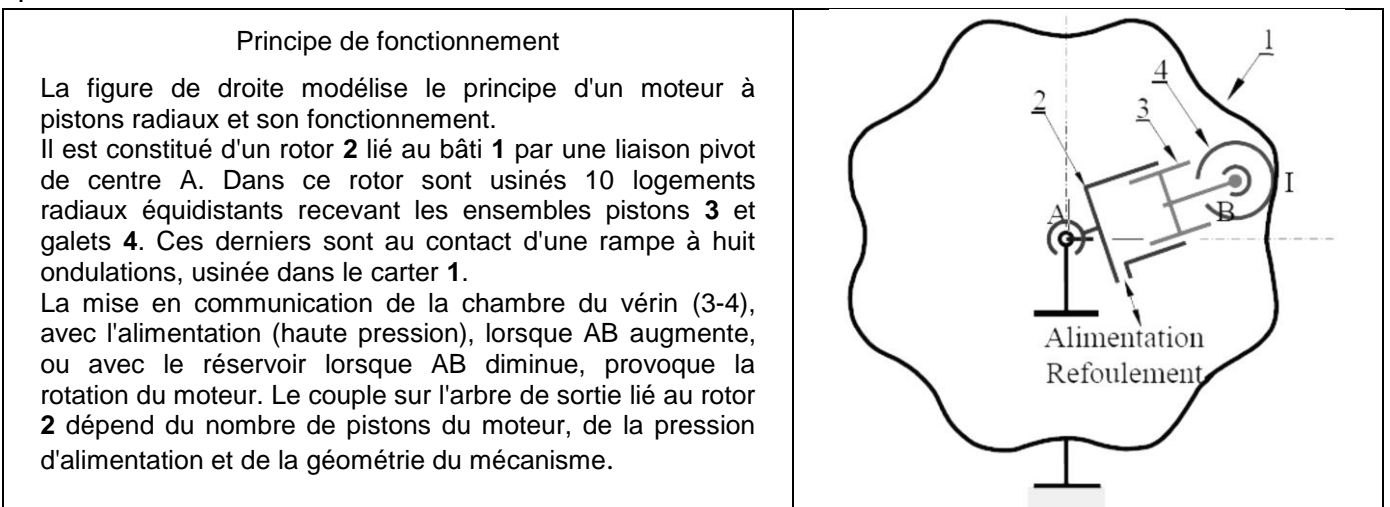
La société Poclain Hydraulics® développe un moteur hydraulique à pistons radiaux de nouvelle génération. Certains engins de génie civil, de manutention,... sont équipés de ce type de moteur dit « lent » car la vitesse de rotation est de l'ordre de quelques centaines de tours par minute. Cette faible vitesse sous un couple maximal constant, permet d'entraîner les organes de machines lentes, directement, sans installer un réducteur, avec un contrôle efficace de la vitesse et du couple.

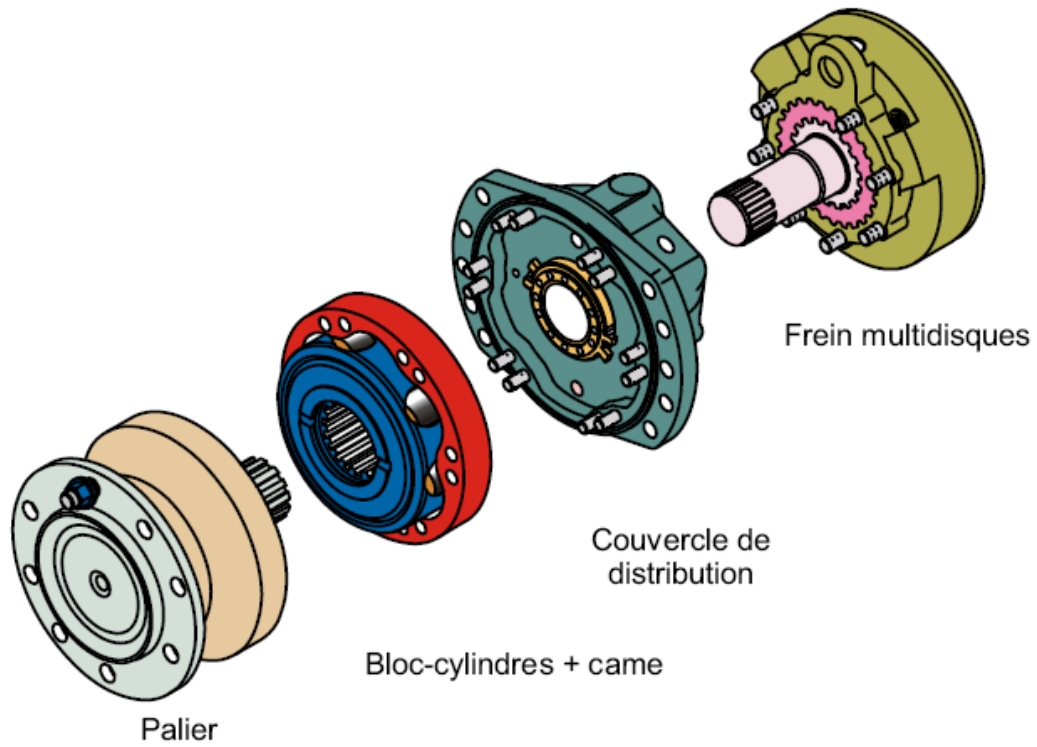
La technologie des moteurs hydrauliques à came et à pistons radiaux ont plusieurs intérêts :

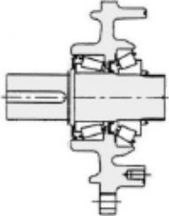
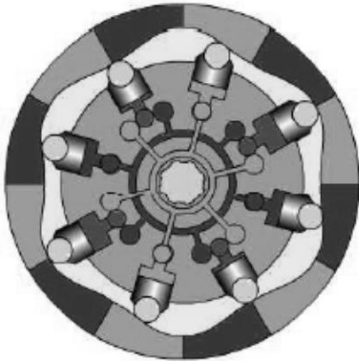
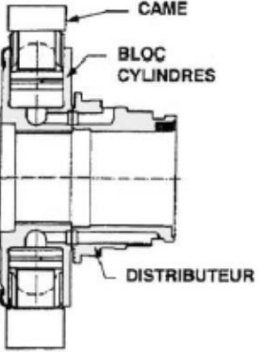
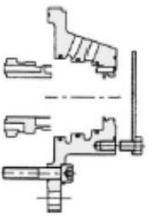
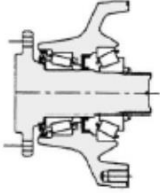
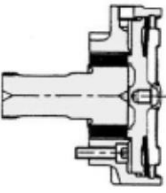
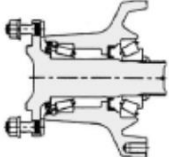
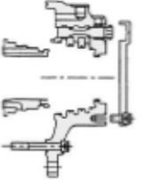
- Faible niveau sonore
- Arbre tournant
- Reprise de charge élevée
- Couple élevé au démarrage
- Régularité de couple et rendements élevés
- Réversibilité instantanée
- Freinage hydrostatique assuré par le moteur lui-même.



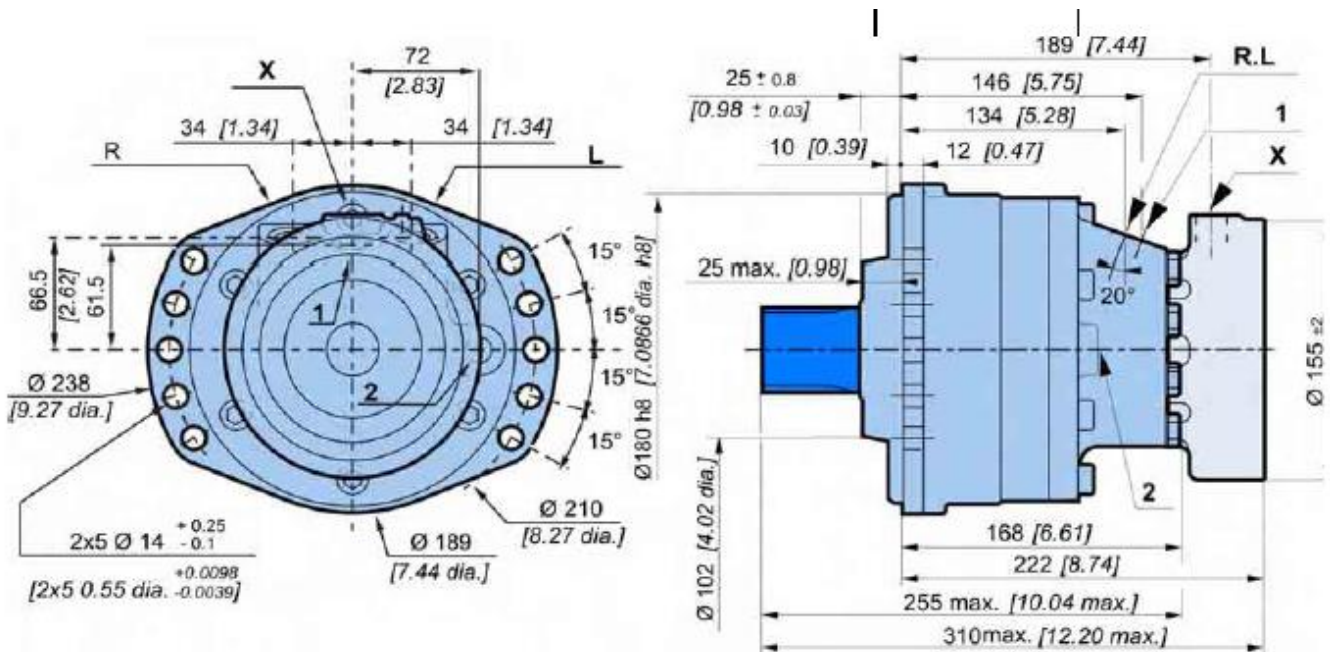
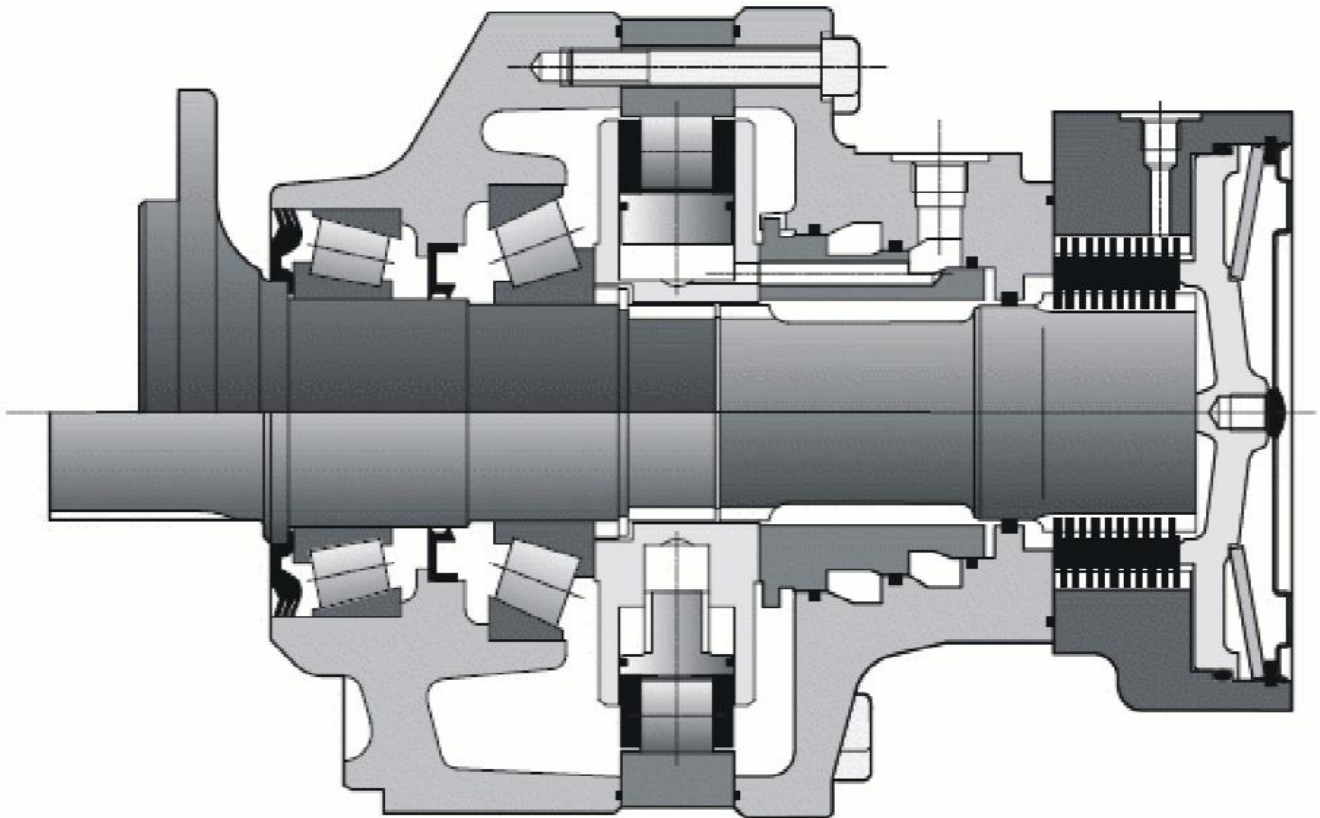
Pour répondre aux exigences des concepteurs d'applications les plus diverses la construction du moteur est modulaire (voir ci-dessus et page suivante). Cette solution permet de proposer au client de nombreuses versions à partir de quelques pièces produites en série





 <p><i>1a : Arbre rainuré</i></p>	  <p>Une hydrobase est constituée principalement:</p> <ul style="list-style-type: none"> - d'une came fixe à 8 lobes ou 10 lobes, - d'un bloc à n chambres dans lesquelles coulisent n pistons - et d'un distributeur à gorges. <p><i>2 : Hydrobase</i></p>	 <p><i>3 : Distributeur</i></p>
 <p><i>1b : Arbre plateau</i></p>		 <p><i>4a : Frein</i></p>
 <p><i>1c : Arbre de roues</i></p>		 <p><i>4b : Couvercle</i></p>

Moteur roue hydraulique type MSE02



C	Couple théorique		Puissance max.			Vitesses max.			Pression max.	
	1	2	1	2	2	1	2			
	cm ³ /tr [cu.in./rev.]	cm ³ /tr [cu.in./rev.]	Nm	kW [HP]	kW [HP]	kW [HP]	tr/min [RPM]	tr/min [RPM]	bar [PSI]	
MS02	8	172 [10.5]	86 [5.2]	273 [139]	18 [24]	12 [16]	9 [12]	390*	409*	510*
	0	213 [13.0]	107 [6.5]	339 [172]				310*	330*	410
	1	235 [14.3]	118 [7.2]	374 [190]				285*	299*	372*
	2	255 [15.6]	128 [7.8]	405 [206]				260*	276*	343*

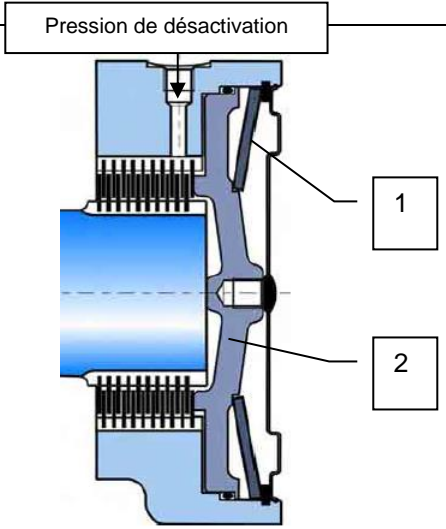
450 [6 527]

ETUDE 1 : ETUDE DU FREIN MULTIDISQUES - (barème indicatifs : 2 points)

On vous propose de dimensionner les disques de ce frein fonctionnant par absence de pression. Le ressort 1 (type diaphragme ou rondelle « Belleville ») exerce un effort sur le piston 2 qui serre les disques fixes et mobiles assurant ainsi l’immobilisation de l’arbre. Le couple de freinage décroît linéairement en fonction de la pression de désactivation. Ce frein sert de frein de parking (freinage statique) ou d’urgence (freinage dynamique) pour arrêter le véhicule. La pression de désactivation est alors nulle.

Caractéristiques freins multidisques	
C	F 0 2
Couple de frein de parking à 0 bar au carter (frein neuf)	1 400 Nm [1 030 lb.ft]
Couple de freinage dynamique de secours à 0 bar au carter (assure 10 freinages de secours max.)	910 Nm [670 lb.R]
Freinage de parking résiduel à 0 bar au carter*	1 050 Nm [770 lb.R]
Pression min. de désactivation	12 bar [174 PSI]
Pression max. de désactivation	30 bar [435 PSI]
Capacité	100 cm³ [6.1 cu.in]
Volume pour défreiner	16 cm³ [1.0 cu.in]
Dissipation énergétique maximale	

Effort presseur fourni par le ressort 1 : 3000 N
Coefficient de frottement d’adhérence des garnitures : 0,3

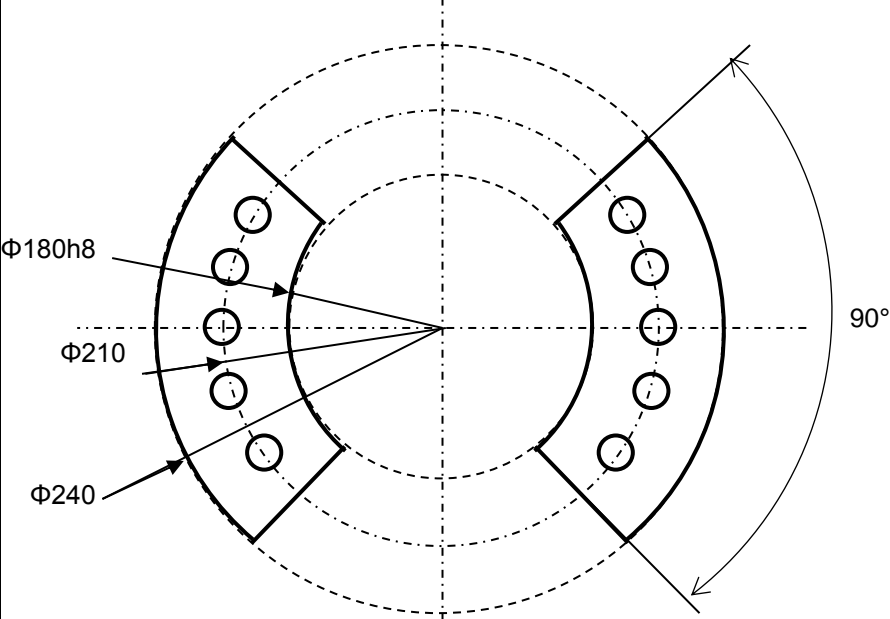


L’ensemble des disques doit être contenu dans un volume tubulaire de diamètre extérieur 100 mm, de diamètre intérieur 60 mm et de longueur 30 mm. On cherche à déterminer le nombre de disques nécessaire, chacun d’entre eux ayant une épaisseur de 1,5 mm.

Question : Déterminer le rayon moyen et le nombre n de disques nécessaires (2 surfaces frottantes par disque) pour assurer le couple de freinage statique et dynamique (cf tableau ci-dessus : Caractéristiques freins).

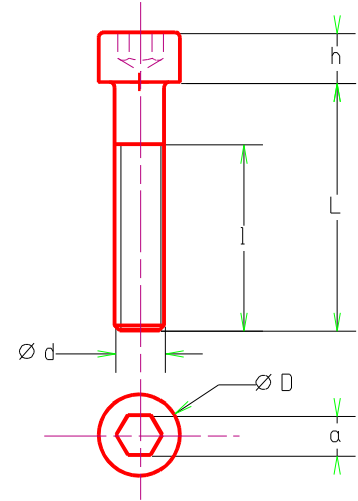
ETUDE 2 : ETUDE DE LA LIAISON MOTEUR-ROUE - (barème indicatif : 6 points)

On vous propose d’estimer le couple transmissible par la liaison encastrement entre le carter moteur et le châssis du véhicule. La mise en position s’effectue par appui plan circulaire (partiel) et centrage court sur un diamètre de 180h8. Le maintien en position s’effectue par l’intermédiaire de 10 vis CHc, M12 au pas de 1,75 mm, classe 10-9 serrées à 120 N.m, positionnée sur un diamètre de 210 mm. Le schéma ci-dessous représente le modèle de calcul retenu pour la surface de contact carter moteur-châssis.

<p>Données :</p> <ul style="list-style-type: none"> - coefficients de frottement d’adhérence entre tête de vis et pièce à serrer $f_t=0,15$ - coefficients de frottement d’adhérence entre filets de vis et taraudage $f_v=0,15$ - coefficients de frottement d’adhérence entre les pièces à serrer $f=0,12$ 	
---	--

Dimensions des têtes de vis CHc :

d	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M16
pas	0,5	0,7	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2
a	2,5	3	4	5	6	8	10	14
h	3	4	5	6	8	10	12	16
D	5,5	7	8,5	10	13	16	18	24
L	12	14	16	18	22	26	30	38
	16	14						
18	12	14	16					
20	12	14	16	18				
30	12	14	16	18	22	26		
40		14	16	18	22	26	30	
50			16	18	22	26	30	38
60				18	22	26	30	38
70					22	26	30	28
80						26	30	38



Questions :

1. Comparer l'effort de mise en tension du fût (corps) d'une vis par un écrou pour le couple de serrage de 120 Nm avec l'effort maximal admissible de mise en tension d'une telle vis. En déduire le coefficient de sécurité dans chaque vis.
2. Evaluer l'effort moyen de maintien en position généré par le serrage des 10 vis à 120 N.m sur la surface, puis en déduire le couple transmissible par adhérence sur cette surface. Conclure sur son intensité par rapport aux performances du moteur.

ETUDE 3 : ETUDE DU CONTACT ENTRE GALET ET CAME - (barème indicatif : 6 points)

Les 10 pistons, **de diamètre 15 mm** agissent sur les galets qui tournent contre la came, entraînant ainsi l'arbre de transmission.

L'objet de cette partie consiste à vérifier ce contact modélisé par une approche Hertzienne.

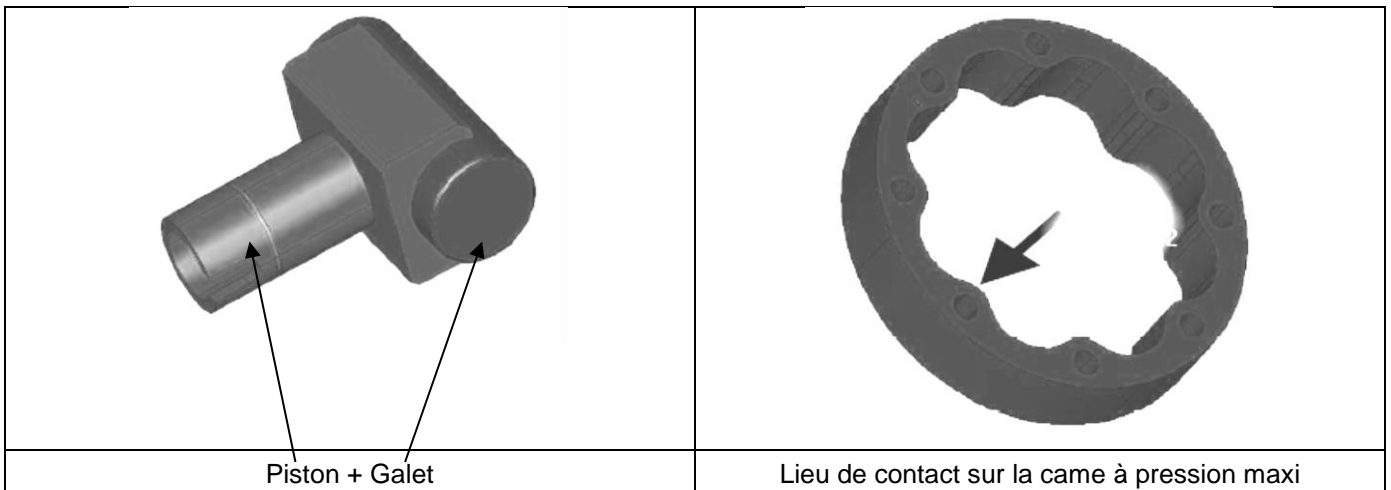
Le galet est dimensionné de manière à avoir le diamètre maxi qui garantisse une non interférence avec le profil de la came et à utiliser au maximum, l'espace axial disponible.

Le galet a les dimensions suivantes : $\varnothing 19,5$ mm, longueur 30 mm.

Une étude approfondie montre que le point plus sollicité est situé à la position la plus basse du piston, lorsque l'effort normal de contact est dans l'axe du piston (voir figure ci-dessous). A ce niveau, la came a un rayon de courbure de 20 mm.

Les calculs concernant le galet seront ici effectués pour la **pression maximale sur les pistons** (cf tab. en bas de page 3)

Les galets et la came seront supposés en acier ($E = 2.10^5$ MPa - $\nu = 0,3$) avec traitement thermique pour une dureté requise en surface.



Questions :

- 1- Démontrer que l'effort normal au point considéré pour la pression maximale d'utilisation est $N = 7952 \text{ N}$ (rappel : $1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$ et $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$)
- 2- Déterminer les dimensions de la surface de contact correspondante et en déduire la pression maximale de contact : qu'en pensez-vous ?
- 3- Déterminer la profondeur sur laquelle doit agir le traitement thermique conférant une pression admissible compatible avec les conditions de fonctionnement.

ETUDE 4 : MODIFICATION DE LA LIAISON ENCASTREMENT CAME/CARTER PAR FRETTAGE
(barème indicatif : 6 pts)

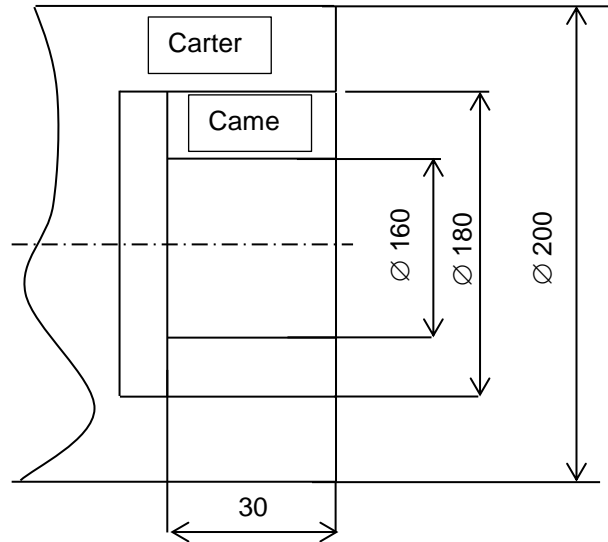
On souhaite étudier la faisabilité du frettage de la came dans le carter.

Données :

- Couple transmissible par la liaison frettée $C_a = 1500 \text{ N.m}$

Tableau des IT :

$\varnothing 180$	IT (μm)
Qualité 6	25
Qualité 7	40



La came est réalisée en acier allié traité à cœur ($E_1 = 210000 \text{ MPa}$; $\nu_1 = 0,3$; $Re = 850 \text{ MPa}$) tandis que le carter est en acier moulé ($E_2 = 210000 \text{ MPa}$; $\nu_2 = 0,3$; $Re = 400 \text{ MPa}$).

On souhaite donc étudier les caractéristiques de ce frettage.

Le couple à transmettre par cet assemblage est de 1500 Nm . On peut compter sur un coefficient d'adhérence $f = 0,15$. On prendra un coefficient de sécurité par rapport au glissement $\nu_{gl} = 1,2$.

La géométrie de l'assemblage est définie sur le schéma ci-dessus.

Prendre $\Delta R_a = 3.(R_{a1} + R_{a2})$ avec $R_{a2} = 2.R_{a1} = 1,6 \mu\text{m}$

Déterminer :

- 4.1 – La pression minimale de frettage p_{\min}
- 4.2 – Le serrage minimal Δd_{\min}
- 4.3 – Le serrage maximal Δd_{MAX} en fonction des qualités arbre et alésage
- 4.4 – La pression maximale de frettage p_{MAX}
- 4.5 – La contrainte équivalente de Von Mises sur la came et dans le carter : discuter des valeurs obtenues. On prendra un coefficient de sécurité $s = 1,25$ (recommandation norme par rapport aux assemblages frettés).
- 4.5 – Le serrage réel $\Delta d_{\text{réel}}$ et en déduire la température d'échauffement du carter (dilatation) pour le montage de la came avec le jeu adapté : analyser et discuter la valeur obtenue.