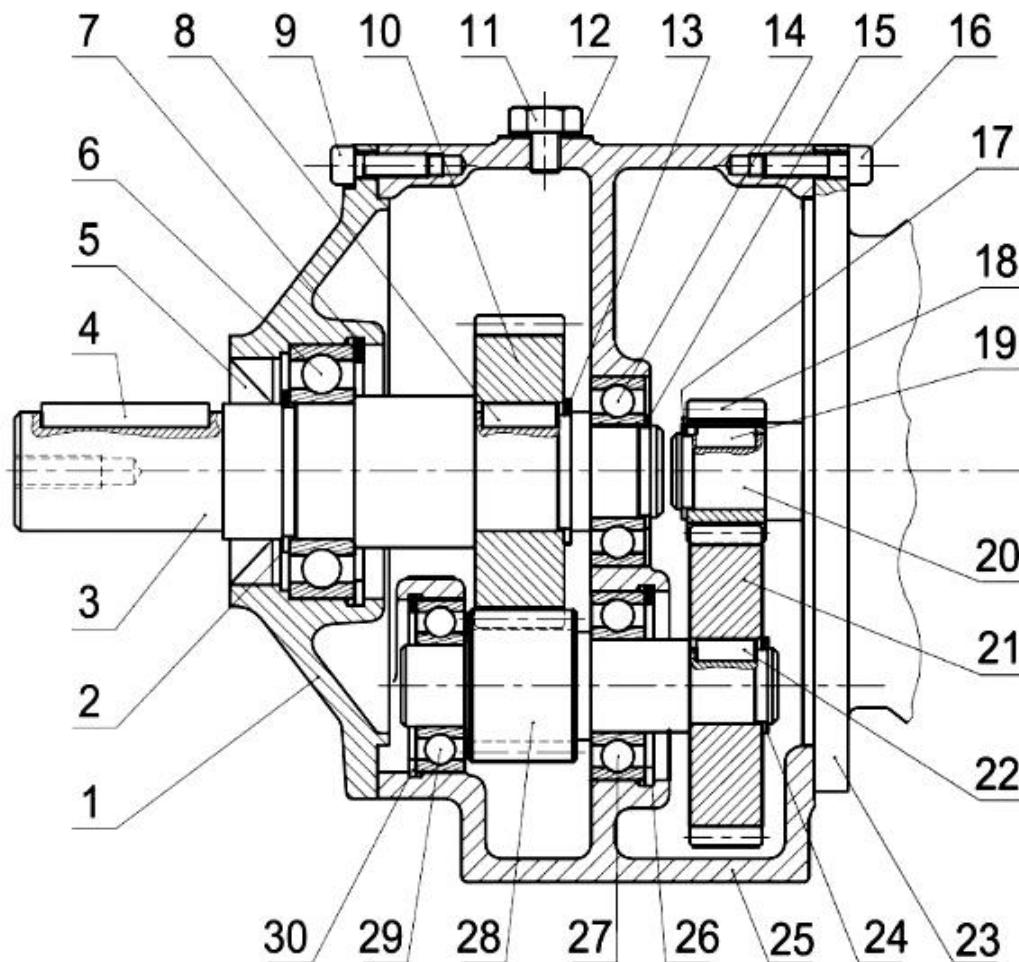


## REDUCTEUR BCI

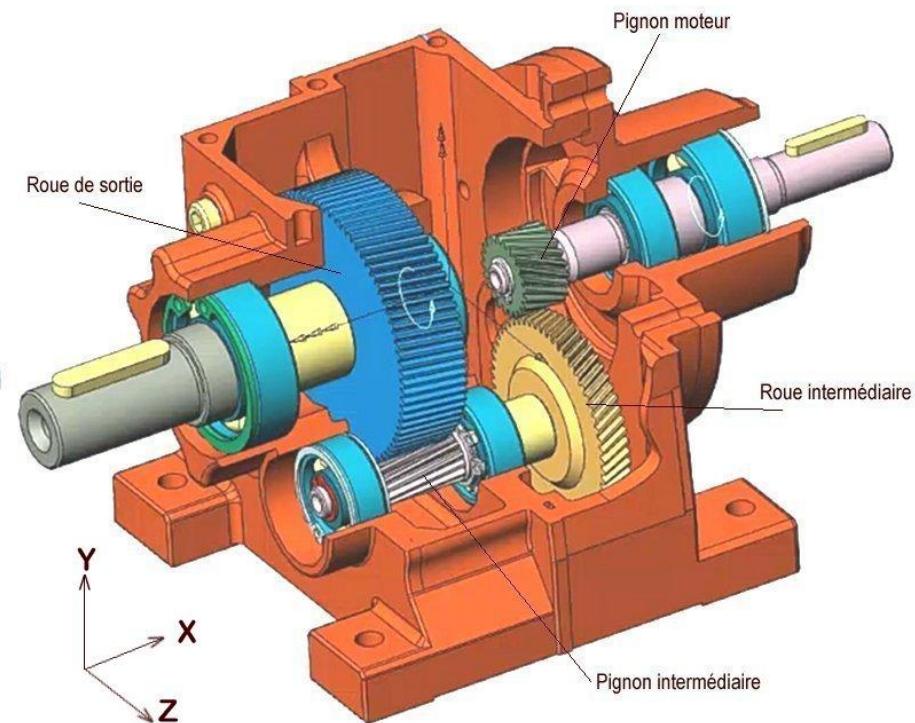
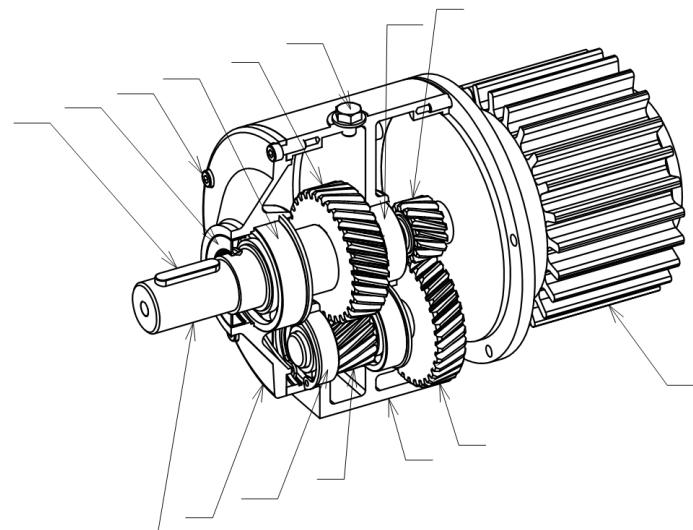
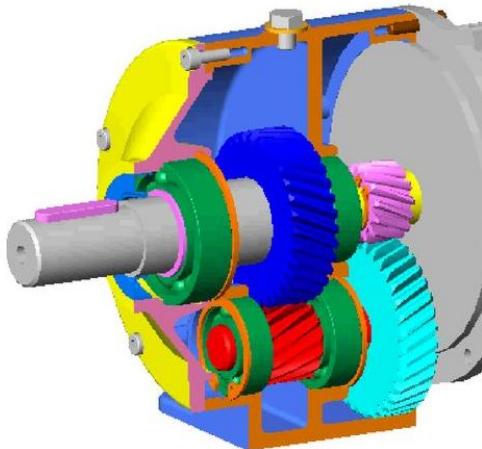
Dans la plupart des applications les engrenages fonctionnent en réducteur de vitesse ( réduction de la vitesse et augmentation du couple )

Un train d'engrenages est dit simple ( ou ordinaire ) lorsque toutes les roues dentées tournent autour d'un axe fixe par rapport au bâti. ( partie fixe )



<b>1</b>	Couvercle	<b>13</b>	Anneau élastique	<b>25</b>	Carter
<b>2</b>	Anneau élastique	<b>14</b>	Roulement à billes	<b>26</b>	Anneau élastique
<b>3</b>	Arbre de sortie	<b>15</b>	Anneau élastique	<b>27</b>	Roulement à billes
<b>4</b>	Clavette	<b>16</b>	Vis	<b>28</b>	Pignon intermédiaire( Z = 15 dents m = 1,5)
<b>5</b>	Joint à lèvres	<b>17</b>	Anneau élastique	<b>29</b>	Roulement à billes
<b>6</b>	Roulement à billes	<b>18</b>	Pignon moteur ( Z = 14 dents m = 1,5)	<b>30</b>	Anneau élastique
<b>7</b>	Anneau élastique	<b>19</b>	Clavette		
<b>8</b>	Clavette	<b>20</b>	Arbre moteur		
<b>9</b>	Vis	<b>21</b>	Roue intermédiaire ( Z = 34 dents m = 1,5 )		
<b>10</b>	Roue de sortie ( Z = 33 dents m = 1,5 )	<b>22</b>	Clavette		
<b>11</b>	Vis	<b>23</b>	Support moteur		
<b>12</b>	Rondelle	<b>24</b>	Anneau élastique		

1) A partir du dessin d'ensemble indiquez les repères des pièces sur la perspective ci-dessous.



2) Indiquer le nombre et la composition des classes d'équivalence

3) Réaliser le graphe des liaisons ( indiquer le nom, le centre et l'axe principal des liaisons

4) Réaliser le schéma cinématique technologique

5) Réaliser le schéma cinématique minimal

## POMPE A PISTONS AXIAUX

Les pompes à pistons appartiennent à la famille des pompes volumétriques car la mise en mouvement du fluide est obtenue par variation de volume d'une ou plusieurs chambres.

L'utilisation d'un bâillet et d'un plateau incliné permet de transformer le mouvement de rotation continu d'entrée en un mouvement de translation alternatif. La possibilité d'ajustement de l'inclinaison du plateau assure la fonction de réglage de la cylindrée ( i .e. le volume balayé pour un cycle ) de la pompe.

Suivant la technologie le mouvement d'entrée est soit lié au plateau, soit lié au bâillet.

### **1 - Schéma cinématique**

- 1) Définir les 4 classes d'équivalence du système : Bâti, Bâillet, Piston, Patin.
- 2) D'après l'analyse des surfaces de contact entre chacune des classes d'équivalence , déterminer la ou les "mobilité(s) apparente(s)"  
Définir une liaison cinématique normalisée ( dénomination, centre et/ou axe de la liaison ) pour chacune des interfaces entre les classes d'équivalence.
- 3) Tracer le graphe des liaisons de la pompe
- 4) Tracer le schéma cinématique de la pompe dans le plan du dessin d'ensemble.

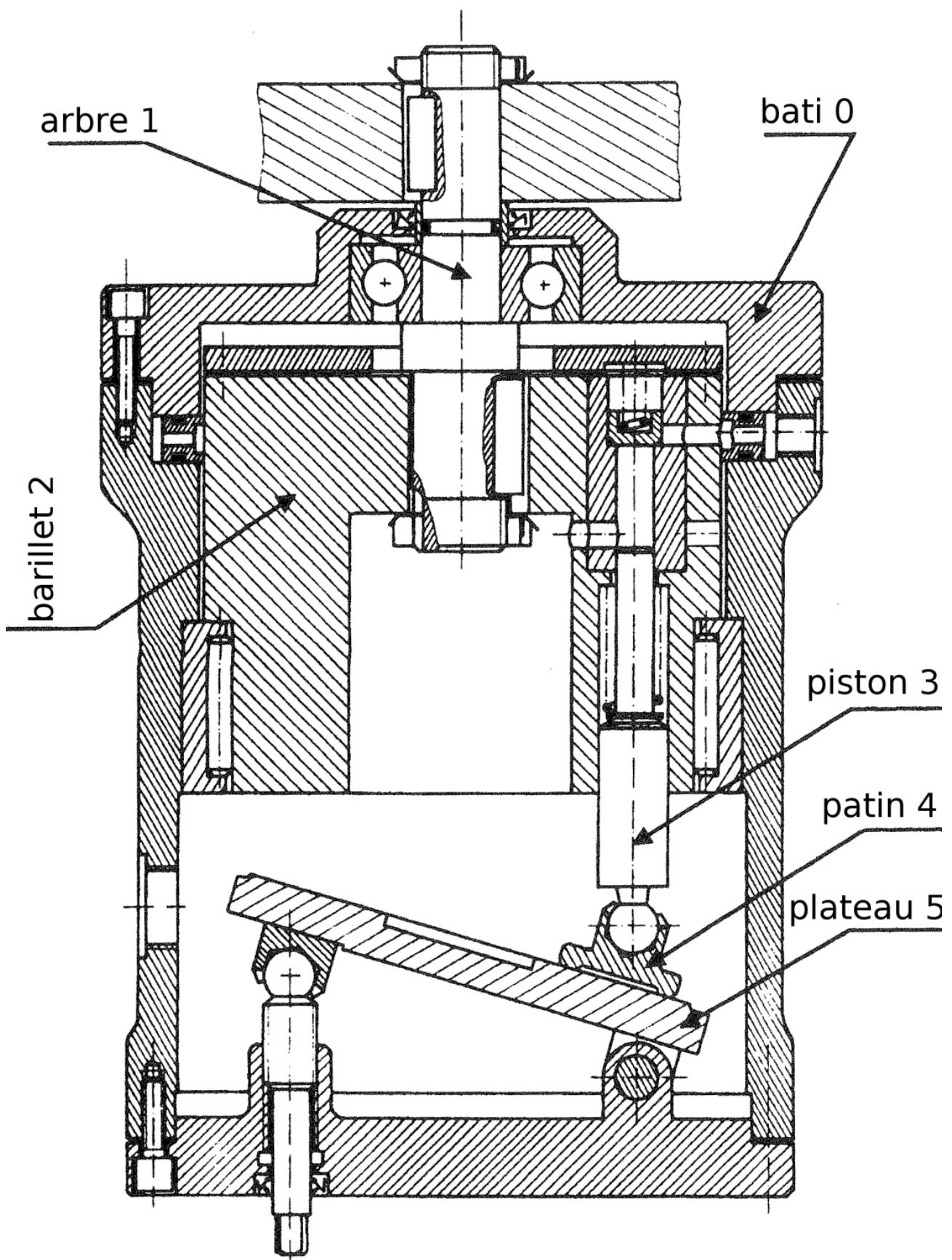
### **2 - Débit de la pompe**

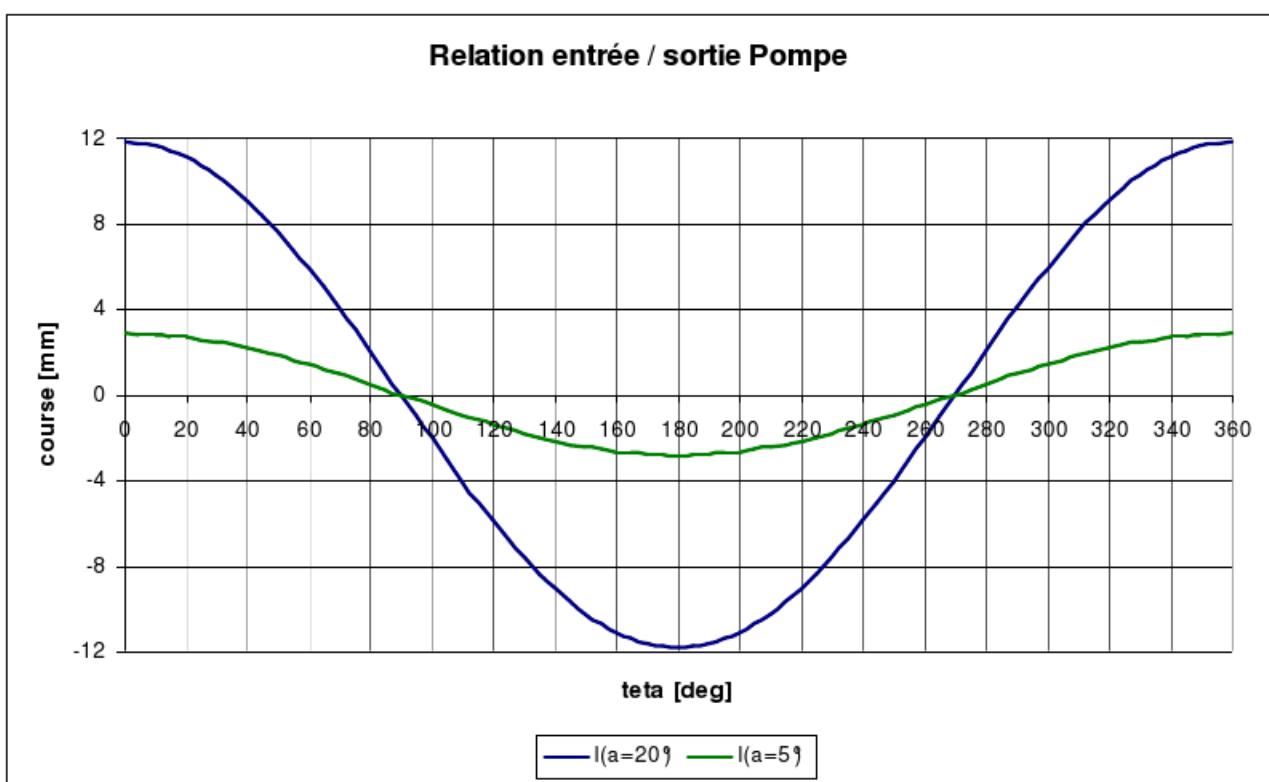
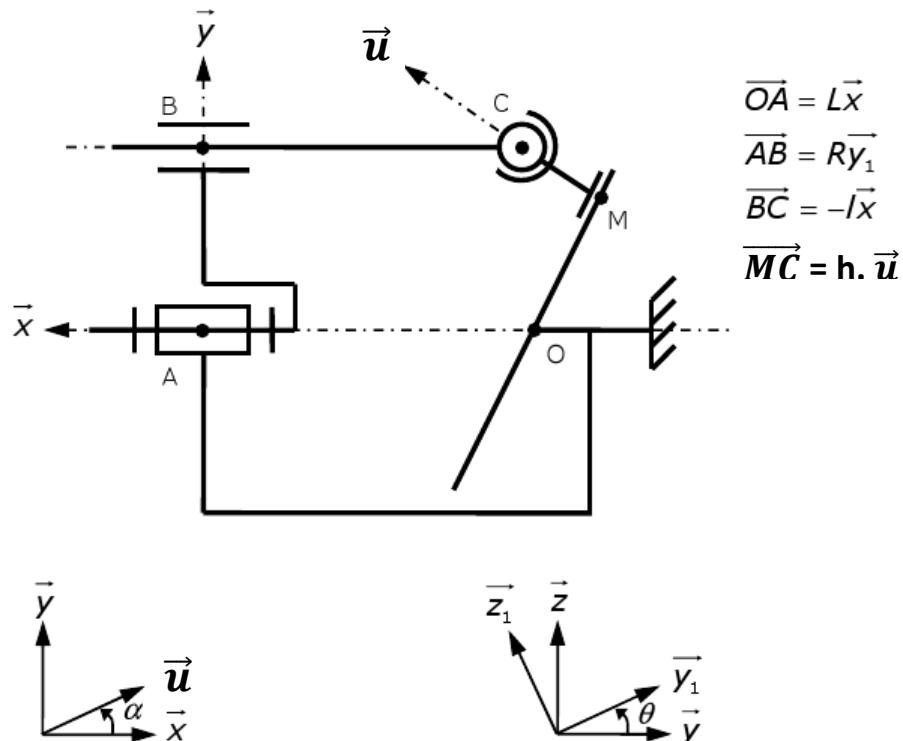
Par une analyse cinématique, en posant  $\alpha$  l'angle d'inclinaison du plateau ,  $\Theta$  l'angle de rotation de l'arbre moteur,  $R$  le rayon du bâillet et  $L$  la distance ( centre du plateau - nez du moteur ) on a :  
 $I(\Theta) = L + R.\cos(\Theta).\tan(\alpha)$

- 5) Comment s'appelle cette relation mathématique ?
- 6) A partir de l'équation, calculer la course d'un piston, et le volume balayé par ce même piston.
- 7) En déduire la cylindrée " $V_c$ " de la pompe pour " $n$ " pistons de section  $S$   
( AN :  $S = 60,13 \text{ mm}^2$ ;  $R = 32,5 \text{ mm}$  )
- 8) Calculer le débit moyen " $Q_{\text{moy}}$ " pour une vitesse de rotation du bâillet " $N$ "  
( AN :  $N = 2000 \text{ tr/mn}$  )

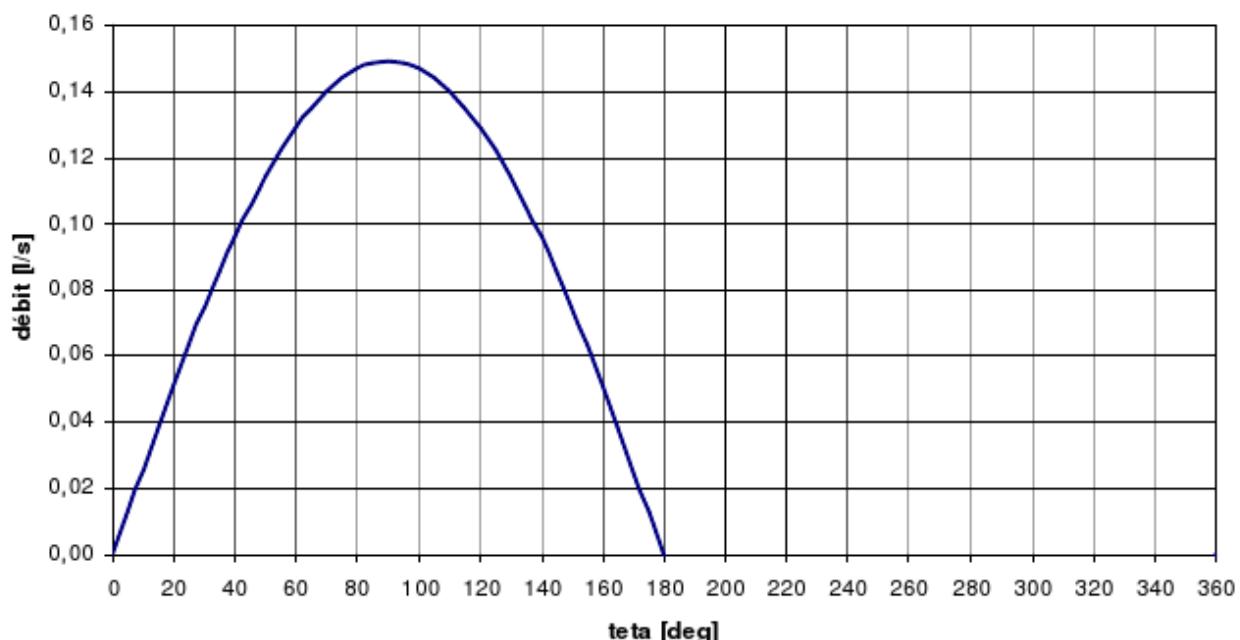
### **3 - Débit instantané de la pompe**

- 9) Sachant que  $q_i = S \frac{\partial l}{\partial t}$  et que  $\Theta = \omega \cdot t$ , calculer le débit instantané  $q_i$  d'un seul piston.
- 10) En déduire le débit  $Q_i$  instantané de la pompe (l'allure de la courbe )  
*Pour information, on trouve numériquement  $Q_i = 0,29 \text{ L/s}$*

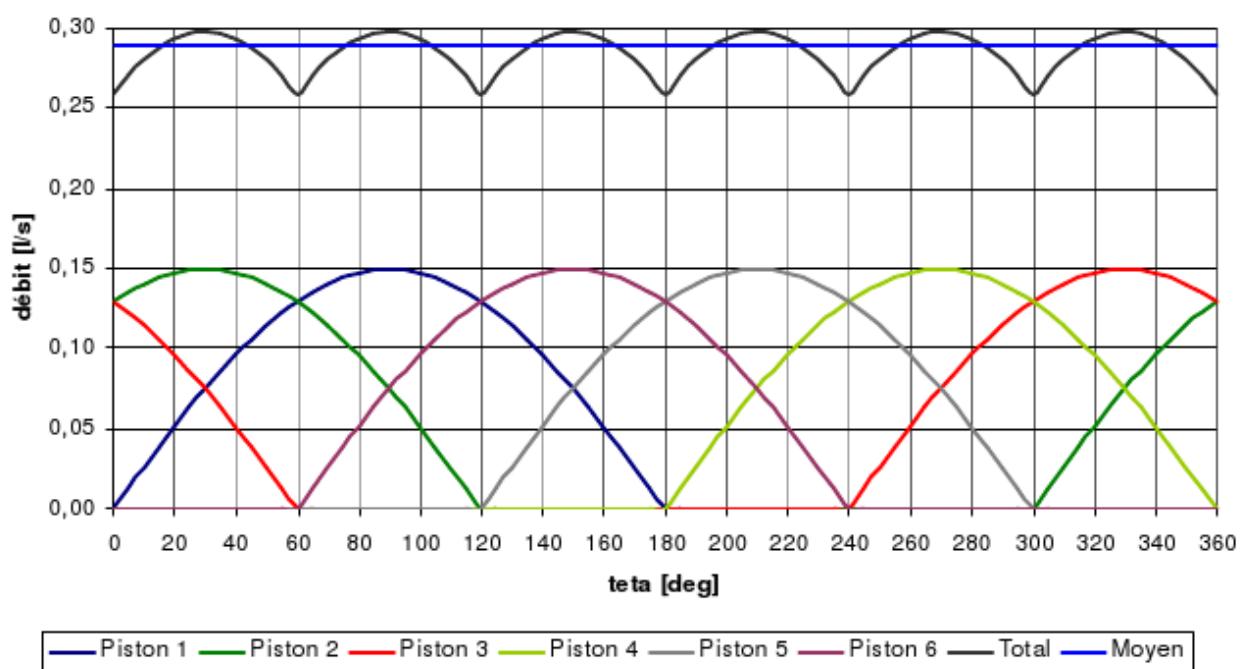




### Débit instantané à 2000 tr/mn



### Débit instantané de la pompe à 2000 tr/mn



## COMPRESSEUR A PISTON - SYSTEME BIELLE-MANIVELLE

Les compresseurs à piston ( type bielle-manivelle) sont utilisés, entre autre, dans les machines frigorifiques domestiques. Dans ce contexte, il participe au cycle thermodynamique du fluide qui l'alimente.

Ce type de compresseur agit sur la variation de volume d'une chambre afin d'augmenter la pression et la température du fluide contenu dans celle-ci.

Le fonctionnement est basé sur le mécanisme de transformation de mouvement nommé "bielle-manivelle"; le mouvement de rotation continu en entrée est transformé en mouvement de translation alternatif à la sortie.

### **1 - Schéma cinématique provisoire**

- 1) Définir les 4 classes d'équivalence du système de transformation de mouvement  
Bati, Vilebrequin, Bielle, Piston
- 2) D'après l'analyse des surfaces de contact entre chacune des classes d'équivalence, déterminer la ou les "mobilité(s) apparente(s)".  
Définir une liaison cinématique normalisée ( dénomination, centre et/ou axe de la liaison ) pour chacune des interfaces entre les classes d'équivalence.
- 3) Tracer le graphe des liaisons du mécanisme de transformation de mouvement.
- 4) Tracer le schéma cinématique du mécanisme dans le plan du dessin d'ensemble.

### **2 - Liaison Bâti / Vilebrequin**

- 5) Quels composants participent à cette liaison ?
- 6) Comment est réalisé l'arrêt en translation de cette liaison ?
- 7) Quel est le rôle de la clavette (16) ?

### **3 - Jeux de fonctionnement**

- 8) Dans le tableau ci-après, renseigner les valeurs des intervalles de tolérance pour chacun des ajustements spécifiés

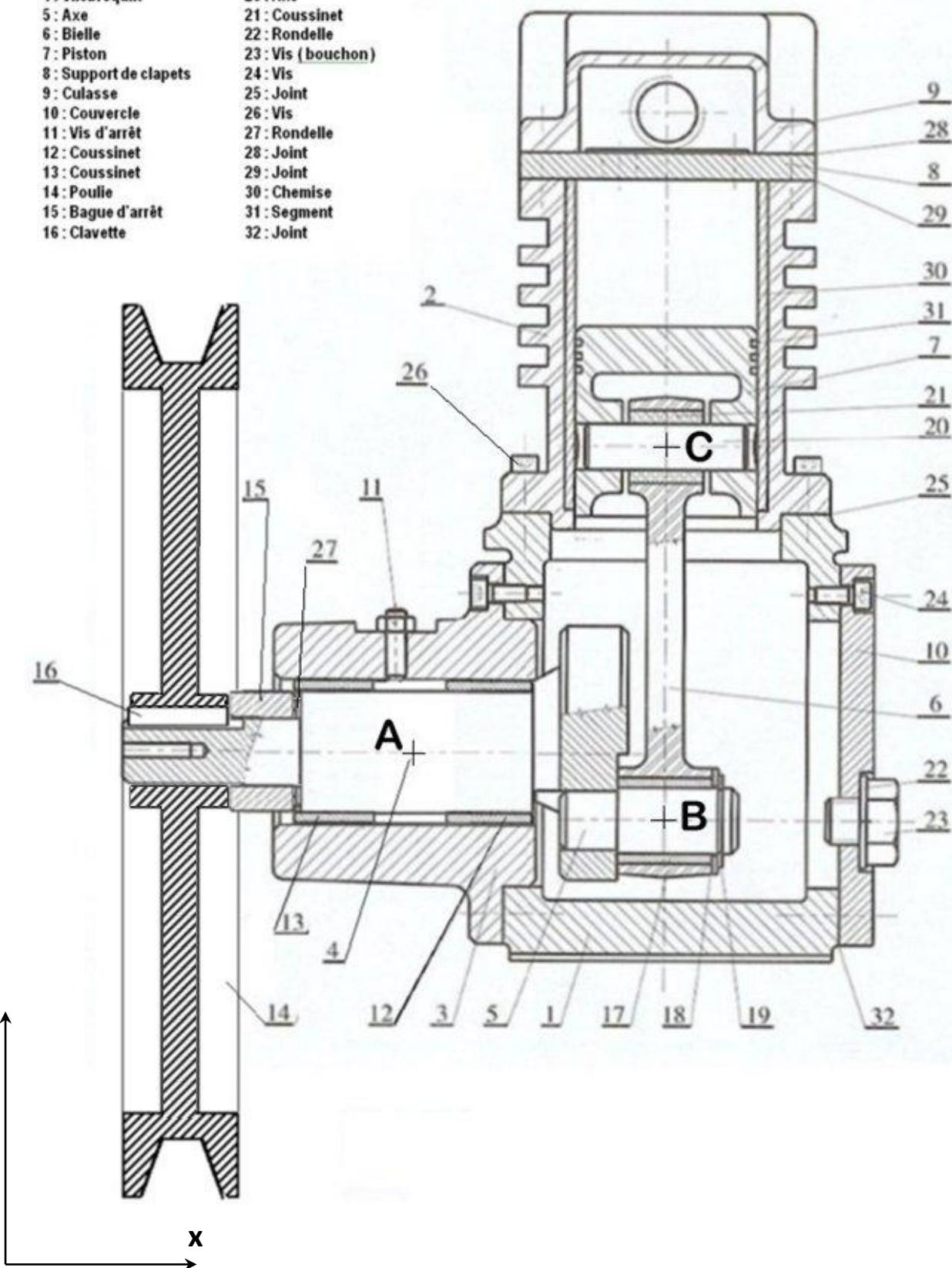
	Ajustement	Tolérance alésage ( $\mu\text{m}$ )	Tolérance arbre ( $\mu\text{m}$ )
Vilebrequin / Coussinets 12-13	18 H8 f7		
Bati / Coussinets 12-13	22 H7 p6		
Vilebrequin / Coussinet 17	15 H8 f7		
Bielle / Coussinet 17	18 H7 p6		
Bielle / Coussinet 21	15 H7 p6	0 / +18	+29 / +18
Axe 20 / Coussinet 21	12 H8 f7	0 / +27	-16 / -34
Axe 20 / Piston	12 H8 f7	0 / +27	-16 / -34
Piston /Chemise	40 H7 g6		

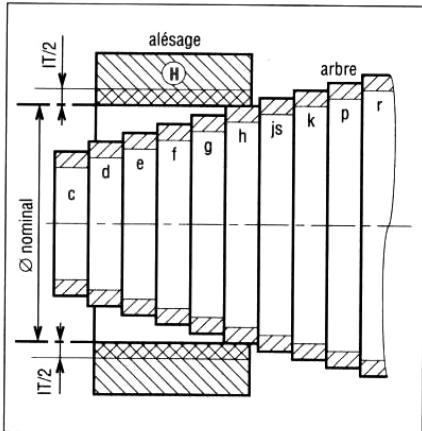
9) Dans le tableau ci-après, renseigner les valeurs des jeux fonctionnels et en déduire une modélisation des mobilités réelles pour chacune des liaisons

Liaison	Vilebrequin / Bielle	Bâti / Vilebrequin	Bielle / Piston		Piston / Bâti
J <sub>axial</sub> mini (mm)	0,1	0,1			∞
J <sub>axial</sub> maxi (mm)	0,3	0,3			∞
J <sub>radial</sub> mini (μm)					9
J <sub>radial</sub> maxi (μm)					50
L <sub>guidage</sub> (mm)	20	25 (x2)	11,5	31	49,5
D <sub>nominal</sub> (mm)	15	22	12		40
L/D			0,96	2,58	1,24
Rotulage maxi (deg)			0° 18mn 14s	0° 6mn 46s	0° 3mn 28s
Modèle cinématique			Sphérique ou rotule		

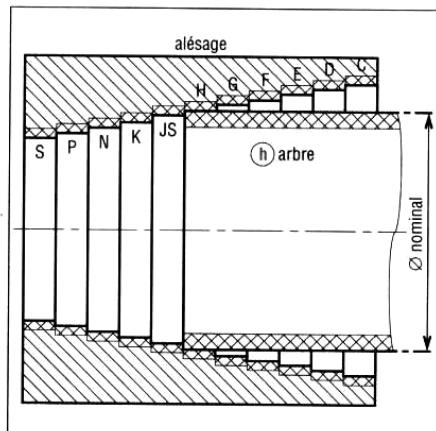
10) Tracer le nouveau graphe des liaisons ainsi que le schéma cinématique correspondant à la modélisation prenant en compte les jeux de fonctionnement en vue 3D

1 : Couvercle	17 : Coussinet
2 : Cylindre	18 : Rondelle
3 : Carter	19 : Anneau élastique
4 : Vilebrequin	20 : Axe
5 : Axe	21 : Coussinet
6 : Bielle	22 : Rondelle
7 : Piston	23 : Vis (bouchon)
8 : Support de clapets	24 : Vis
9 : Culasse	25 : Joint
10 : Couvercle	26 : Vis
11 : Vis d'arrêt	27 : Rondelle
12 : Coussinet	28 : Joint
13 : Coussinet	29 : Joint
14 : Poulie	30 : Chemise
15 : Bague d'arrêt	31 : Segment
16 : Clavette	32 : Joint





14. Système de l'alésage normal H.



15. Système de l'arbre normal h.

Extraits de tolérances ISO pour alésage (en microns : 1 µm = 0,001 mm)													
au-delà de à (inclus)	dimensions nominales (en mm)												
	1 3	3 6	6 10	10 18	18 30	30 50	50 80	80 120	120 180	180 250	250 315	315 400	
D10 ES	+60	+78	+98	+120	+149	+180	+220	+260	+305	+355	+400	+440	+480
EI	+20	+30	+40	+50	+65	+80	+100	+120	+145	+170	+190	+210	+230
E9 ES	+39	+50	+61	+75	+92	+112	+134	+159	+185	+215	+240	+265	+290
EI	+14	+20	+25	+32	+40	+50	+60	+72	+85	+100	+110	+125	+135
F8 ES	+20	+28	+35	+43	+53	+64	+76	+90	+106	+122	+137	+151	+165
EI	+ 6	+10	+13	+16	+20	+25	+30	+36	+43	+50	+56	+62	+68
G7 ES	+12	+16	+20	+24	+28	+34	+40	+47	+54	+61	+69	+75	+83
EI	+ 2	+ 4	+ 5	+ 6	+ 7	+ 9	+10	+12	+14	+15	+17	+18	+20
H6 ES	+6	+8	+9	+11	+13	+16	+19	+22	+25	+29	+32	+36	+40
EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H7 ES	+10	+12	+15	+18	+21	+25	+30	+35	+40	+46	+52	+57	+63
EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H8 ES	+14	+18	+22	+27	+33	+39	+46	+54	+63	+72	+81	+89	+97
EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H9 ES	+25	+30	+36	+43	+52	+62	+74	+87	+100	+115	+130	+140	+155
EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H10 ES	+40	+48	+58	+70	+84	+100	+120	+140	+160	+185	+210	+230	+250
EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H11 ES	+60	+75	+90	+110	+130	+160	+190	+220	+250	+290	+320	+360	+400
EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H12 ES	100	+120	+150	+180	+210	+250	+300	+350	+400	+460	+520	+570	+630
EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H13 ES	140	+180	+220	+270	+330	+390	+460	+540	+630	+720	+810	+890	+970
EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
J7 ES	+4	+6	+8	+10	+12	+14	+18	+22	+26	+30	+36	+39	+43
EI	-6	-6	-7	-8	-9	-11	-12	-13	-14	-16	-16	-18	-20
JS13 ±E	±70	±90	±110	±135	±165	±195	±230	±270	±315	±360	±405	±445	±485
K6 ES	+0	+2	+2	+2	+2	+3	+4	+4	+4	+5	+5	+7	+8
EI	-6	-6	-7	-9	-11	-13	-15	-18	-21	-24	-27	-29	-32
K7 ES	0	+3	+5	+6	+6	+7	+9	+10	+12	+13	+16	+17	+18
EI	-10	-9	-10	-12	-15	-18	-21	-25	-28	-33	-36	-40	-45
M7 ES	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
EI	-12	-12	-15	-18	-21	-25	-30	-35	-40	-46	-52	-57	-63
N7 ES	-4	-4	-4	-5	-7	-8	-9	-10	-12	-14	-14	-16	-17
EI	-14	-16	-19	-23	-28	-33	-39	-45	-52	-60	-66	-73	-80
P7 ES	-6	-8	-9	-11	-14	-17	-21	-24	-28	-33	-36	-41	-45
EI	-16	-20	-24	-29	-35	-42	-51	-59	-68	-79	-88	-98	-108

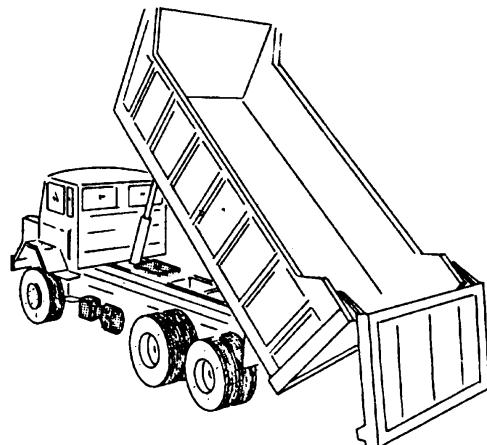
Extraits de tolérances ISO pour arbres (en microns : 1 μm = 0,001 mm)														
		dimensions nominales (en mm) NF EN 20286-2, ISO 286-2												
au-delà de à (inclus)		1 3	3 6	6 10	10 18	18 30	30 50	50 80	80 120	120 180	180 250	250 315	315 400	400 500
d9	es	-20	-30	-40	-50	-65	-80	-100	-120	-145	-170	-190	-210	-230
	ei	-45	-60	-76	-93	-117	-142	-174	-207	-245	-285	-320	-350	-385
d10	es	-20	-30	-40	-50	-65	-80	-100	-120	-145	-170	-190	-210	-230
	ei	-60	-78	-98	-120	-149	-180	-220	-260	-305	-355	-400	-440	-480
d11	es	-20	-30	-40	-50	-65	-80	-100	-120	-145	-170	-190	-210	-230
	ei	-80	-105	-130	-160	-195	-240	-290	-340	-395	-460	-510	-570	-630
e7	es	-14	-20	-25	-32	-40	-50	-60	-72	-85	-100	-110	-125	-135
	ei	-24	-32	-40	-50	-61	-75	-90	-107	-125	-146	-162	-182	-198
e8	es	-14	-20	-25	-32	-40	-50	-60	-72	-85	-100	-110	-125	-135
	ei	-28	-38	-47	-59	-73	-89	-106	-126	-148	-172	-191	-214	-232
e9	es	-14	-20	-25	-32	-40	-50	-60	-72	-85	-100	-110	-125	-135
	ei	-39	-50	-61	-75	-92	-112	-134	-159	-185	-215	-240	-265	-290
f6	es	-6	-10	-13	-16	-20	-25	-30	-36	-43	-50	-56	-62	-68
	ei	-12	-18	-22	-27	-33	-41	-49	-58	-68	-79	-88	-98	-108
f7	es	-6	-10	-13	-16	-20	-25	-30	-36	-43	-50	-56	-62	-68
	ei	-16	-22	-28	-34	-41	-50	-60	-71	-83	-96	-108	-119	-131
f8	es	-6	-10	-13	-16	-20	-25	-30	-36	-43	-50	-56	-62	-68
	ei	-20	-28	-35	-43	-53	-64	-76	-90	-106	-122	-137	-151	-165
g5	es	-2	-4	-5	-6	-7	-9	-10	-12	-14	-15	-17	-18	-20
	ei	-6	-9	-11	-14	-16	-20	-23	-27	-32	-35	-40	-43	-47
g6	es	-2	-4	-5	-6	-7	-9	-10	-12	-14	-15	-17	-18	-20
	ei	-8	-12	-14	-17	-20	-25	-29	-34	-39	-44	-49	-54	-60
h5	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-4	-5	-6	-8	-9	-11	-13	-15	-18	-20	-23	-25	-27
h6	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-6	-8	-9	-11	-13	-16	-19	-22	-25	-29	-32	-36	-40
h7	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-10	-12	-15	-18	-21	-25	-30	-35	-40	-46	-52	-57	-63
h8	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-14	-18	-22	-27	-33	-39	-46	-54	-63	-72	-81	-89	-97
h9	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-25	-30	-36	-43	-52	-62	-74	-87	-100	-115	-130	-140	-155
h10	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-40	-48	-58	-70	-84	-100	-120	-160	-185	-210	-230	-250	-250
h11	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-60	-75	-90	-110	-130	-160	-190	-220	-250	-290	-320	-360	-400
h13	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-140	-180	-220	-270	-330	-390	-460	-540	-630	-720	-810	-890	-970
j6	es	+4	+6	+7	+8	+9	+11	+12	+13	+14	+16	+16	+18	+20
	ei	-2	-2	-2	-3	-4	-5	-7	-9	-11	-13	-16	-18	-20
j7	es	+6	+8	+10	+12	+13	+15	+18	+20	+22	+25	+26	+29	+31
	ei	-4	-4	-5	-6	-8	-10	-12	-15	-18	-21	-26	-28	-32
js5		±2	±2,5	±3	±4	±4,5	±5,5	±6,5	±7,5	±9	±10	11,5	±12,5	±13,5
js6		±3	±4	±4,5	±5,5	±6,5	±8	±9,5	±11	12,5	±14,5	±16	±18	±20
js7		±5	±6	±7,5	±9	±10,5	±12,5	±15	±17,5	±20	±23	±26	±28,5	±31,5
js9		±12,5	±15	±18	±21,5	±26	±31	±37	±43,5	±50	±57,5	±65	±70	±77,5
js11		±30	±37,5	±45	±55	±65	±80	±95	±110	±125	±145	±160	±180	±200
js13		±70	±90	±110	±135	±165	±195	±230	±270	±315	±360	±405	±445	±485
k5	es	+4	+6	+7	+9	+11	+13	+15	+18	+21	+24	+27	+29	+32
	ei	0	+1	+1	+1	+2	+2	+2	+3	+3	+4	+4	+4	+5
k6	es	+6	+9	+10	+12	+15	+18	+21	+25	+28	+33	+36	+40	+45
	ei	0	+1	+1	+1	+2	+2	+2	+3	+3	+4	+4	+4	+5
m6	es	+8	+12	+15	+18	+21	+25	+30	+35	+40	+46	+52	+57	+63
	ei	+2	+4	+6	+7	+9	+11	+13	+15	+17	+20	+21	+23	+23
m7	es	+12	+16	+21	+25	+29	+34	+41	+48	+55	+63	+72	+78	+86
	ei	+2	+4	+6	+7	+8	+9	+11	+13	+15	+17	+20	+21	+23
n5	es	+8	+13	+16	+20	+24	+28	+33	+38	+45	+51	+57	+62	+67
	ei	+4	+8	+10	+12	+15	+17	+20	+23	+27	+31	+34	+37	+40
n6	es	10	+16	+19	+23	+28	+33	+39	+45	+52	+60	+66	+73	+80
	ei	+4	+8	+10	+12	+15	+17	+20	+23	+27	+31	+34	+37	+40
p6	es	+12	+20	+24	+29	+35	+42	+51	+59	+68	+79	+88	+98	+108
	ei	+6	+12	+15	+18	+22	+26	+32	+37	+43	+50	+56	+62	+68

## POMPE HYDRAULIQUE PHP15

### Présentation du mécanisme

#### Contexte d'utilisation

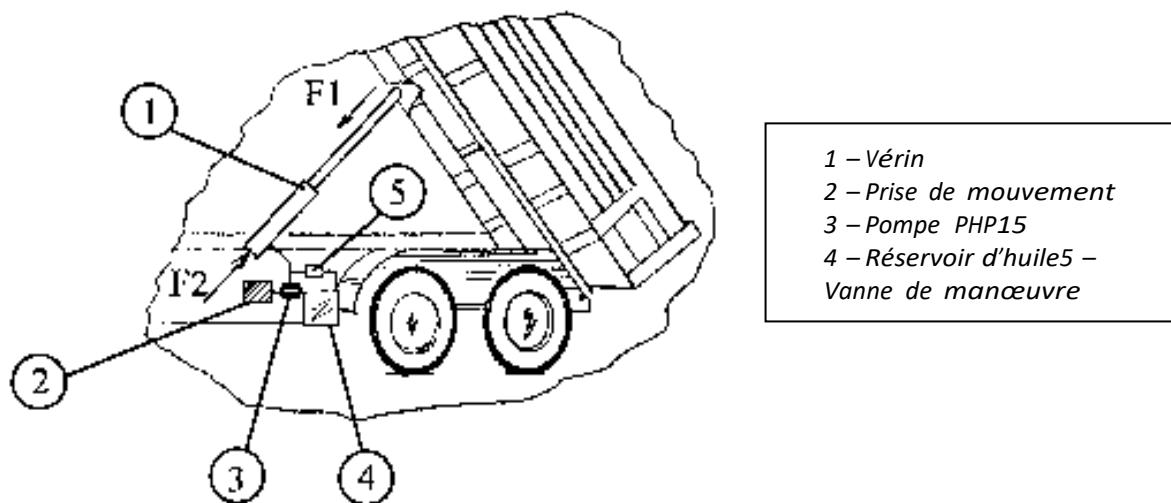
Dans cette application la pompe PHP15 fait partie intégrante d'un ensemble hydraulique destiné au fonctionnement d'une benne basculante de chantier. Ces engins sont généralement employés pour le transport de matériaux et le terrassement.



La benne basculante est fixée ou attelée au tracteur (porteur routier).

### Architecture du circuit hydraulique

Le basculement de la benne est obtenu par le déplacement du piston du vérin (1) qui est l'actionneur qui transforme la puissance hydraulique en puissance mécanique.



La pression hydraulique est fournie par la pompe PHP15 (3) qui joue le rôle principal de générateur de puissance. Pour cette application la pression de refoulement de la pompe varie en fonction de la charge, sa valeur est comprise entre 130 et 300 bars

## **Motorisation de la pompe**

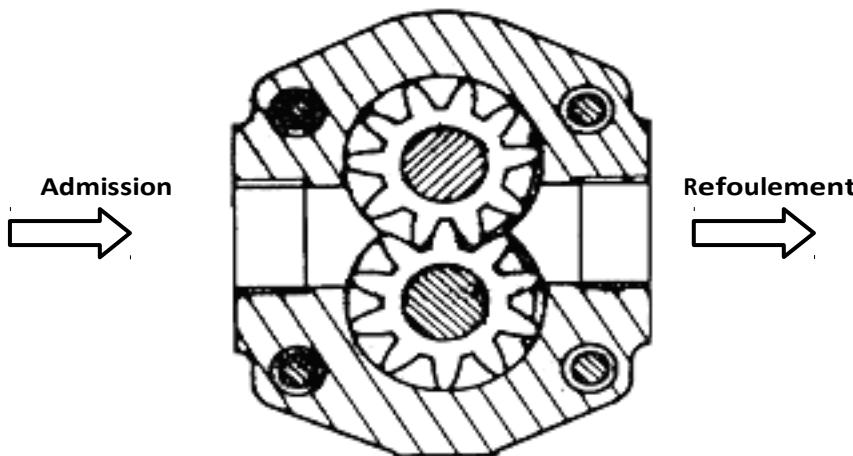
La pompe est entraînée en rotation par la prise de mouvement (2) généralement prélevée en sortie de boite de vitesse du groupe motopropulseur du tracteur.

La vitesse de rotation de la prise de mouvement détermine le débit d'huile refoulé par le générateur hydraulique PHP 15. On s'intéresse au régime suivant : La pompe tourne à une vitesse constante de 2500 tr/min soumis à un couple moteur de 100 N.m (valeur de couple atteinte pour une pression de refoulement de 300 bars). Pour les conditions d'utilisation décrites précédemment, le constructeur annonce une puissance hydraulique fournie d'environ 20,6 kW.

## **Mise en mouvement du fluide**

Cette pompe fait partie de la famille des pompes volumétriques, dont le principe est basé sur une mise en mouvement du fluide par variation du volume d'un chambre.

*Sur le schéma ci-dessous, indiquer le sens de rotation des arbres permettant l'admission et le refoulement du fluide.*



## **Rendement du système**

*Calculer le rendement de la pompe pour ce régime en particulier.*

*Quel(s) phénomène(s) justifie(s) l'essentiel de ces pertes ?*

## **Modélisation de la cinématique de la pompe**

*Répertorier les pièces 1, 7, 8, 11, 14 et 15 en classes d'équivalence.*

*D'après l'analyse des surfaces et des composants, définir une liaison cinématique normalisée d'un point de vue des mobilités apparentes (dénomination, centre et/ou axe de la liaison) pour chacune des interfaces entre les classes d'équivalence. Représenter ces liaisons sous la forme d'un graphe des liaisons et d'un schéma cinématique.*

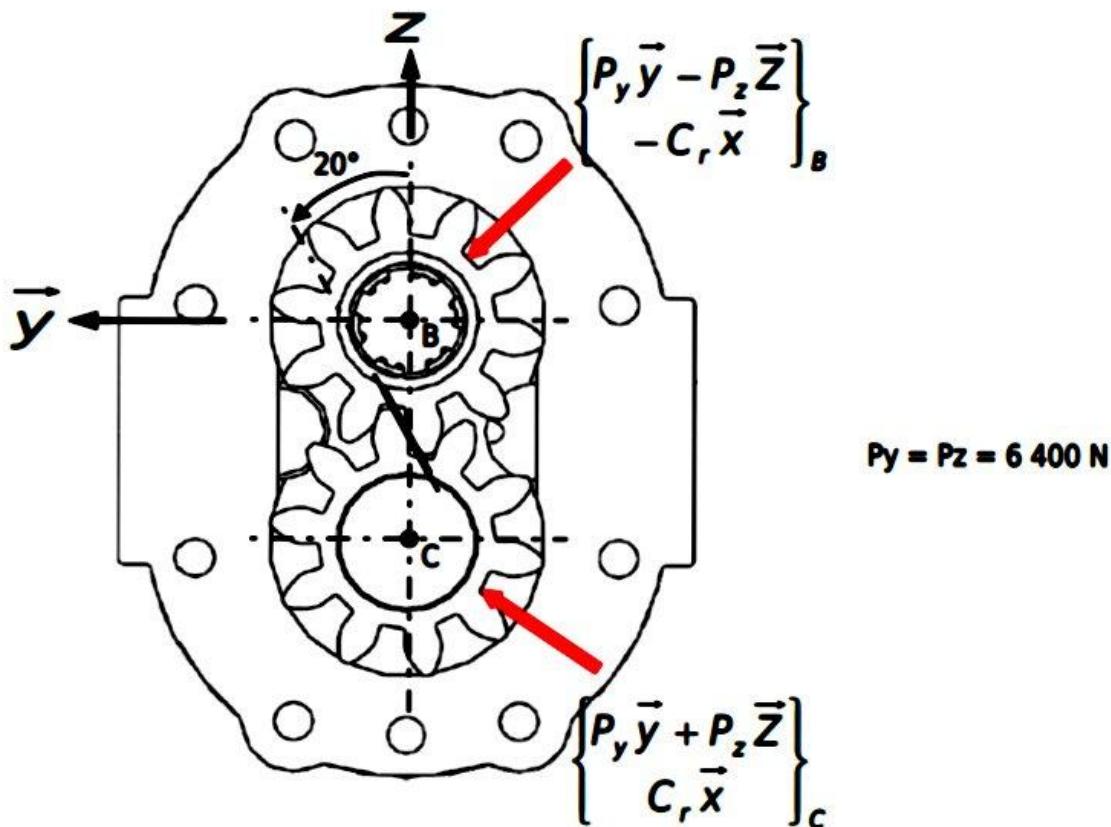
*D'après une analyse incluant les jeux fonctionnels nécessaires au fonctionnement des liaisons, établir la modélisation de l'architecture du mécanisme.*

*Déterminer le degré d'hyperstatisme de cette nouvelle modélisation.*

*Pourquoi doit-on garantir un bon contact plan/plan entre les roues et le bâti ?*

## Calcul des actions mécaniques dans le système

Les actions du fluide sur les roues 14 et 15 sont modélisées par des glisseurs. L'angle de pression de l'engrenage est de  $20^\circ$  :



Les actions de la gravité sur les pièces du mécanisme sont négligées devant les effets de la pression hydraulique.

*Quelle démarche adopter pour évaluer les actions de liaisons au niveau des coussinets 8 en fonction du couple moteur ?*

*Calculer le chargement des bagues. (On cherche  $Y_{B1}, Z_{B1}, Y_{B2}, Z_{B2}, Y_{C1}, Z_{C1}, Y_{C2}$  et  $Z_{C2}$ )*

## Dimensionnement des paliers de la pompe PHP 15

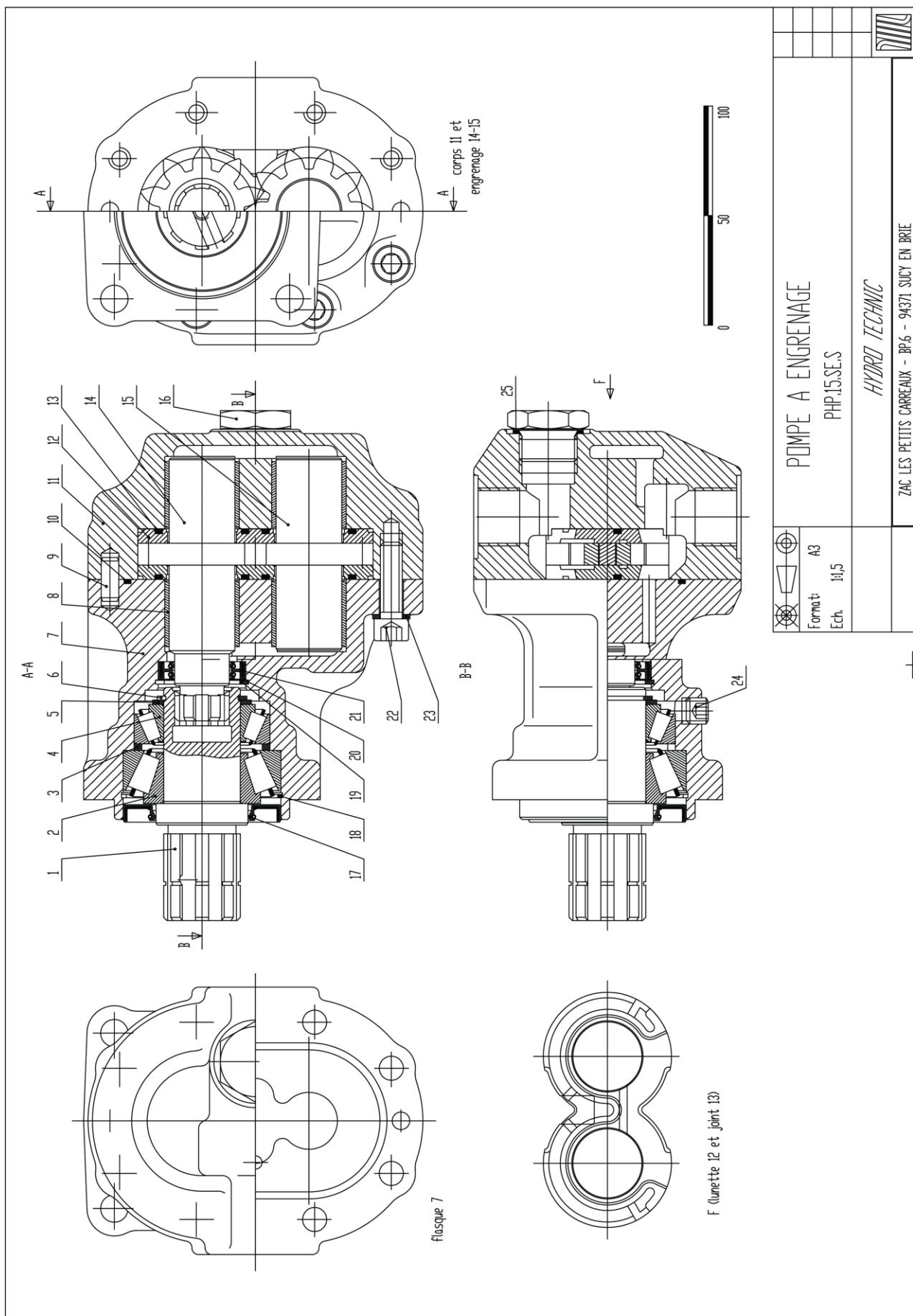
On souhaite sélectionner une seule référence pour les quatre paliers lisses de l'application PHP15 ; ce mécanisme est soumis aux conditions suivantes :

$$F_r < 5100 \text{ N pour } N = 2500 \text{ tr/min}$$

$$N_{max} = 3500 \text{ tr/min } d_{arbre} = 30 \text{ mm } l_{guidage} = 30 \text{ mm } h_{palier/roue} = 31 \text{ mm}$$

*Calculer la charge maximum, la vitesse linéaire maximum et la vitesse linéaire à la charge maximum.*

*Quelle est la valeur du produit P.V à ne pas dépasser pour convenir à l'application*



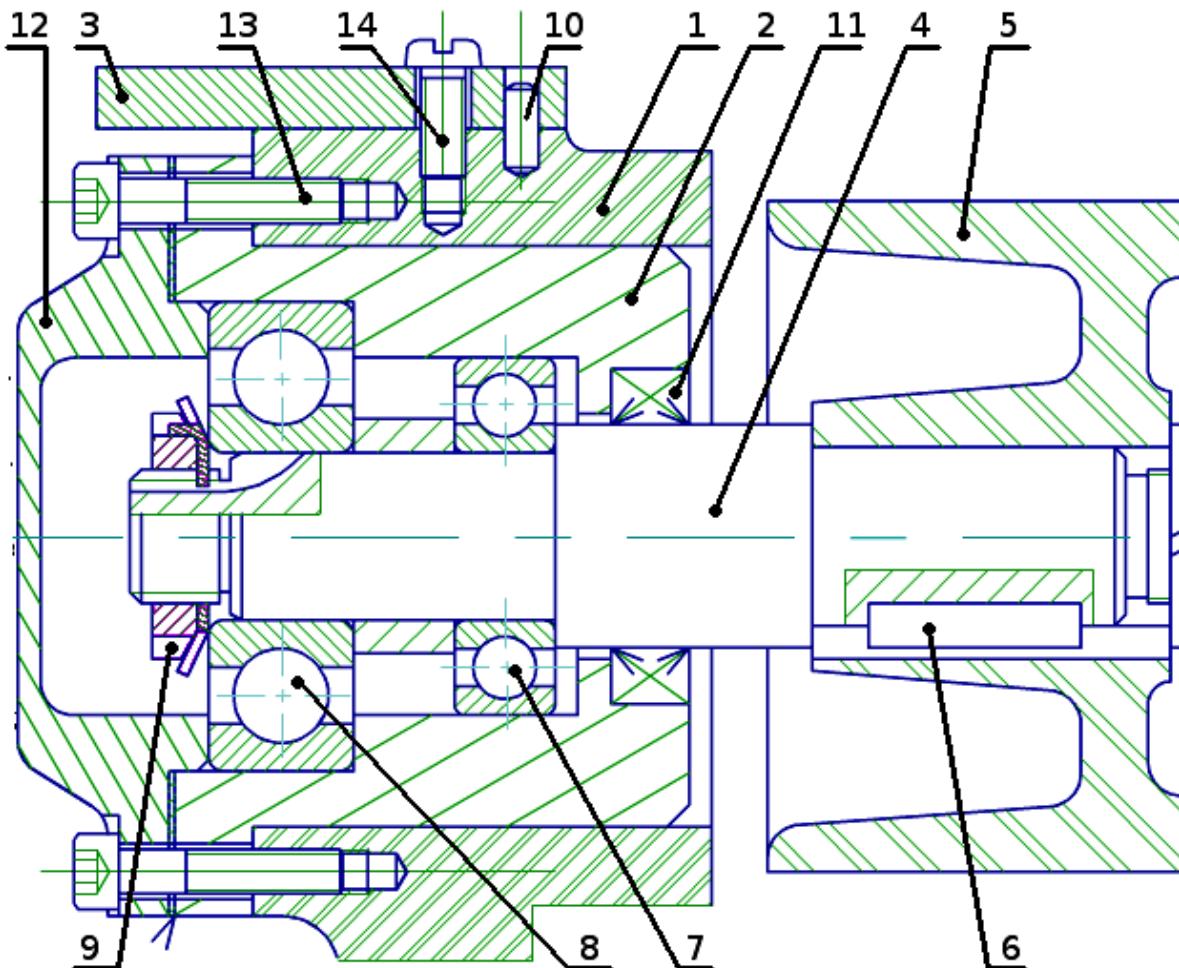
### Nomenclature de la pompe PHP15

Rep	Nb	Désignation	Matière	Observations
25	1	Joint		
24	1	Bouchon, vis sans tête HC, M 12x1,5-10		Conique
23	8	Rondelle		
22	8	Vis C HC, M10-35	Classe 12.8	NF E 25-112
21	1	Bague d'étanchéité		STEFA CK 25x40x8
20	1	Rondelle		
19	1	Circlips pour alésage 40x1,75		NF E 25-165
18	1	Jonc		
17	1	Bague d'étanchéité forme A		STEFA CB 42x72x8
16	1	Bouchon		filetage G 3/4
15	1	Roue menée	16 NC 6	cémenté 0,6-0,8 mm 60 HRC
14	1	Roue menante	16 NC 6	cémenté 0,6-0,8 mm 60 HRC
13	2	Joint de lunette		en 2 parties
12	2	Lunette	Cu Sn 8	
11	1	Corps	FGS 350-22	
10	1	Joint torique		SIMRIT OR 80,00-2,50
9	2	Goupille de positionnement		
8	4	Coussinet		
7	1	Flasque	FGS 350-22	
6	1	Circlips pour arbre 35x2,5		NF E 22-163
5	1	Rondelle	CC 35	
4	1	Roulement à rouleaux coniques		Réf. 32007
3	1	Rondelle	CC 35	
2	1	Roulement à rouleaux coniques		Réf. 32207
1	1	Arbre moteur	16 NC 6	cémenté 0,6-0,8 mm 60 HRC

## MONTAGES DE ROULEMENTS

### 1 - Montage 1 : Galet de ponceuse

Le système ci-dessous est un galet de ponceuse, il est représenté partiellement sur ce dessin d'ensemble. L'axe est guidé par deux roulements et supporte le galet, qui entraîne lui-même le système de ponçage. L'effort extérieur sur le galet est fixe par rapport au bâti.

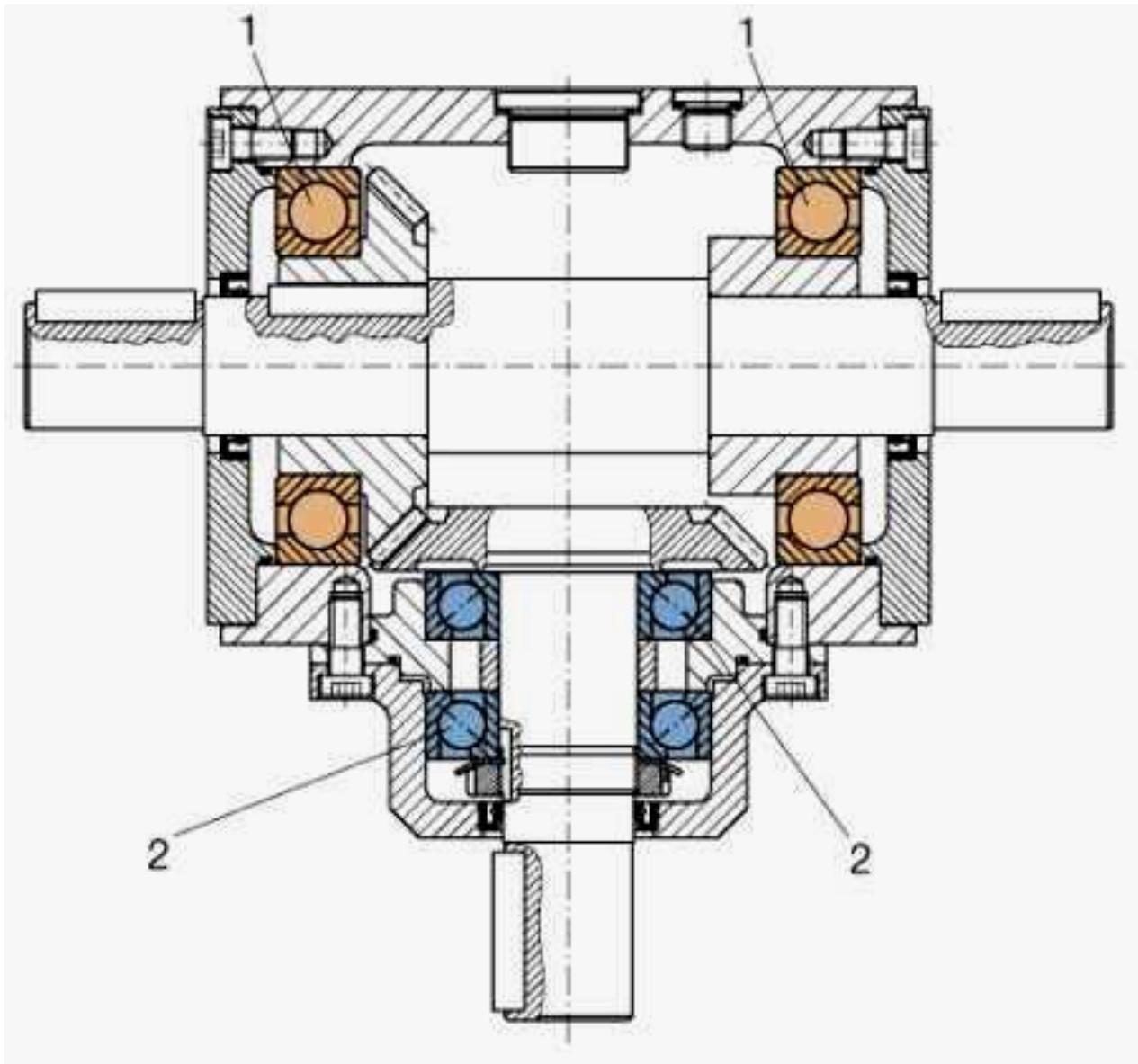


- 1) Justifier le serrage des bagues
- 2) Analyser les arrêts axiaux et déduire une modélisation de chaque roulement sous forme de liaison normalisée.  
Penser à écrire les classes d'équivalence et à les numérotter.
- 3) Pourquoi a-t-on besoin d'un écrou à encoches sur l'arbre à gauche ?
- 4) Comment peut-on appeler la pièce (12) ? Pourquoi y a-t-il un jeu axial entre (12) et (2) ?
- 5) Vérifier le montage :
  - que se passe-t-il si l'on pousse Axialement sur l'arbre ?
  - et si l'on tire ?
- 6) Justifier finalement que la liaison réalisée est bien un pivot ( calcul )

## **2 - Montage 2 : Réducteur à engrenages coniques**

Le système doit valider les fonctions :

- FP1 : Transmettre la puissance de l'arbre d'entrée vers l'arbre de sortie
- FC1 : Assurer la coïncidence des cônes à 0,5 mm près
- FC2 : Respecter l'encombrement réduit au niveau de l'arbre d'entrée.



Etude des deux montages :

7) Reprendre le raisonnement précédent pour étudier le guidage de l'arbre d'entrée et de l'arbre de sortie.

Etude de l'arbre d'entrée :

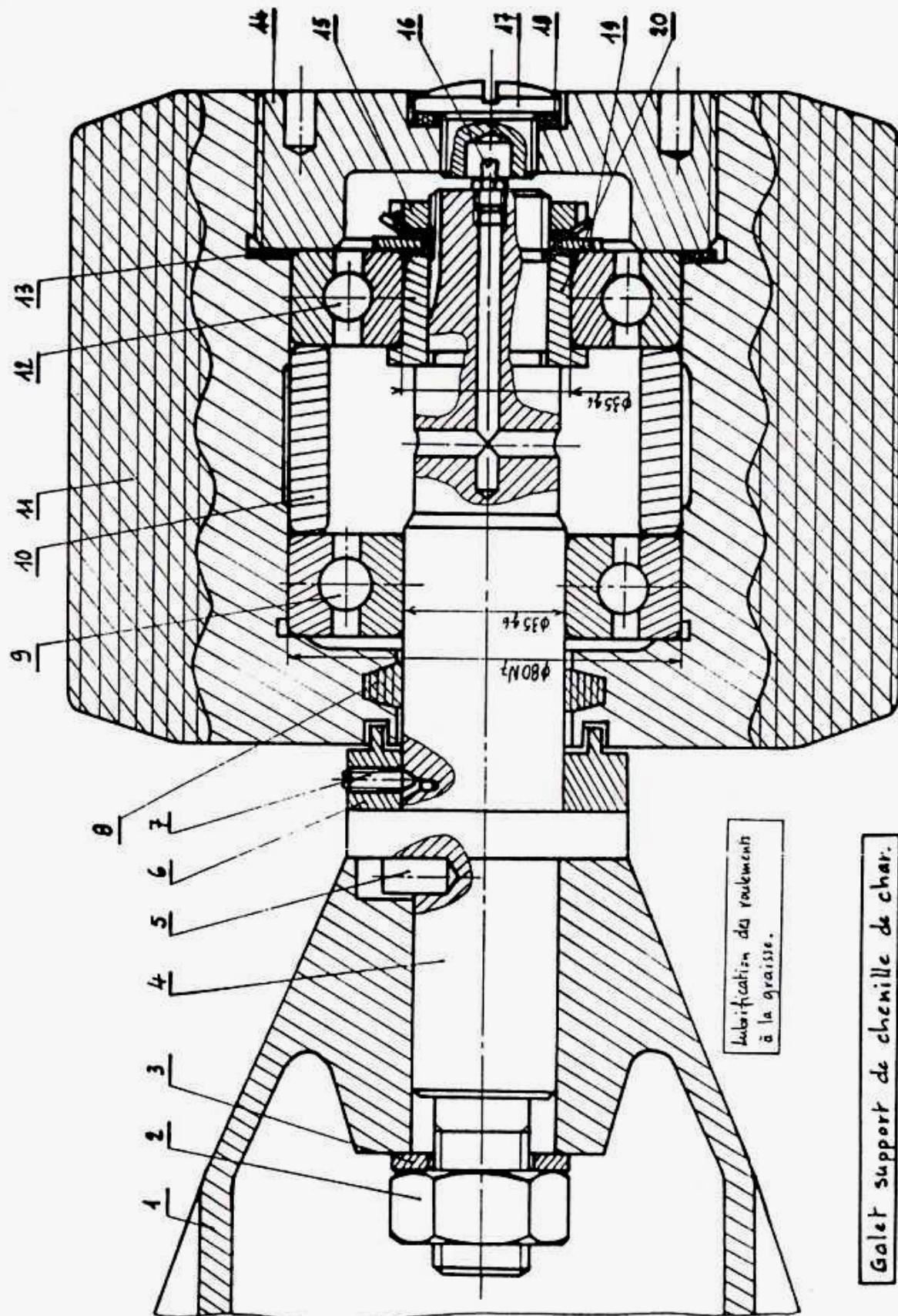
- 8) Pourquoi utiliser un montage en "O" ?
- 9) Doit-on régler le jeu axial ? A quoi sert l'entretoise ?

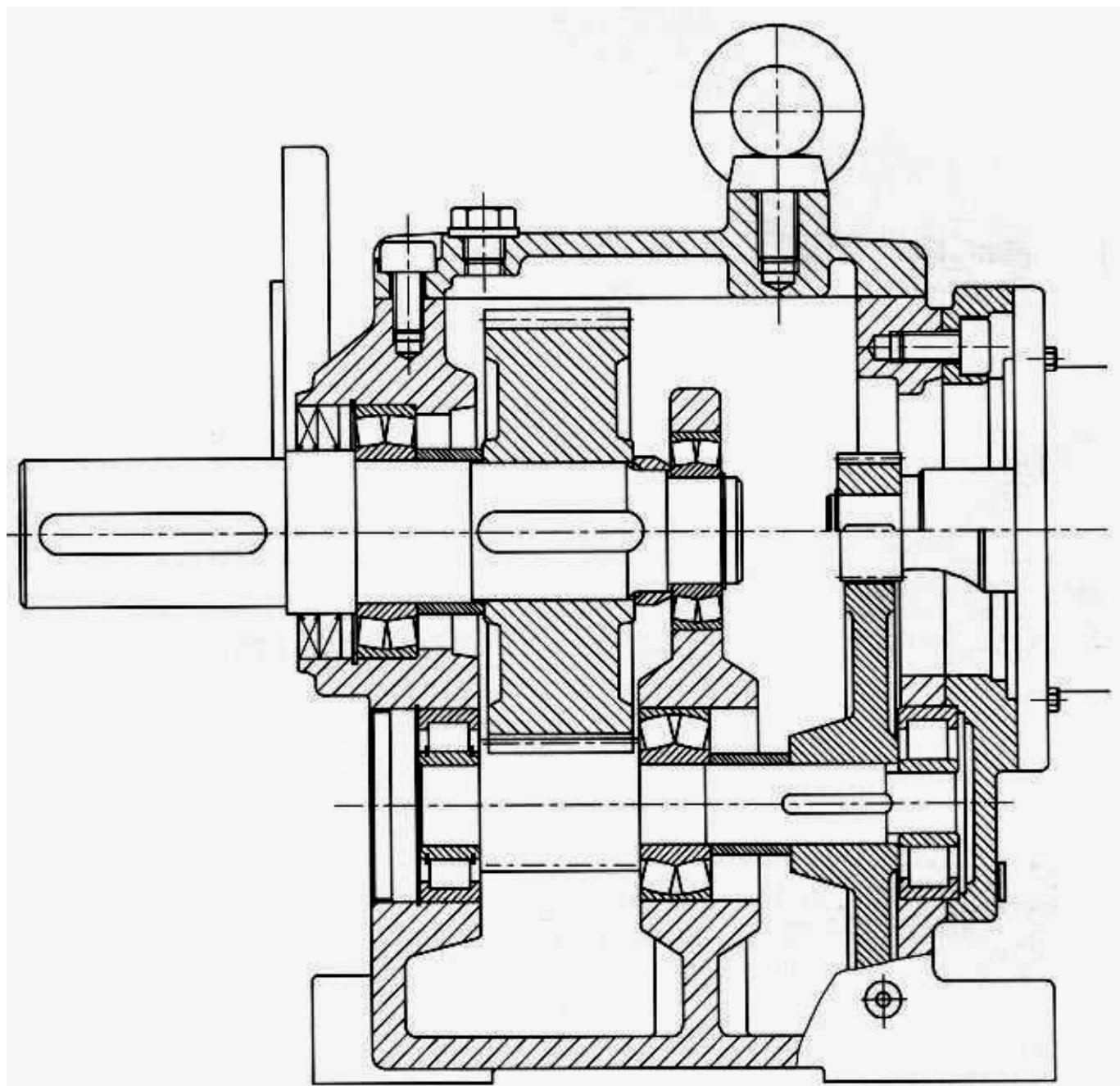
Conclusion sur FC1 :

- 10) Quelles sont les principales causes de défaut de coïncidence entre les engrenages coniques ?
- 11) Le jeu radial dans les deux roulements est  $\approx 25\mu\text{m}$ , doit-on le prendre en compte pour valider FC1 ?
- 12) Quels sont alors les principaux réglages pour obtenir FC1 ?

### 3 - Autres montages : Analyser les montages suivants

Liaison pivot avec 2 roulements rigides à une rangée de billes dans le cas où les bagues extérieures tournent par rapport à la direction de la charge supportée par chaque roulement :





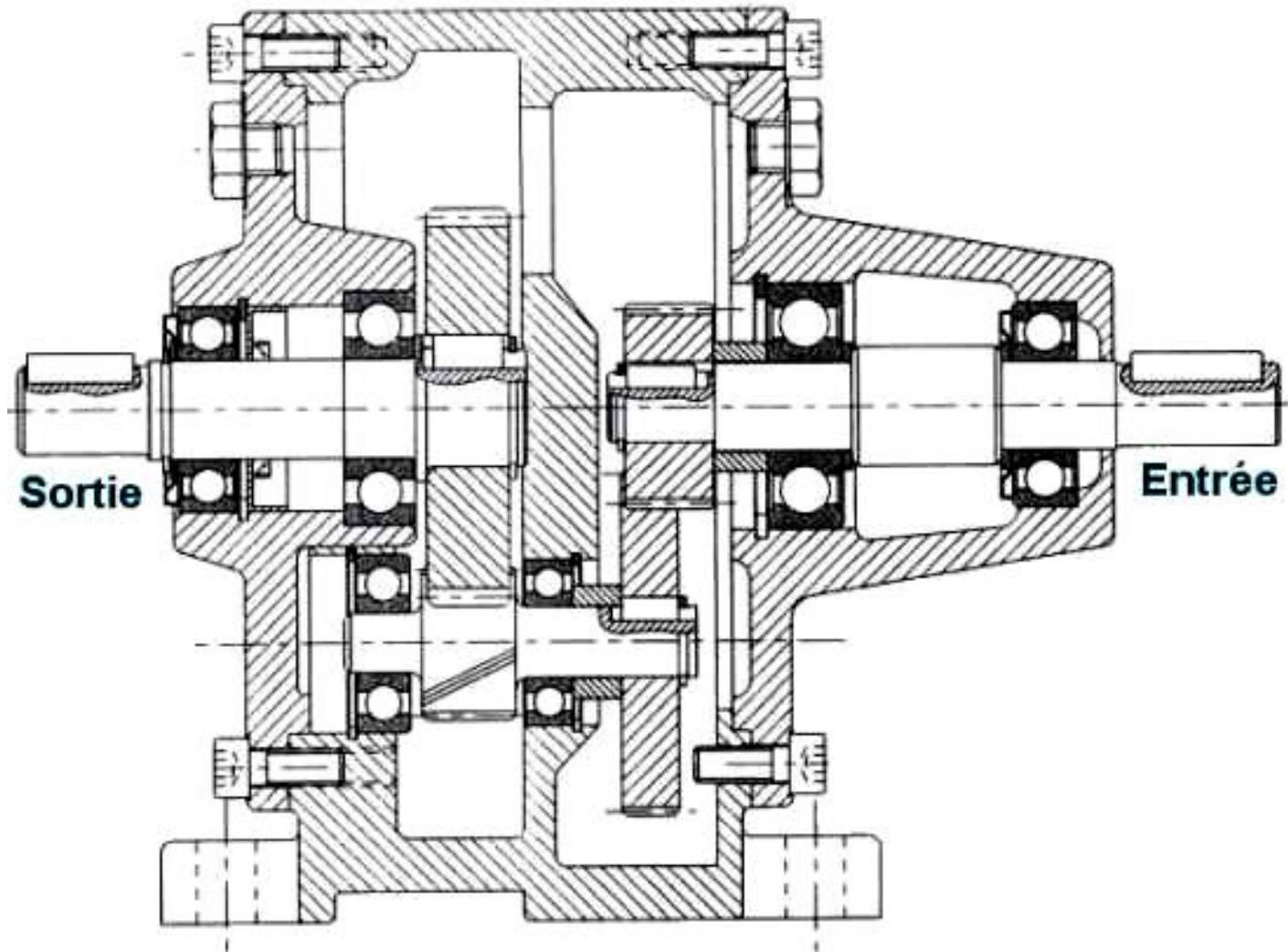
De plus pour ce réducteur :

- 13) Positionner les arbres d'entrée (1), arbre secondaire (2), arbre de sortie (3)
- 14) Calculer de degré d'hyperstatisme du guidage de l'arbre intermédiaire

## DIMENSIONNEMENT DE ROULEMENT

Le but de l'exercice est de dimensionner le guidage de l'arbre de sortie de ce réducteur à deux étages avec roulements à billes et engrenages hélicoïdaux. La durée de vie souhaitée est de  $L_h = 12000$  h

On note  $M_s$  le couple exercé sur la sortie par le récepteur. Ici  $M_s = 235$  N.m. On admettra de plus que les arbres sont correctement équilibrés et que le système tourne à vitesse constante ( $N_s = 300$  tr/mn), dans le sens positif.



Note : entre deux roues hélicoïdales, l'effort est tel que :

$$\{ \tau_{1 \rightarrow 2} \} = \begin{Bmatrix} F \cos(\alpha) \sin(\beta) \\ F \sin(\alpha) \\ F \cos(\alpha) \cos(\beta) \end{Bmatrix} \Bigg|_0 = \begin{Bmatrix} F_a \\ F_r \\ F_t \end{Bmatrix} \Bigg|_0 = F_t \begin{pmatrix} \tan(\beta) \\ \frac{\tan(\alpha)}{\cos(\beta)} \\ 1 \end{pmatrix}$$

où  $\alpha = 20^\circ$  et  $\beta = 24^\circ$  sont des angles caractéristiques de la denture

Les roulements au niveau de l'arbre de sortie sont référencés 6207 (gauche) et 6307 (droite) (voir extrait du catalogue constructeur, dont  $f_0$  qui vaut respectivement 14 et 13)

- 1) Tracer le schéma d'architecture du mécanisme
- 2) A partir de la géométrie de la denture, déterminer le signe de chaque composante de  $\vec{R}_I$
- 3) Calculer les actions mécaniques au niveau des centres des roulements du guidage de l'arbre de sortie.  
On notera :  
  - O l'extrémité de l'arbre où est exercé le couple résistant ,
  - A le centre de poussée du roulement de gauche ,
  - B celui de droite ,
  - C le centre de la roue dentée
  - I le point de contact entre les dentures.
 On pourra utiliser les distances suivantes : AB = a = 60 mm; BC = c = 30,5 mm; CI = R = 66 mm
- 4) Justifier que le roulement le plus à droite soit de taille plus importante
- 5) Calculer la durée de vie du roulement en A ( de gauche )
- 6) Calculer la durée de vie du roulement en B ( de droite )
- 7) Est-il nécessaire de vérifier la tenue en statique du montage ? Au besoin, le faire.

### Coefficients de calcul

**Tableau 5 : Coefficients de calcul pour les roulements rigides à billes à une rangée pour roulements isolés ou montés par paire avec disposition en T**

$f_0 F_a / C_0$	Jeu normal			Jeu C3			Jeu C4		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
<b>0,172</b>	0,19	0,56	2,30	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
<b>0,345</b>	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,40	0,44	1,40
<b>0,689</b>	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,30
<b>1,03</b>	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41	0,46	0,44	1,23
<b>1,38</b>	0,30	0,56	1,45	0,40	0,46	1,34	0,47	0,44	1,19
<b>2,07</b>	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23	0,50	0,44	1,12
<b>3,45</b>	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,10	0,55	0,44	1,02
<b>5,17</b>	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01	0,56	0,44	1,00
<b>6,89</b>	0,44	0,56	1,00	0,54	0,46	1,00	0,56	0,44	1,00

Les valeurs intermédiaires sont obtenues par interpolation linéaire

## Extrait du catalogue constructeur

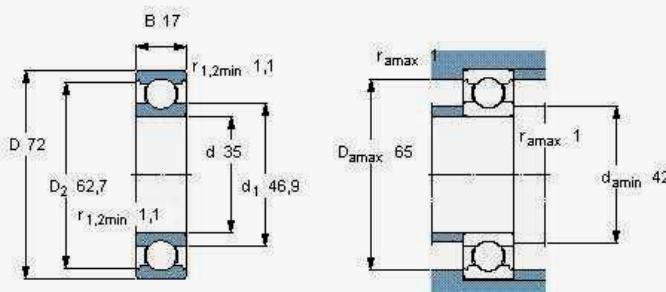
### Roulements rigides à billes, à une rangée, non étanches

Dimensions d'encombrement			Charges de base dynamique statique		Limite de fatigue	Vitesses de base	Masse	Désignation	
d	D	B	C	$C_0$	$P_u$	Vitesse de référence	Vitesse limite		
mm			kN		kN	tr/min		kg	
35	55	10	9,56	6,8	0,29	26000	16000	0,080	61907
35	62	9	13	8,15	0,375	24000	15000	0,11	16007 *
35	62	14	16,8	10,2	0,44	24000	15000	0,16	6007 *
35	72	17	27	15,3	0,655	20000	13000	0,29	6207 *
35	72	17	31,2	17,6	0,75	20000	13000	0,27	6207 ETN9
35	80	21	35,1	19	0,815	19000	12000	0,46	6307 *
35	100	25	55,3	31	1,29	16000	10000	0,95	6407

### Roulements rigides à billes, à une rangée, non étanches

Tolérances , voir aussi le texte  
Jeu interne radial , voir aussi le texte  
Ajustements recommandés  
Tolérances d'arbre et de logement

Dimensions d'encombrement			Charges de base dynamique statique		Limite de fatigue	Vitesses de base	Masse	Désignation	
d	D	B	C	$C_0$	$P_u$	Vitesse de référence	Vitesse limite		
mm			kN		kN	tr/min		kg	
35	72	17	27	15,3	0,655	20000	13000	0,29	6207 *



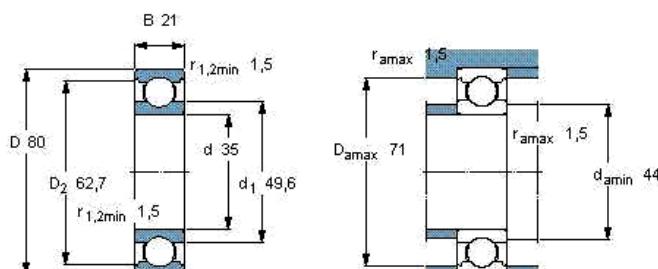
#### Coefficients de calcul

$k_f = 0,025$   
 $f_0 = 14$

### Roulements rigides à billes, à une rangée, non étanches

Tolérances , voir aussi le texte  
Jeu interne radial , voir aussi le texte  
Ajustements recommandés  
Tolérances d'arbre et de logement

Dimensions d'encombrement			Charges de base dynamique statique		Limite de fatigue	Vitesses de base	Masse	Désignation	
d	D	B	C	$C_0$	$P_u$	Vitesse de référence	Vitesse limite		
mm			kN		kN	tr/min		kg	
35	80	21	35,1	19	0,815	19000	12000	0,46	6307 *



#### Coefficients de calcul

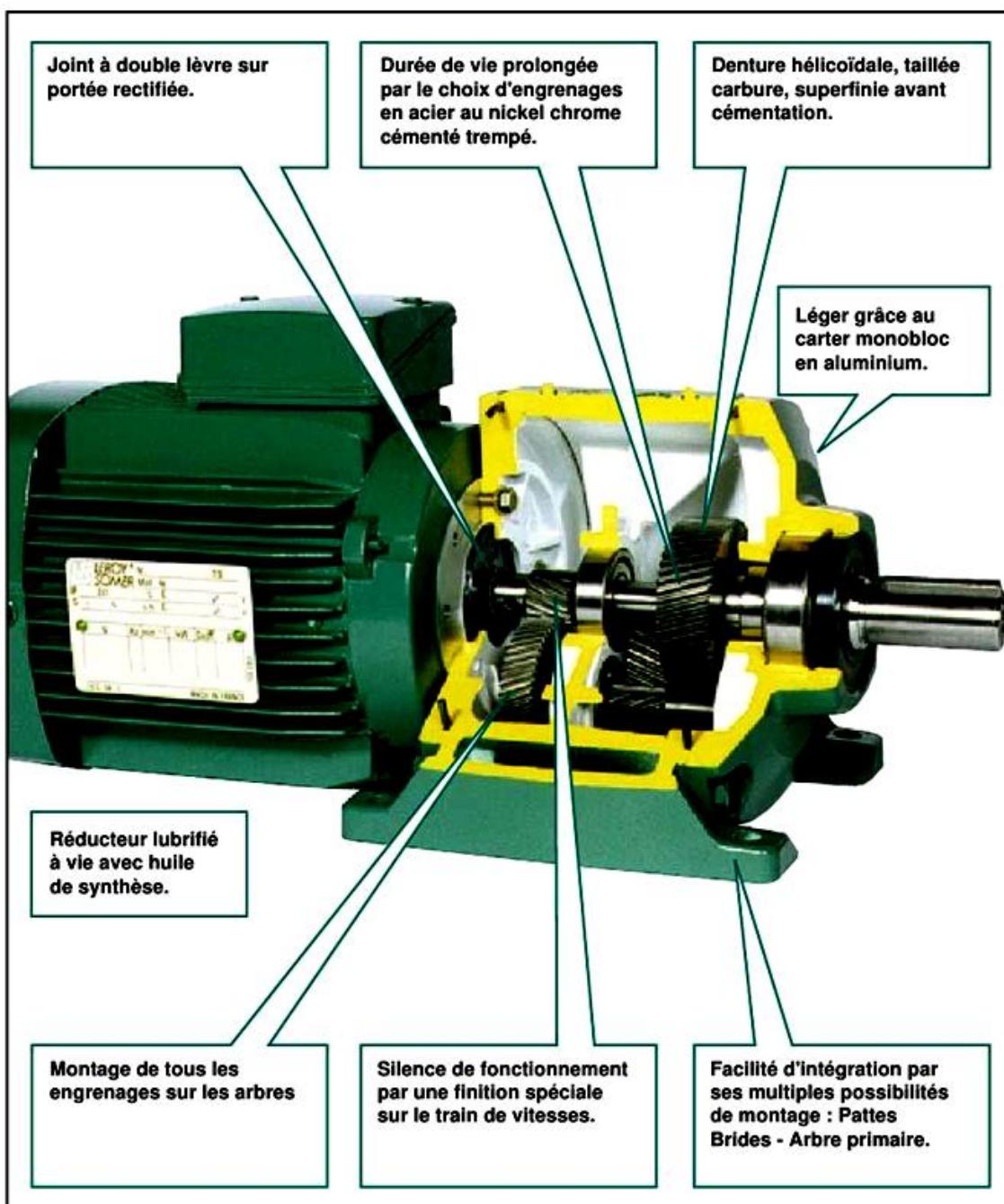
$k_f = 0,03$   
 $f_0 = 13$

## REDUCTEUR A DEUX ETAGES

# COMPABLOC 1700

Motoréducteur à caractéristiques de silence élevées

Gamme aluminium  
Rapports de réduction 1/1,6 à 1/160  
Excellent réversibilité



## Présentation

- Le système étudié est un réducteur à deux étages, son carter est monobloc.
- Sur le dessin d'ensemble, la roue (1) est représentée dans 2 version différentes. C'est la version représentée en bas qui sera étudiée.
- L'entrée et la sortie sont coaxiales
- L'arbre (1) tourne à 1000 tr/mn
- Le rapport de réduction global du système vaut  $\mu = 0,0620$
- Les deux étages de réduction ont le même entraxe,  $e = 35 \text{ mm}$
- Les dimensions principales sont :  $OA = a = 31 \text{ mm}$  ;  $OB = b = 73 \text{ mm}$ ;  $AC = c = CB$
- Toutes les roues dentées ont une denture droite
- La roue (4) comporte 43 dents :  $Z_4 = 43$
- Le matériau des dentures est tel que  $E = 210 \text{ GPa}$  et  $\sigma_e = 500 \text{ MPa}$
- Les dentures sont telles que  $\alpha = 20^\circ$ ,  $m_{12} = 0,75 \text{ mm}$  et  $m_{34} = 1,25 \text{ mm}$
- Le torseur des actions extérieures du récepteur (4) ( donc du récepteur sur le système ) vaut :

$$\{\tau_{ext \rightarrow 4}\} = \begin{Bmatrix} F_x & | & C \\ F_y & | & 0 \\ F_z & | & 0 \end{Bmatrix}_O \quad \text{avec } F_x = 2000 \text{ N} ; F_y = 2000 \text{ N}; F_z = 0 \text{ N et } C = 110 \text{ N.m}$$

- Les roulements sont tels que  $C = 35000 \text{ N}$  ,  $C_0 = 2950 \text{ N}$  et  $X = 0,56$

## 1 - Modélisation du système

- 1) Modéliser chacune des liaisons de l'arbre (4), réalisées par roulements en détaillant votre raisonnement.
- 2) En déduire la liaison équivalente de l'arbre (4) avec le bâti . Le détail des calculs est demandé.
- 3) Idem pour l'arbre (3) par rapport au bâti, mais le calcul n'est pas demandé.  
Quelle est la liaison équivalente ? Quel est l'intérêt de cet hyperstatisme ?
- 4) On admet que l'arbre (1) est en liaison pivot par rapport au bâti.  
Tracer le schéma cinématique minimal du réducteur.

## 2 - Etude générale du réducteur

- 1) Indiquer quel est l'arbre d'entrée du réducteur . Justifier.
- 2) Exprimer le rapport de réduction global, appelé  $\mu$  , en fonction des nombres de dents de chaque roue.
- 3) Indiquer le sens de rotation de l'arbre de sortie relativement à l'arbre d'entrée
- 4) En retranchant les hypothèses :
  - (a) écrire la relation cinématique du système en fonction des nombres de dents des roues
  - (b) écrire les autres relations permettant de calculer les nombres de dents des quatre roues dentées
- 5) En déduire ces nombres de dents
- 6) Vérifier ces nombres de dents en calculant les diamètres des roues et en mesurant sur le dessin

### **3 - Dimensionnement du moteur**

- 1) On propose d'utiliser un moteur, lié à l'arbre (1), d'une puissance  $P_m = 900 \text{ W}$   
Le moteur sera-t-il assez puissant pour mettre le système en rotation ?
- 2) On prend maintenant en compte un rendement  $\eta_c = 0,98$  à chaque contact entre les roues dentées . Quel est le rendement global du réducteur ?
- 3) Le moteur sera-t-il finalement assez puissant ?

### **4 - Calcul des efforts sur les roues dentées**

- 1) A partir de la géométrie d'une denture droite, donner la forme du vecteur force au point I
- 2) On admettra dans la suite que la liaison en A de 4/0 est une rotule et en B , une linéaire annulaire d'axe  $\vec{x}$  . Calculer les composantes des actions mécaniques transmises dans les roulements en A et en B et entre les roues dentées (3) et (4) en I  
Au besoin, on pourra admettre que  $C_I = i = 28 \text{ mm}$
- 3) Connait-on alors les efforts au point de contact de la roue dentée ?
- 4) en écrivant uniquement l'équation de moments en projection sur l'axe de rotation , retrouvez ce résultat.
- 5) Quelle est la méthode la plus rapide ?
- 6) On pourrait aussi calculer les roulements :
  - En déduire les efforts radiaux et axiaux au niveau des deux roulements
  - Calculer les charges équivalentes au niveau des deux roulements
  - Quelle est alors la durée de vie des roulements ?

## Annexes

