



ISTIA
Ecole d'Ingénieurs de l'Université d'Angers
Année : EI2



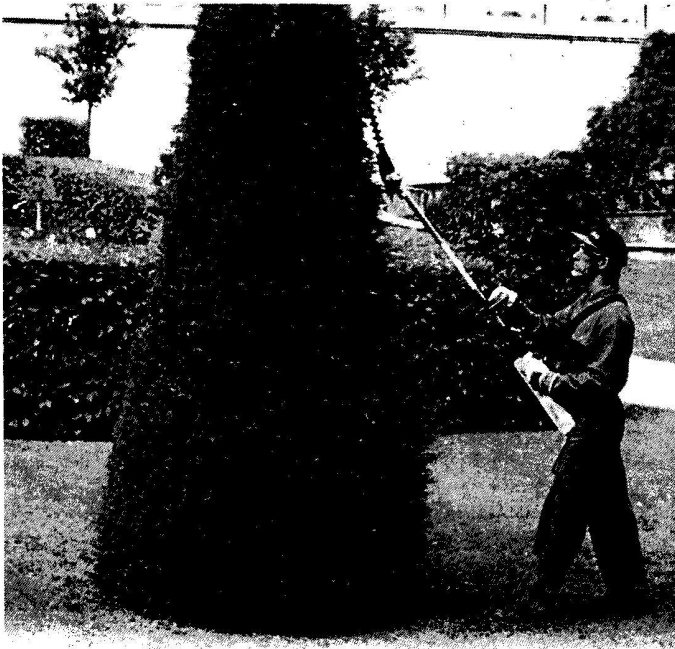
**Contrôle continu de
Dimensionnement de Systèmes Mécaniques
Sylvain CLOUPET, Sylvain VERRON**

Date : 09/01/15

Durée : 2H50

Documents autorisés : Cours

Etude du coupe-haies HEL 600



Caractéristiques :

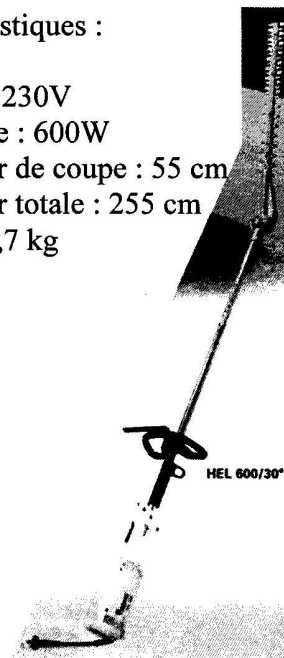
Moteur : 230V

Puissance : 600W

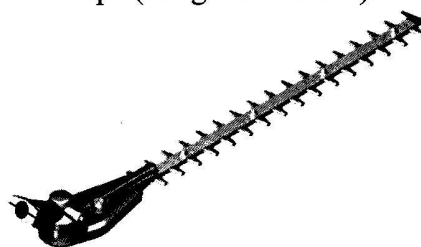
Longueur de coupe : 55 cm

Longueur totale : 255 cm

Poids : 5,7 kg

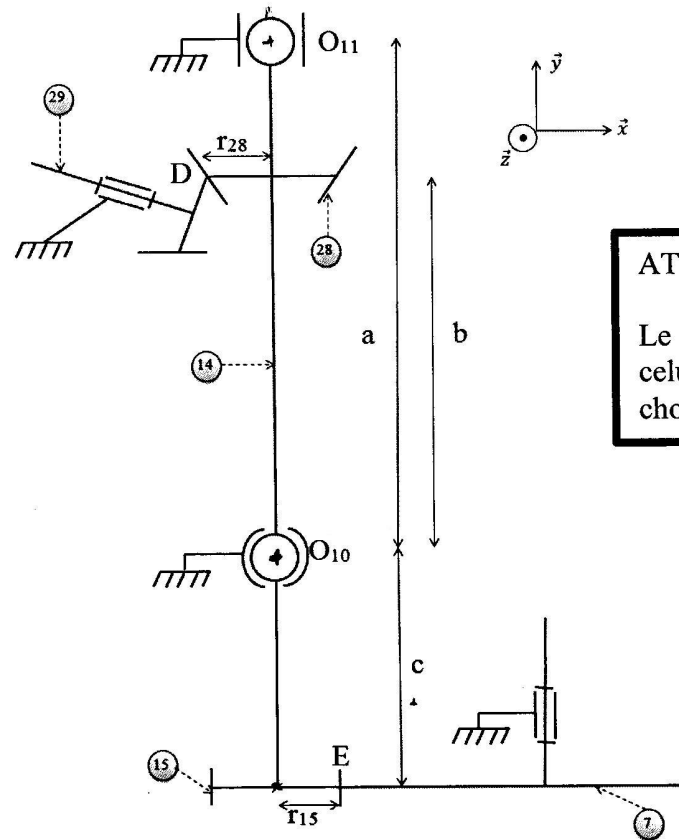


Les coupe-haies sur perche ont été spécialement conçus pour faciliter la taille de haies larges, longues ou hautes sans avoir recours à un échafaudage. L'étude se limite à la partie finale du coupe-haie HEL-600 : la barre de coupe (image ci-dessous).



On donne en annexes le dessin de définition, la nomenclature ainsi qu'une vue en coupe du système.

Le sujet se décompose en 5 parties et 6 annexes. Le sujet principal de l'étude est l'arbre 14 du taille-haie (solidaire des pignons 15 et 28). Un schéma de cet arbre est donné ci-dessous. L'action de la pesanteur est négligée.



ATTENTION

Le repère choisi n'est pas celui « habituellement » choisi en TD : méfiance...

Données géométriques :

r_{28}	r_{15}	a	b	c
18mm	38mm	80mm	65mm	25mm

Première partie : effort de contact en E

- 1°) Calculer les rapports de transmission de chaque engrenage.
(Aide : la conicité des roues n'implique rien de particulier sur les rapports de transmission)
- 2°) En déduire le rapport de transmission global entre 29 et 7, et dire s'il s'agit d'une multiplication ou d'une réduction de vitesse.

3°) – Le moteur peut fournir sur l'arbre relié à 29, une puissance utile d'au maximum 600W.
En sachant que :

- le rendement d'un engrenage conique est de 95%
- l'arbre relié à 29 tourne à 780tr/min

Calculer la vitesse de rotation N_{15} du pignon 15, ainsi que son couple C_{15} .

4°) A partir des résultats précédents, et en sachant que le rayon du pignon 15 est de $r_{15}=38\text{mm}$, et que l'angle de pression est de $\alpha=20^\circ$, donner le torseur des efforts de contact (expression analytique) en E de la **roue 7 sur le pignon 15**, en fonction de C_{15} . Donner ensuite le torseur sous format numérique.

Important : On précise que l'arbre 14 tourne dans le sens direct autour de l'axe \vec{y} .

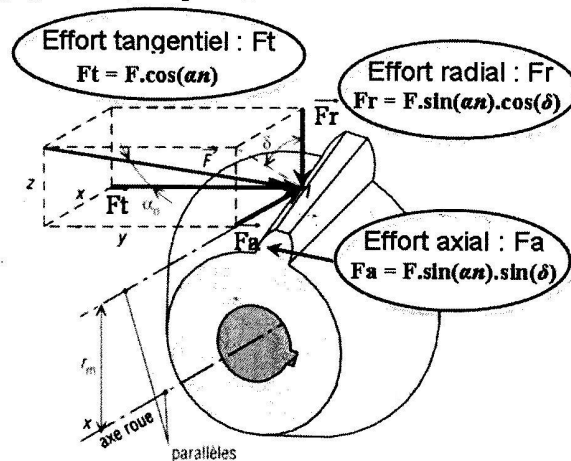
Deuxième partie : effort de contact en D

Le torseur de l'effort de contact au point D est donné ci-dessous :

$$\{T_{29 \rightarrow 28}\} = \begin{pmatrix} F_{R28} & 0 \\ F_{A28} & 0 \\ F_{T28} & 0 \end{pmatrix}_{(D, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})}$$

5°) En se basant sur la 1^{ère} partie, ainsi que sur le schéma et les formules suivantes (concernant les efforts sur les dents d'engrenage conique à denture droite), donner les expressions analytique de : F_{R28} , F_{A28} et F_{T28} en fonction de C_{15} . Donner ensuite le torseur sous format numérique. √

Aide pour cette partie : bien penser que le couple de l'arbre 14 (ou du pignon 15) peut être exprimé par rapport au pignon 28, et que $\alpha_n = 20^\circ$ et $\delta = 30^\circ$



Troisième partie : efforts aux roulements

Quels que soient les résultats des parties précédentes, on prendra (en Newton) :

$$\{T_{29 \rightarrow 28}\} = \begin{pmatrix} F_{R28} = 138 & 0 \\ F_{A28} = 80 & 0 \\ F_{T28} = 436 & 0 \end{pmatrix}_{(D, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})} \quad \text{et} \quad \{T_{7 \rightarrow 15}\} = \begin{pmatrix} F_{R15} = -76 & 0 \\ F_{A15} = 0 & 0 \\ F_{T15} = 207 & 0 \end{pmatrix}_{(E, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})}$$

Le guidage en rotation de l'arbre 14 est assuré par deux roulements R_{10} et R_{11} . Le but de cette partie est de déterminer les actions de liaisons aux points O_{10} et O_{11} , respectivement les points d'application de R_{10} et R_{11} . Les roulements R_{10} et R_{11} sont modélisés respectivement par une liaison rotule (de centre O_{10}) et par une liaison linéaire annulaire (de centre O_{11} et d'axe \vec{y}).

6°) Donner la forme des torseurs des actions mécaniques aux points O_{10} et O_{11} .

7°) Que dire de l'addition de ces 2 torseurs ?

8°) Après avoir ramené au point O_{10} , l'ensemble des torseurs des efforts qui s'appliquent à l'arbre 14, déterminer toutes les inconnues de liaison (expressions analytiques puis applications numériques).

9°) En déduire les efforts radiaux F_{R10} et F_{R11} et les efforts axiaux F_{A10} et F_{A11} encaissés par chaque roulement.

Quatrième partie : vérification des roulements R₁₀ et R₁₁.

Pour la suite du sujet, quels que soient les résultats de la partie précédente, les valeurs des efforts radiaux et axiaux sont données dans le tableau ci-dessous.

	Roulement R ₁₀	Roulement R ₁₁
Effort Axial	80N	0N
Effort Radial	360N	330N
Référence SKF	W6005 – 2Z	W6005

10°) A partir de l'extrait du catalogue général SKF en annexe, calculer la durée de vie de chacun des roulements.

11°) La question 10 permet de calculer les durées de vie correspondant à une fiabilité de 90% pour chaque roulement. Calculer la fiabilité du montage pour la durée de vie définie par le cahier des charges : 15000 heures). Conclure sur la fiabilité du montage.

$$\text{On donne : } L_x = L_{10} \left(\frac{\text{Log}X}{\text{Log}0,9} \right)^{2/3}$$

Cinquième partie : choix du matériau du pignon 15.

Cette partie consiste à définir le choix de l'acier utilisé pour l'usinage du pignon 15. On propose de choisir dans une liste de matériaux dont les caractéristiques mécaniques sont consignées dans le tableau ci-dessous.

	Type	Rm	Hb
Matériau 1	Acier au chrome - trempe totale	1100	340
Matériau 2	Acier au chrome - trempe superficielle	1000	540
Matériau 3	Acier allié	800	320
Matériau 4	Acier de nituration	950	700

Le pignon 15 sera taillé avec une crémaillère normale ($\alpha_0 = 20^\circ$). Le procédé de taillage permet d'obtenir une qualité ISO 7. La durée de vie de l'ensemble sera de 15000 heures en fonctionnement 8h/jour. On précise que :

Le rapport géométrique λ vaut 10.

La conduite C vaut 1,7

Le récepteur est de classe II

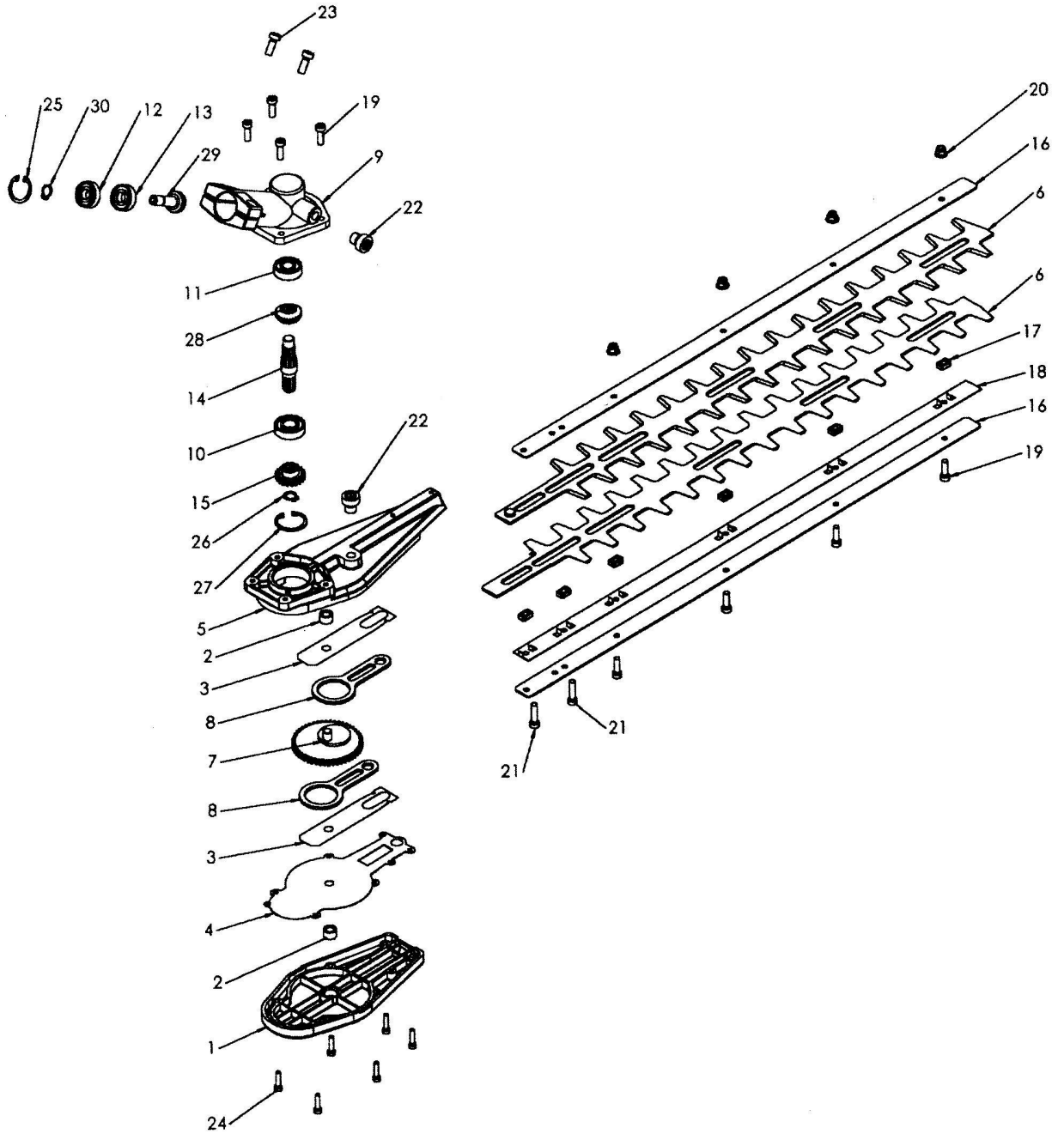
12°) A partir du critère de flexion au pied de dent, calculer la contrainte σ_0 . Conclure sur le choix du matériau à partir du tableau ci-dessus.

13°) A partir du critère d'usure de la pression superficielle, calculer la grandeur K_0 . Conclure sur le choix du ou des matériau(x) utilisable(s).

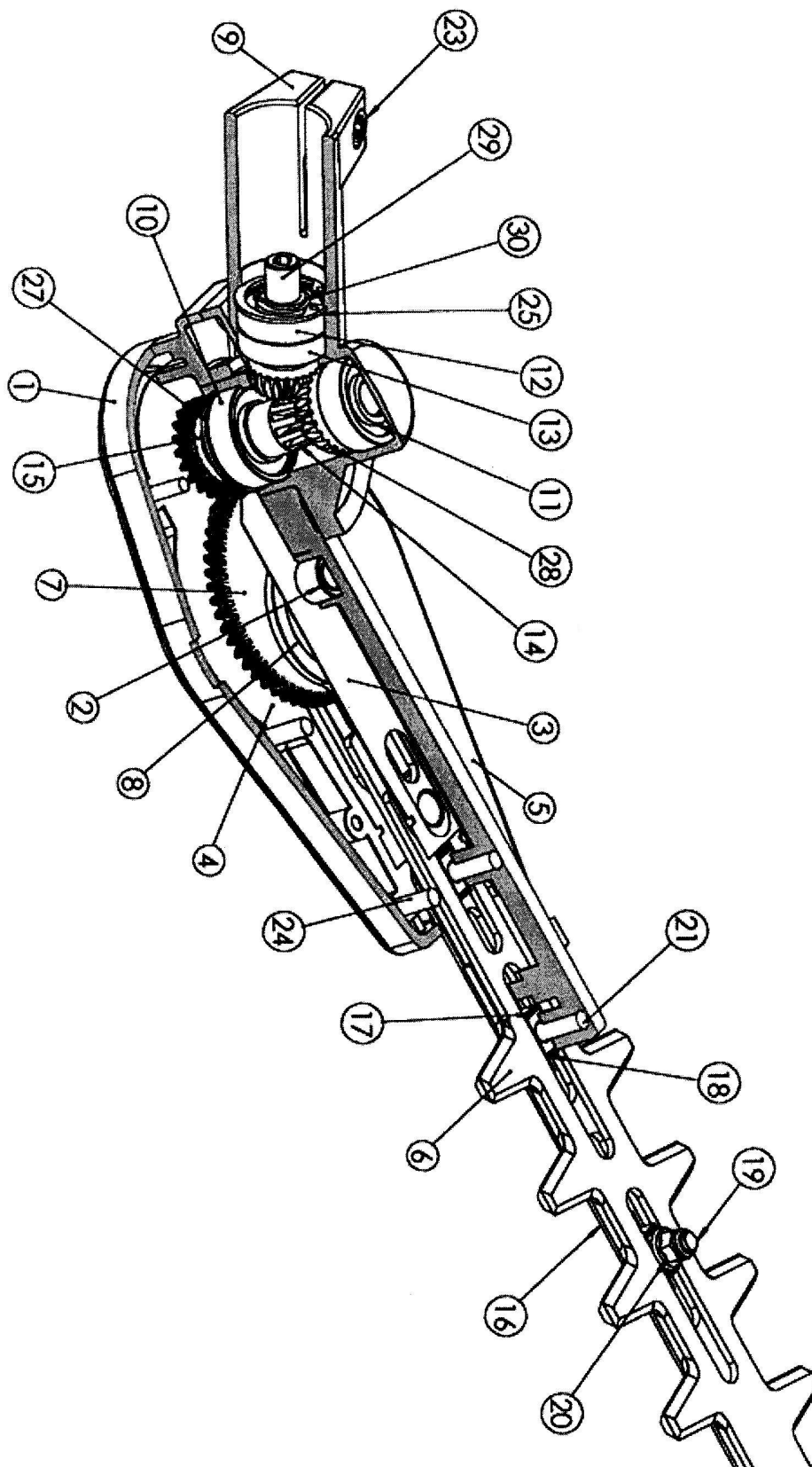
ANNEXE 1 : Nomenclature du HEL 600

Rep	Nb	Désignation
1	1	Couvercle
2	2	Douille HK 0808
3	2	Tôle de butée
4	1	Joint de couvercle
5	1	Carter inférieur
6	2	Barre de coupe
7	1	Engrenage $z=50$
8	2	Bielle
9	1	Carter supérieur
10	1	Roulement
11	1	Roulement
12	1	Roulement 609-24x9
13	1	Roulement 609-2Z
14	1	Arbre de sortie
15	1	Pignon $z = 19$
16	2	Glissière de guidage
17	6	Pièce coulissante
18	1	Bande élastique
19	8	Vis CZX M5-16
20	4	Ecrou H M 5 x 0,8 DIN 6926
21	2	Vis CZX M5-20
22	2	Vis CZX M10-10
23	2	Vis CZX M6-16
24	6	Vis CZX M4-16
25	1	Anneau élastique pour alésage 24 x 1,2 - BS 3673
26	1	Anneau élastique pour arbre 10 x 1 - BS 3673
27	1	Anneau élastique pour alésage 28 x 1,2 - BS 3673
28	1	Pignon conique $z=27$
29	1	Pignon conique $z=24$
30	1	Anneau élastique pour arbre 9 x 1 - BS 3673

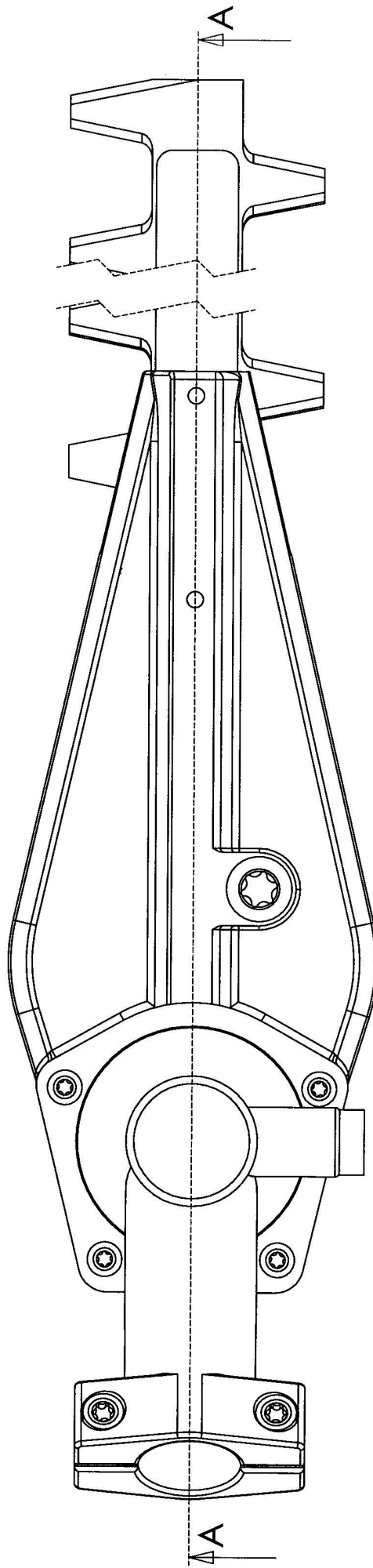
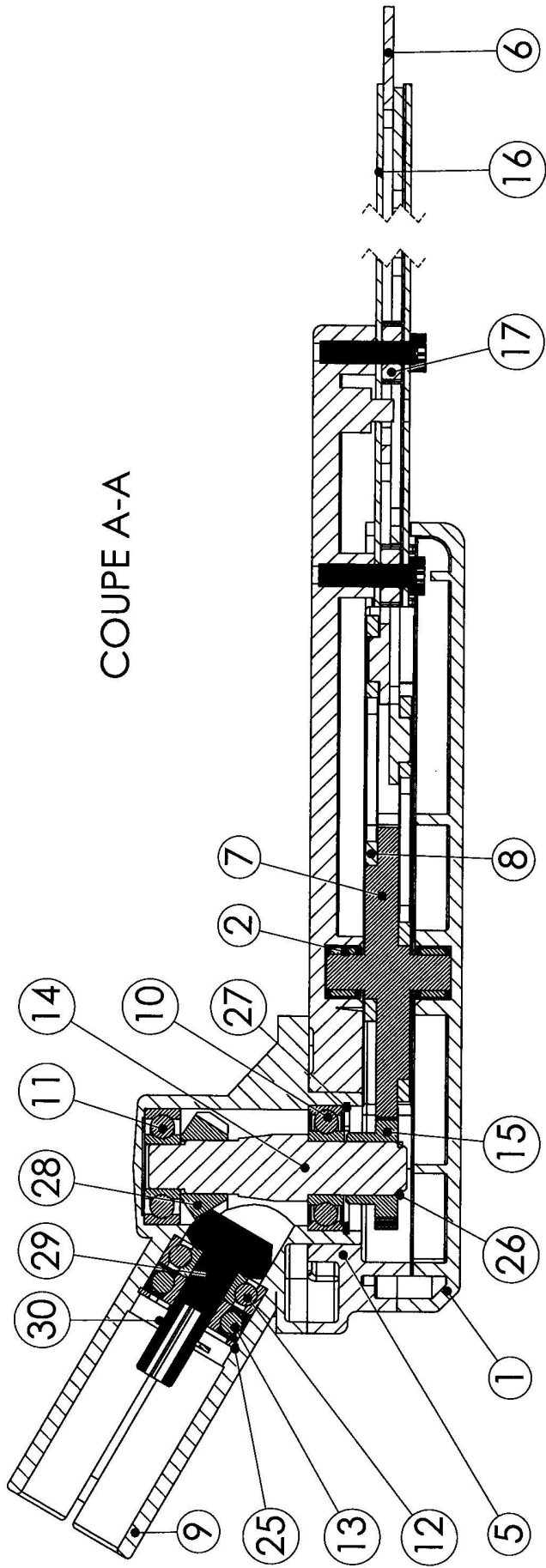
ANNEXE 2 : Eclaté du HEL 600



ANNEXE 3 : Vue en coupe du HEL 600



COUPE A-A

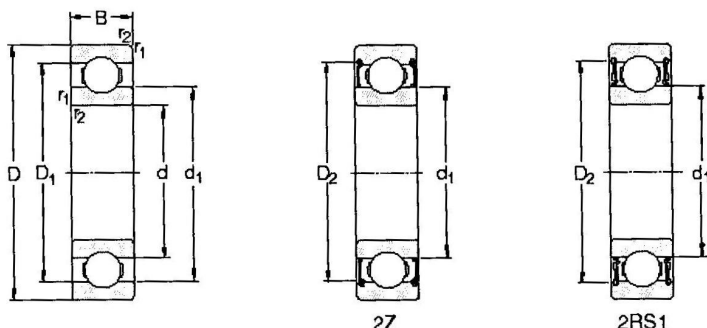


Taille Haute

ISTIA

ANNEXE 4 : Roulements SKF

Roulements rigides à billes en acier inoxydable
d 10 – 50 mm



Dimensions d'encombrement			Charges de base		Coefficients de calcul		Masse	Désignation		
d	D	B	C dyn.	C ₀ stat.	k _r ¹⁾	f ₀ ²⁾				
mm			N		-		kg	-		
10	26	8	3 900	1 900	25	12	0,019	W 6000	W 6000-2Z	W 6000-2RS1
	30	9	4 230	2 280	25	13	0,032	W 6200	W 6200-2Z	W 6200-2RS1
	35	11	6 760	3 250	30	11	0,053	W 6300	W 6300-2Z	W 6300-2RS1
12	28	8	4 230	2 280	25	13 ⁴⁾	0,022	W 6001	W 6001-2Z	W 6001-2RS1
	32	10	5 720	2 900	25	12	0,037	W 6201	W 6201-2Z	W 6201-2RS1
	37	12	8 190	4 050	30	11	0,060	W 6301	W 6301-2Z	W 6301-2RS1
15	32	9	4 680	2 750	25	14	0,030	W 6002	W 6002-2Z	W 6002-2RS1
	35	11	6 370	3 600	25	13	0,045	W 6202	W 6202-2Z	W 6202-2RS1
	42	13	9 560	5 200	30	12	0,085	W 6302	W 6302-2Z	W 6302-2RS1
17	35	10	5 070	3 150	25	14	0,039	W 6003	W 6003-2Z	W 6003-2RS1
	40	12	8 060	4 650	25	13	0,065	W 6203	W 6203-2Z	W 6203-2RS1
	47	14	11 400	6 300	30	12	0,12	W 6303	W 6303-2Z	W 6303-2RS1
20	42	12	7 930	4 900	25	14	0,069	W 6004	W 6004-2Z	W 6004-2RS1
	47	14	10 800	6 400	25	13	0,11	W 6204	W 6204-2Z	W 6204-2RS1
	52	15	13 500	7 650	30	12	0,14	W 6304	W 6304-2Z	W 6304-2RS1
25	47	12	8 520	5 700	25	15	0,080	W 6005	W 6005-2Z	W 6005-2RS1
	52	15	11 900	7 650	25	14	0,13	W 6205	W 6205-2Z	W 6205-2RS1
	62	17	17 200	10 800	30	13	0,23	W 6305	W 6305-2Z	W 6305-2RS1
30	55	13	11 100	8 000	25	15	0,12	W 6006	W 6006-2Z	W 6006-2RS1
	62	16	16 300	10 800	25	14	0,20	W 6206	W 6206-2Z	W 6206-2RS1
	72	19	22 500	14 600	30	13	0,35	W 6306	W 6306-2Z	W 6306-2RS1
35	62	14	13 500	10 000	25	15	0,16	W 6007	W 6007-2Z	W 6007-2RS1
	72	17	21 600	14 600	25	14	0,29	W 6207	W 6207-2Z	W 6207-2RS1
	80	21	27 600	18 600	30	13	0,46	W 6307	W 6307-2Z	W 6307-2RS1
40	68	15	14 000	10 800	25	15	0,19	W 6008	W 6008-2Z	W 6008-2RS1
	80	18	24 700	17 300	25	14	0,37	W 6208	W 6208-2Z	W 6208-2RS1
45	75	16	17 800	14 600	25	15	0,25	W 6009	W 6009-2Z	W 6009-2RS1
	85	19	27 600	19 600	25	14	0,41	W 6209	W 6209-2Z	W 6209-2RS1
50	80	16	18 200	16 000	25	15	0,26	W 6010	W 6010-2Z	W 6010-2RS1
	90	20	29 600	22 400	25	14	0,46	W 6210	W 6210-2Z	W 6210-2RS1

¹⁾ Coefficient de calcul de la charge minimale : pour la formule, voir SKF Interactive Engineering Catalogue.

²⁾ Coefficient de calcul pour déterminer le coefficient Y lors du calcul d'une charge dynamique équivalente.

ANNEXE 5 : calcul de durée de vie des roulements

roulements à billes à contact radial									
si $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ alors $P = F_r$					si $\frac{F_a}{F_r} > e$ alors $P = 0,56.F_r + Y.F_a$				
les coefficients e et y ci-dessus dépendent du rapport $\frac{F_a}{C_0}$ (voir ci-dessous)									
$\frac{F_a}{C_0}$	0,014	0,028	0,056	0,084	0,110	0,170	0,280	0,420	0,560
e	0,19	0,22	0,26	0,28	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44
y	2,30	1,99	1,71	1,55	1,45	1,31	1,15	1,04	1,00
roulements à rotules									
si $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ alors $P = F_r + Y_1.F_a$									
si $\frac{F_a}{F_r} > e$ alors $P = X.F_r + Y_2.F_a$									
billes : $X = 0,65$ rouleaux : $X = 0,67$		e, Y_1 , Y_2 sont indiqués dans les tableaux de dimensions avec d , D ...							
roulements à rouleaux coniques à une rangée									
si $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ alors $P = F_r$									
si $\frac{F_a}{F_r} > e$ alors $P = 0,4.F_r + Y.F_a$									
e et Y sont indiqués dans les tableaux de dimensions avec d									
roulements à contact oblique									
α degrés	e	roulements à une rangée et roulements en tandem (duplex T)				roulements à deux rangées et duplex en X et en O			
		si $\frac{F_a}{F_r} \leq e$		si $\frac{F_a}{F_r} > e$		si $\frac{F_a}{F_r} \leq e$		si $\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
20	0,57	1	0	0,43	1,00	1,0	1,09	0,70	1,63
25	0,68	1	0	0,41	0,87	1,0	0,92	0,67	1,41
30	0,80	1	0	0,39	0,76	1,0	0,78	0,63	1,24
35	0,95	1	0	0,37	0,66	1,0	0,66	0,60	1,07
40°	1,14	1	0	0,35	0,57	1,0	0,55	0,57	0,93
45	1,33	1	0	0,33	0,50	1,0	0,47	0,51	0,81
pour les angles $\alpha < 20^\circ$ les valeurs de e et y dépendent de $\frac{F_a}{C_0}$ * la valeur $\alpha = 40^\circ$ est la plus courante									