

## Broyeur à cône

Les broyeurs à cône utilisent un cône en rotation qui tourne dans le bol dans un mouvement excentrique pour écraser la roche entre la surface du cône, appelée manteau, et la doublure du bol du broyeur. À mesure que l'écart entre le revêtement du bol et le manteau se rétrécit, la roche est écrasée entre le manteau par le cône giratoire solidaire de l'axe en rotation

### Données du problème

Les longueurs sont données d'une manière générale en millimètres. Les liaisons seront supposées parfaites.

Entraînement :

- Vitesse de rotation du moteur :  $N_m = 1450 \text{ tr/min}$ .
- Puissance du moteur :  $P_m = 400 \text{ kW}$ .
- Poulie motrice de diamètre primitif  $d_m = 420 \text{ mm}$ .
- Utilisation de 6 courroies trapézoïdales SPC.
- Poulie réceptrice (44) de diamètre primitif :  $D_m = 1600 \text{ mm}$  et largeur  $600 \text{ mm}$ , masse  $715 \text{ kg}$
- Entraxe des poulies :  $e = 1,5 \text{ m}$ .
- Roue dentée 48 :  $Z_{48} = 28 \text{ dents}$  ;  $\delta_1 = 28^\circ$
- Roue dentée 16 :  $Z_{16} = 56 \text{ dents}$  ;  $\delta_2 = 62^\circ$

Durée de fonctionnement entre deux opérations de maintenance : 1000 heures

$$\overrightarrow{PE} = a \cdot \overrightarrow{x_0} + b \cdot \overrightarrow{y_0} \text{ avec } a = 890 \text{ mm et } b = 445 \text{ mm}$$

$$\overrightarrow{PC} = b \cdot \overrightarrow{y_0}$$

$$\overrightarrow{BC} = c \cdot \overrightarrow{x_2} - e \cdot \overrightarrow{y_0} \text{ avec } c = 90 \text{ mm et } e = 900 \text{ mm}$$

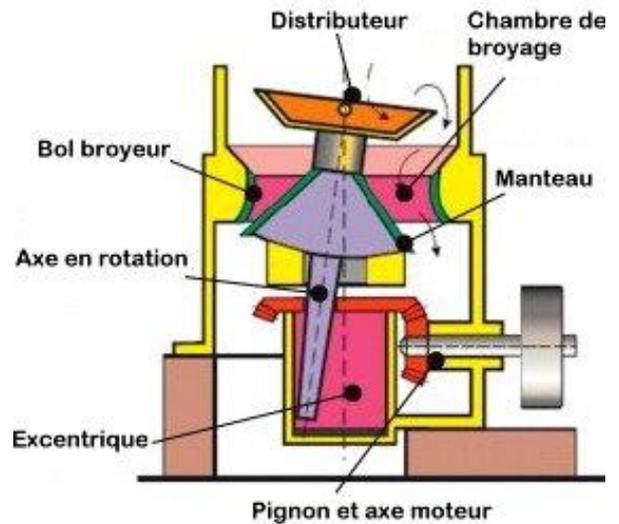
$$\overrightarrow{BI} = g \cdot \overrightarrow{y_2} \text{ avec } g = 900 \text{ mm}$$

$$\overrightarrow{IA} = -\overrightarrow{IK'} = -R \cdot \overrightarrow{x_2} \text{ avec } R = 1325 \text{ mm}$$

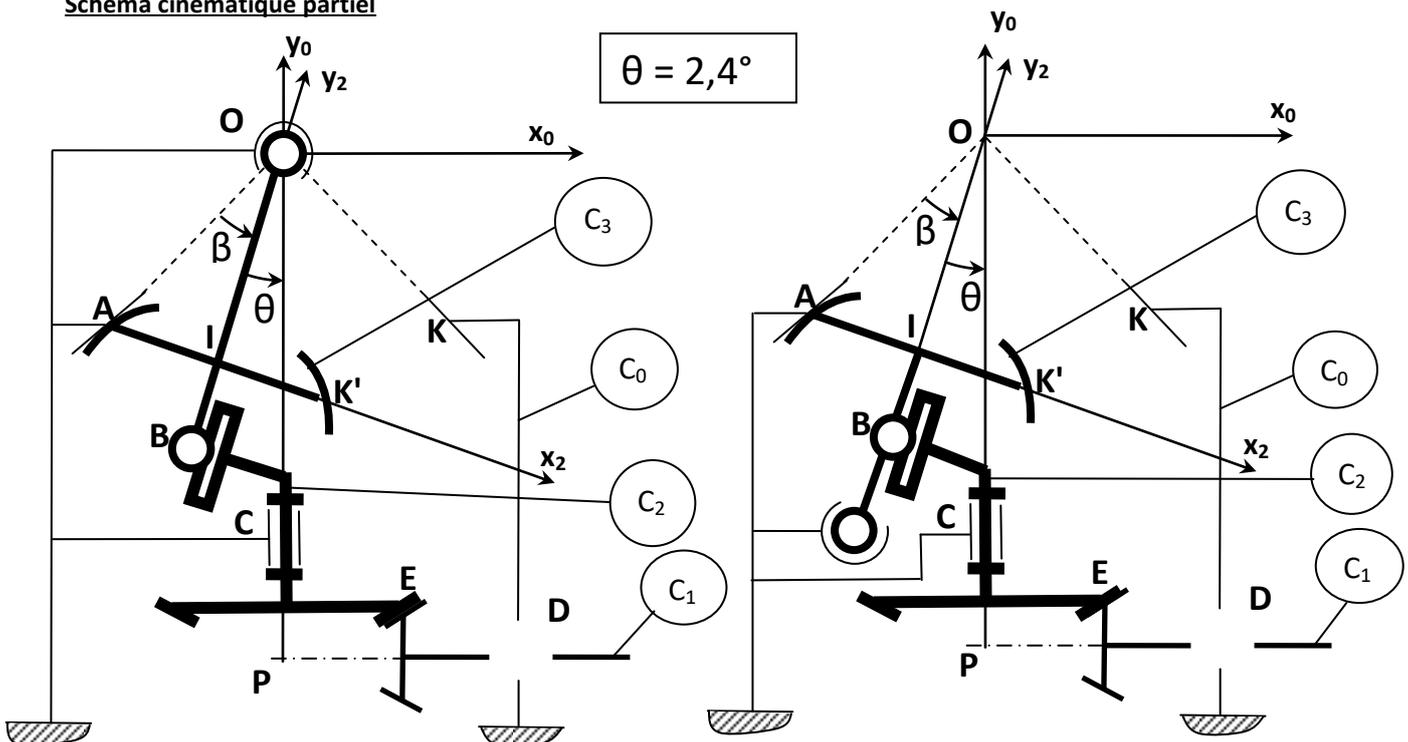
$$\overrightarrow{IO} = h \cdot \overrightarrow{y_2} \text{ avec } h = 1250 \text{ mm}$$

Diamètre moyen du pignon (48)  $d_{m1} = 890 \text{ mm}$  ; Diamètre moyen du pignon (16)  $d_{m2} = 1580 \text{ mm}$

$$\text{Rapport de réduction : } r_1 = \frac{Z_1}{Z_2}$$



### Schéma cinématique partiel



### 1 - Etude de la modélisation des liaisons

Deux schématisations partielles sont proposées

1) On demande d'indiquer les numéros des pièces qui composent les différentes classes d'équivalence

$$C_0 = \{ 1; 2; 7; 8; 9; 10 ..$$

$$C_1 = \{ 11; 48 ..$$

$$C_2 = \{ 3; 13; 16; 17; 18 \}$$

$$C_3 = \{ 50; ..$$

2) Modéliser les liaisons réalisées par les roulements (41) et (42). En déduire la liaison équivalente réalisée entre l'arbre (11) et la partie fixe . Le détail des calculs est demandé.

3) Réaliser le graphe des liaisons en indiquant le centre et l'axe principal des liaisons

On fera l'hypothèse qu'il existe un roulement sans glissement au point A entre de  $C_3$  et  $C_0$

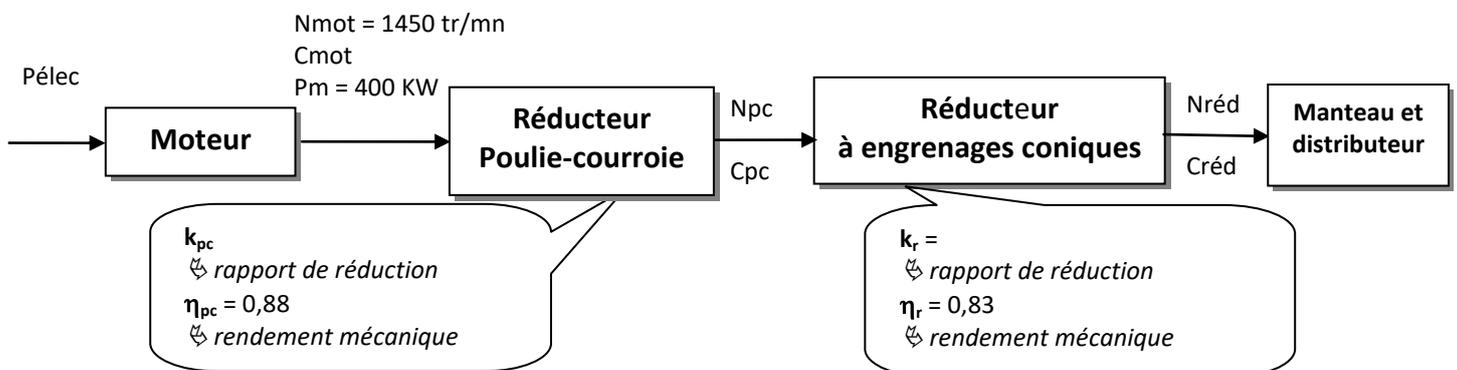
On considère que le contact engrenage est modélisé par une liaison linéaire rectiligne en E.

4) Indiquer en le justifiant, pourquoi le schéma de droite n'est pas correct et compléter le schéma de gauche

5) Déterminer le degré d'hyperstatisme . Le mécanisme est-il isostatique ?

### 2 - Dimensionnement de la chaîne d'énergie

On donne le schéma-bloc de la transmission de puissance :



6) Calculer le couple moteur maximal  $C_{mot}$  que peut fournir le moteur électrique à  $N_m = 1450 \text{ tr/min}$ .

7) A l'aide des données géométriques, déterminer  $k_{pc}$  et  $k_r$

8) Calculer le couple en sortie de réducteur poulie-courroie  $C_{pc}$

9) Calculer le couple en sortie de réducteur  $C_{red}$

On donne page suivante le schéma pour le calcul des efforts transmis pas les engrenages coniques

On pose :

En E torseur des efforts du pignon (49) sur la roue (16) vaut :

$$\left\{ \mathcal{T}_{(48 \rightarrow 16)} \right\}_E = \begin{cases} \vec{F}_{(48 \rightarrow 16)} = -F_R \cdot \vec{x}_0 + F_A \cdot \vec{y}_0 - F_T \cdot \vec{z}_0 \\ \vec{M}_{E(48 \rightarrow 16)} = \vec{0} \end{cases} \text{ avec } \alpha_n = 20^\circ$$

10) Calculer les composantes  $F_R$ ,  $F_A$ ,  $F_T$  de l'effort qui s'applique en E à partir de  $C_{red}$

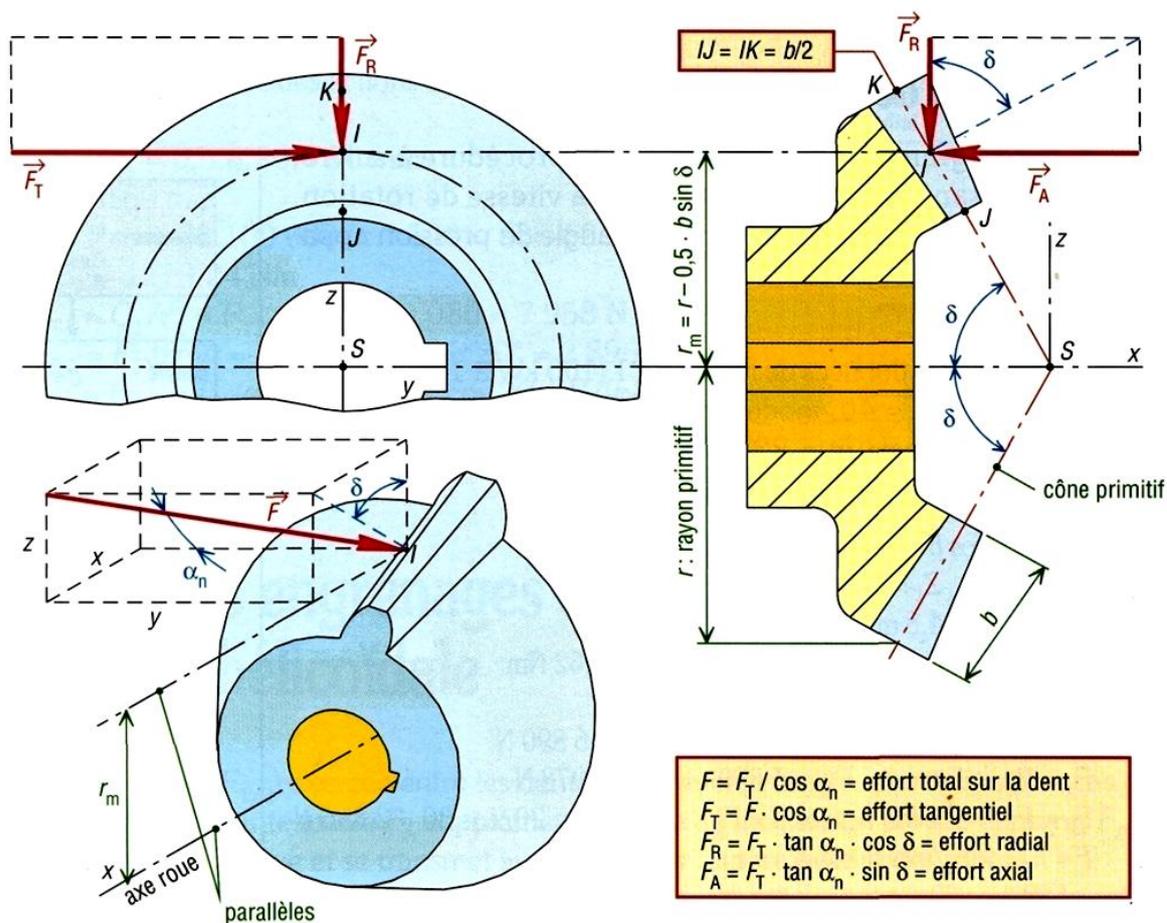
En B torseur des efforts du matériau sur la mâchoire mobile (43) vaut :

$$\left\{ \mathcal{T}_{(matériau \rightarrow 43)} \right\}_B = \begin{cases} \vec{F}_{(matériau \rightarrow 43)} = F_{mx} \cdot \vec{x}_2 + F_{mz} \cdot \vec{z}_2 \\ \vec{M}_{A(matériau \rightarrow 43)} = \vec{0} \end{cases}$$

avec  $F_{mx} = F \cdot \sin \varphi \cdot \cos \gamma$  ;  $F_{mz} = F \cdot \sin \gamma$  avec  $\gamma = 30^\circ$  et  $\varphi = 15^\circ$

**Efforts transmis par des engrenages coniques à denture droite**

$C$  : couple sur la roue et  $C = r_m \cdot F_T$



11) En isolant l'ensemble  $\{C_2\}$  et étudiant son équilibre, démontrer que le théorème du moment résultant abouti à :

$$F_{mz} = \frac{F_T \cdot a}{c \cdot \cos \theta}$$

Application numérique.

12) En déduire la valeur de  $F$ , l'effort de broyage maximal que peut générer le système

Application numérique

13) Justifier  $\vec{V}_{B3/0} = \vec{V}_{B2/0}$

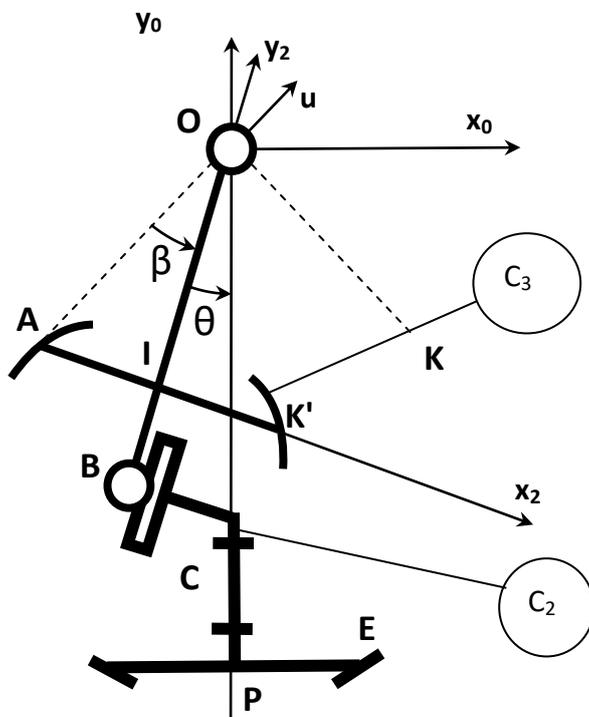
14) Ecrire l'expression du torseur cinématique de (2) par rapport à (0) en B

Calculer  $\vec{V}_{B2/0}$  en fonction de  $\Omega_{2/0}$

En déduire la norme de  $\vec{V}_{B2/0}$

15) Ecrire la relation permettant de calculer la puissance développée par le torseur de broyage

Application numérique



### 3 - Dimensionnement des roulements

#### Etude de liaison 11/8

L'ensemble est soumis aux efforts :

En E torseur des efforts du pignon (49) sur la roue (16) vaut :

$$\{\mathcal{T}_{(16 \rightarrow 48)}\}_E = \begin{cases} \vec{F}_{(16 \rightarrow 48)} = F_R \cdot \vec{x}_0 - F_A \cdot \vec{y}_0 + F_T \cdot \vec{z}_0 \\ \vec{M}_{E(16 \rightarrow 48)} = \vec{0} \end{cases} \text{ avec } \alpha_n = 20^\circ$$

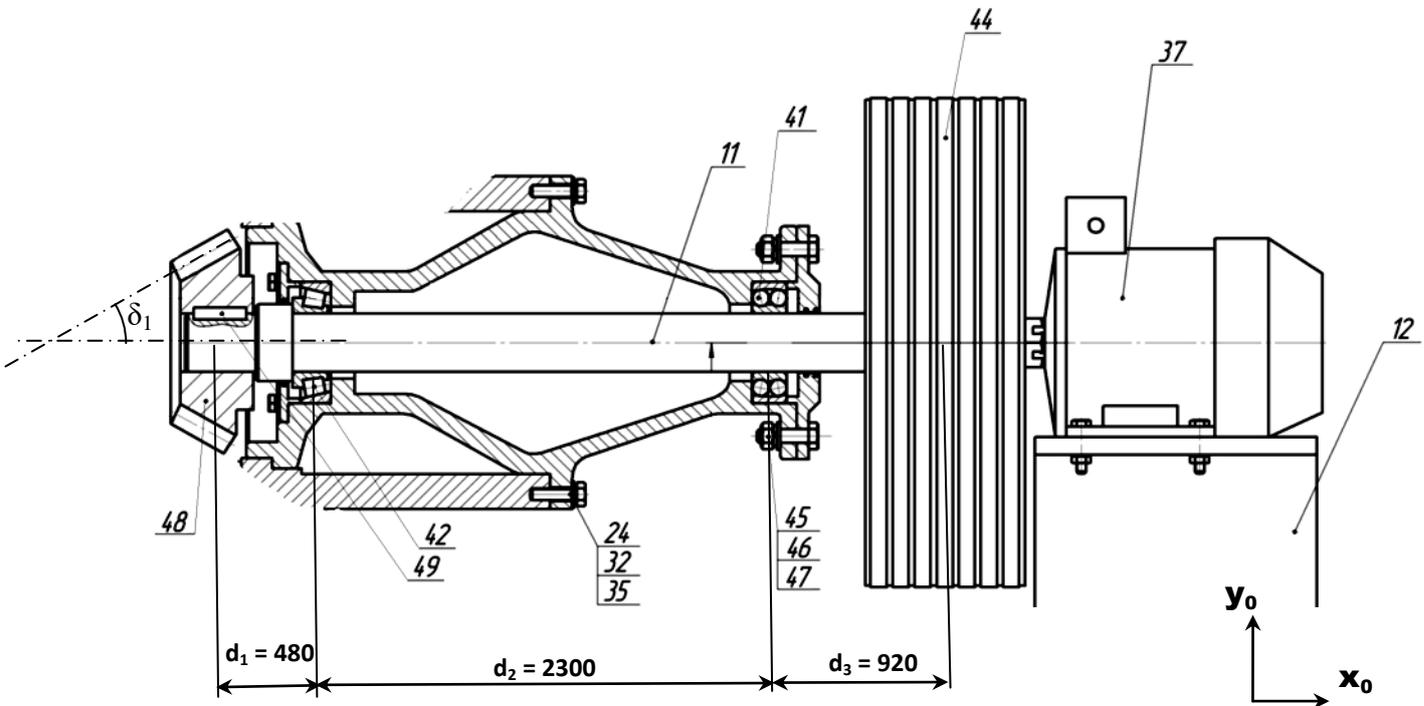
Avec :  $F_R = 3685 \text{ N}$  ;  $F_A = 6931 \text{ N}$  ;  $F_T = 21\,570 \text{ N}$

On a :  $\vec{GE} = \frac{d_{48}}{2} \cdot \vec{y}$  avec  $d_{48} = 890 \text{ mm}$

En H, il s'applique un couple  $\vec{C}_H = C_H \cdot \vec{x}_0$  avec  $C_H = 9600 \text{ N.m}$  ;

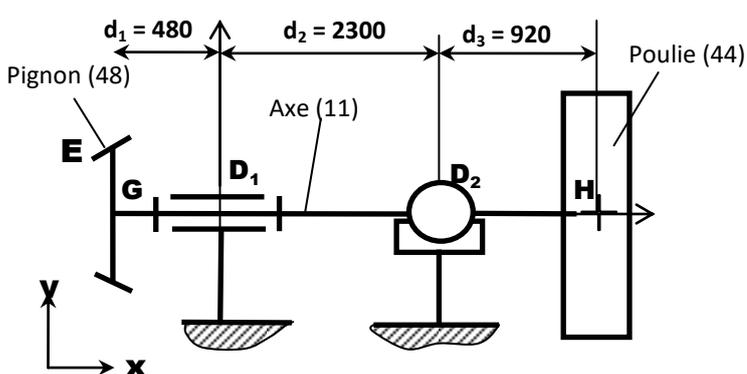
Le poids de la poulie (44) ( diamètre  $D_m = 2500 \text{ mm}$  et largeur  $750 \text{ mm}$  ) en acier (  $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$  ) n'est pas négligé et s'applique en H

$$\{\mathcal{T}_{(g \rightarrow 44)}\}_H = \begin{cases} \vec{F}_{(g \rightarrow 44)} = -M \cdot g \cdot \vec{z}_0 \\ \vec{M}_{H(g \rightarrow 44)} = \vec{0} \end{cases}$$

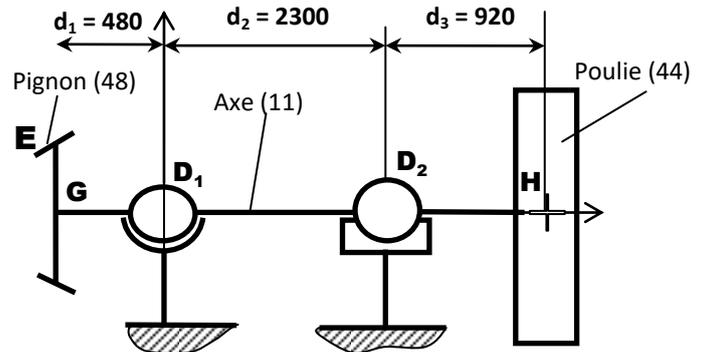


16) La masse de la poulie (44) est  $715 \text{ kg}$ , écrire le torseur  $\{\mathcal{T}_{(g \rightarrow 44)}\}$

On propose deux schématisations des liaisons réalisées par les roulements (41) et (42)



Schématisation 1



Schématisation 2

17) Indiquer la schématisation qui est correcte

18) Ecrire les équations qui permettent de déterminer les actions de liaison en  $D_1$  et  $D_2$   
( on demande de ne pas résoudre ces équations )

Après résolution on obtient :

( Valeurs en N et en N.m )

Action de liaison en  $D_1$

$$\{T_{D_1}\}_{D_1} = \begin{cases} \vec{F}_{D_1} = X_{D_1} \cdot \vec{x}_0 + Y_{D_1} \cdot \vec{y}_0 + Z_{D_1} \cdot \vec{z}_0 \\ \vec{M}_{D_1} = M_{D_1} \cdot \vec{y}_0 + N_{D_1} \cdot \vec{z}_0 \end{cases} = \begin{cases} \vec{F}_{D_1} = -3685 \cdot \vec{x}_0 + 6931 \cdot \vec{y}_0 - 17975 \cdot \vec{z}_0 \\ \vec{M}_{D_1} = 18622 \cdot \vec{y}_0 + 41155 \cdot \vec{z}_0 \end{cases}$$

Action de liaison en  $D_2$

$$\{T_{D_2}\}_{D_2} = \begin{cases} \vec{F}_{D_2} = Y_{D_2} \cdot \vec{y}_0 + Z_{D_2} \cdot \vec{z}_0 \\ \vec{M}_{D_2} = \vec{0} \end{cases} = \begin{cases} \vec{F}_{D_2} = 7150 \cdot \vec{y}_0 - 3595 \cdot \vec{z}_0 \\ \vec{M}_{D_2} = \vec{0} \end{cases}$$

19) En déduire les efforts radiaux et axiaux au niveau des 2 roulements .

20) Calculer les charges équivalentes au centre des deux roulements.

On donne pour les roulements :

Roulement à rouleaux coniques (42 ) diamètre intérieur 320 :  $C = 248000$  daN et  $C_0 = 262000$  daN

Roulement à deux rangées de billes à rotule (41 ) diamètre intérieur 320 :  $C = 112000$  daN et  $C_0 = 44000$  daN

Détermination de la charge équivalente P

Valeurs des coefficients X et Y									
Roulements à billes à contact radial									
Si $\frac{F_A}{F_R} \leq e$ alors $P = F_R$					Si $\frac{F_A}{F_R} \geq e$ alors $P = 0,56 \cdot F_R + Y \cdot F_A$				
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	0.11	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

21) Quelle est alors la durée de vie des roulements ?

**Nomenclature du broyeur à cône**

26	12	Vis			
25	8	Vis	51	1	Support moteur
24	8	Vis	50	2	Mâchoire mobile
23	8	Ressort	49	1	Clavette
22	1	Joint	48	1	Pignon moteur
21	1	Couvercle	47	8	Rondelle
20	1	Rondelle fixe	46	8	Ecrou
19	1	Rondelle de frottement	45	8	Vis
18	1	Support de douille intérieure	44	1	Poulie réceptrice
17	1	Douille intérieure	43	1	Mâchoire mobile
16	1	Pignon récepteur	42	1	Roulement à rouleaux coniques
15	1	Coussinet sphérique	41	1	Roulement à deux rangées de billes
14	1	Support sphérique	40	1	Ecrou
13	1	Axe récepteur excentrique	39	1	Guide de couronne
12	8	Goupille	38	1	Support de couronne
11	1	Axe primaire	37	1	Moteur
10	1	Cadre support supérieur	36	12	Ecrou
09	1	Support de cuve	35	8	Rondelle frein
08	1	Bati support	34	8	Rondelle frein
07	1	Corps de cuve	33	8	Rondelle
06	1	Revêtement de machoire mobile	32	8	Rondelle
05	1	Trémie d'alimentation	31	12	Ecrou
04	1	Distributeur	30	6	Ecrou
03	1	Arbre récepteur principal	29	8	Ecrou
02	1	Machoire fixe	28	8	Vis
01	1	Bâti	27	8	Vis
<b>REP</b>	<b>NB</b>	<b>DESIGNATION</b>	<b>REP</b>	<b>NB</b>	<b>DESIGNATION</b>

