Final P2018

Etudes cinématique et mécanique de la Boite de Transmission Principale de l'hélicoptère SA342M Gazelle

Transmission de puissance

Durée 1H

1 feuille A4 manuscrite autorisée

DR1, DR2, DR3 et DR4 à rendre en fin d'épreuves.

I- Etude cinématique de la BTP de l'hélicoptère SA342M Gazelle

1- Présentation de l'hélicoptère Gazelle SA 342 M

Transmission de puissance

Figure 1

Quel que soit le type d'hélicoptère, la puissance massique (en kW/kg) varie peu. Elle est de :

- 0.142 kW/kg pour les appareils de moins de 2000 kg
- 0.2 kW/kg pour les appareils entre 2000 et 15 000 kg
- Un peu plus de 0.2 kW/kg pour les appareils dont la masse excède 15 000 kg.

La gazelle avec une puissance massique 0.25 kW/kg est très bien dotée.

2- Problématique

Le rotor d'un hélicoptère absorbe une puissance élevée avec un régime de rotation faible ; un couple très important doit donc être transmis avec un grand rapport de réduction, une masse faible, une bonne endurance et une sécurité totale.

Un rotor tourne entre ***200 et 360 tr/min***. Un turbo moteur de faible puissance tourne souvent à ***35 000 tr/min***, mais le constructeur le livre généralement, grâce à un réducteur incorporé, avec une prise de mouvement à ***6000 tr/min***.

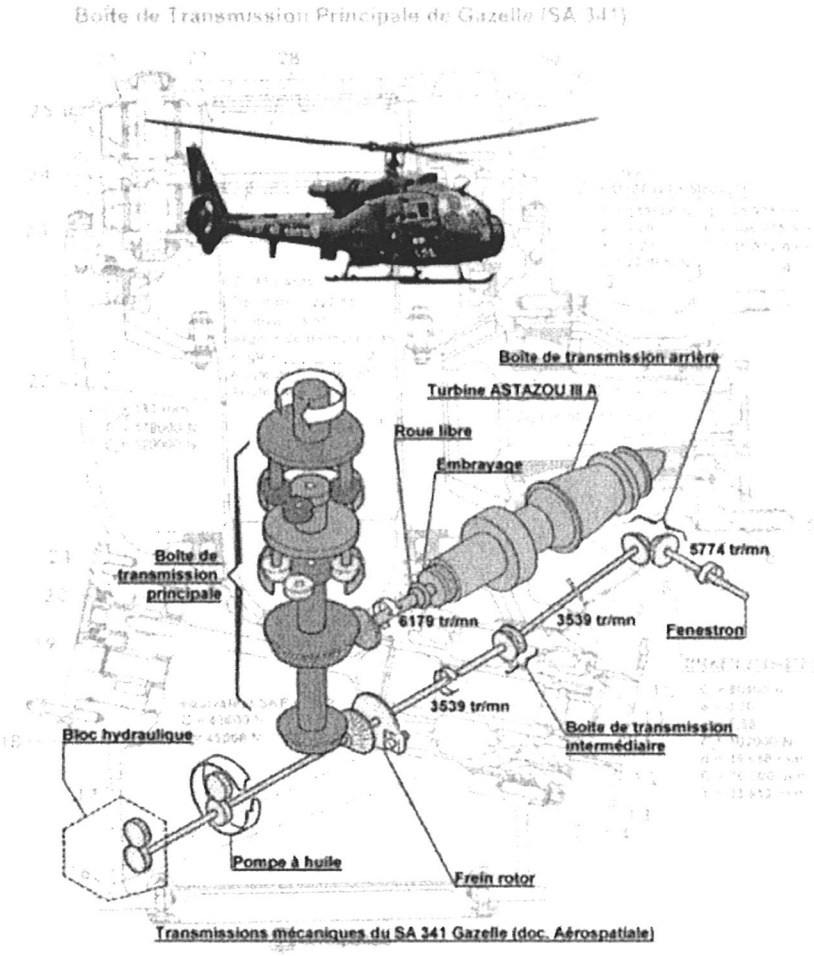
Il est donc nécessaire d'installer, entre la source de puissance motrice et le rotor, un réducteur dont le rapport de réduction oscille entre ***10 et 20***. La puissance consommée par ce réducteur peut atteindre ***3%*** de la puissance transmise. Ce réducteur spécial est généralement désigné par : B.T.P : Boite de Transmission Principale

Par ailleurs un embrayage centrifuge permet de transmettre progressivement le couple moteur au rotor lors du démarrage. Une roue libre autorise la rotation du rotor sans entrainement du moteur(en cas de panne du moteur ou bien dans le cas du vol en autorotation). La mécanique arrière comporte un arbre de transmission entre une prise spéciale de la B.T.P et la boite de réduction et de renvoi d'angle pour la prise de puissance du rotor arrière.

Le rendement mécanique d'une B.T.P varie de 97 à 98%.

Performances	Ø Rotor	Longueur	Hauteur	Masse à vide	Masse maxi	Moteur	Nbre de placés	Vitesse maxi
Gazelle SA342M	10.5 m	11.97 m	3.18 m	1195 kg	1900 kg	Turbomeca Astazou III 480 kw (650 cv).	5 (équipage:2)	312 km/h

3- Présentation de la B.T.P



Transmissions mécaniques du SA 341 Gazelle (doc. Aérospatiale)

BTP en coupe

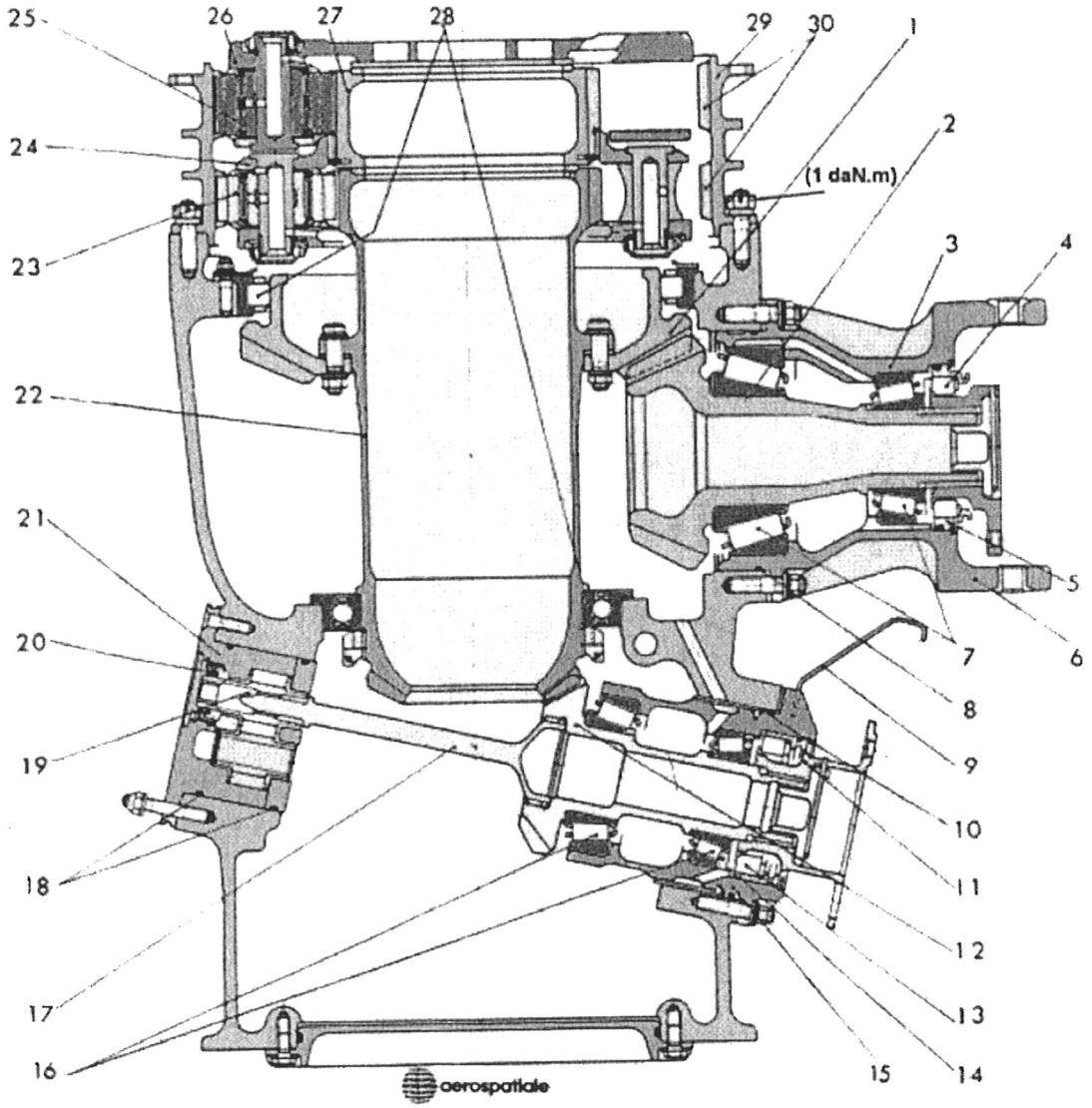
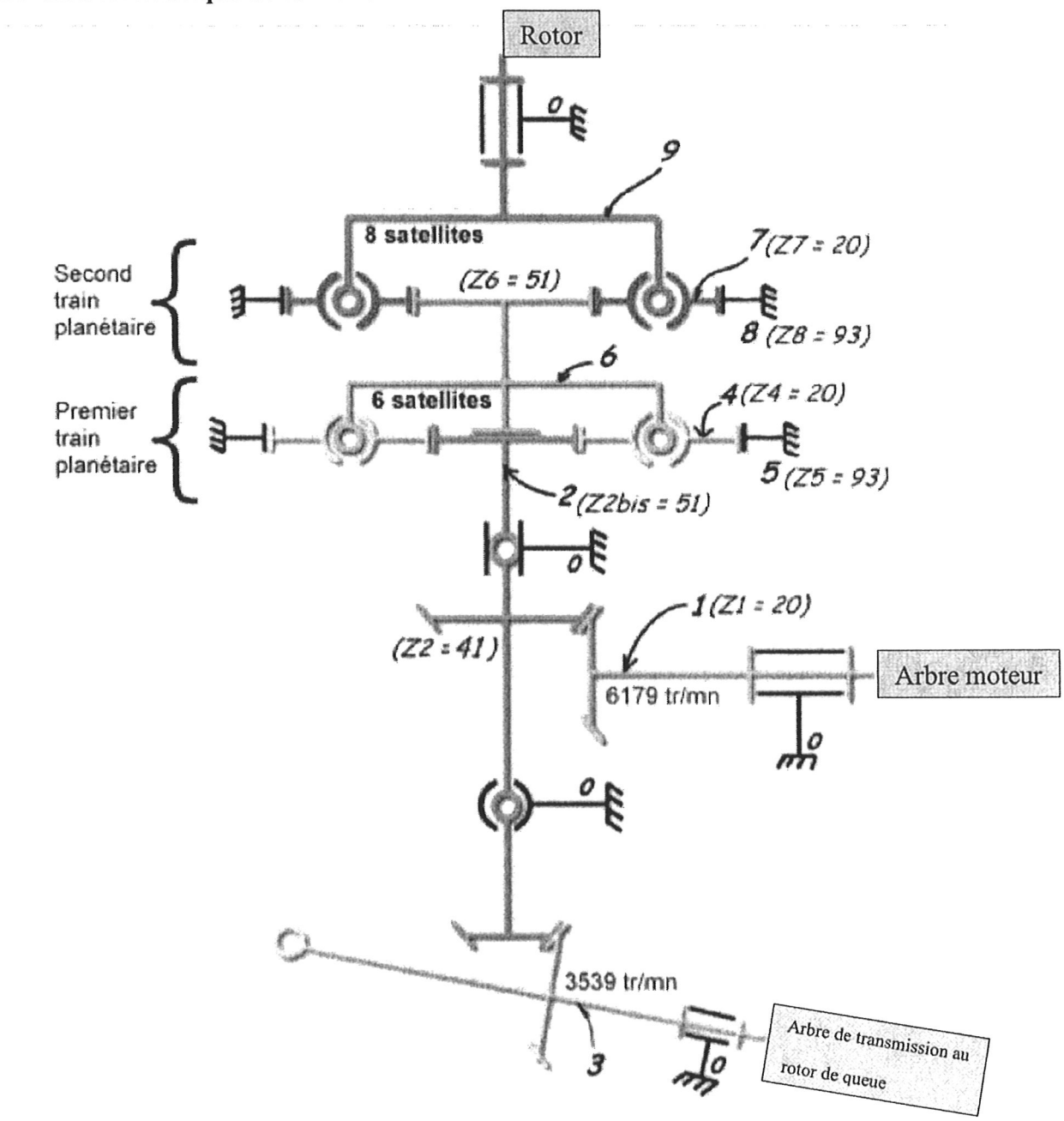

25
26
27
28
29
30
1
2
(1 daN.m)
3
4
24
23
22
21
20
19
18
17
16
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
aerospatiale

Schéma cinématique de la BTP:



Travail à effectuer :

On s'intéresse uniquement à la cinématique entre **l'arbre moteur et le rotor.**

Q1 – Déterminer le rapport de réduction du renvoi d'angle, soit : $\frac{\omega_{2/0}}{\omega_{1/0}}$; répondre sur DR1

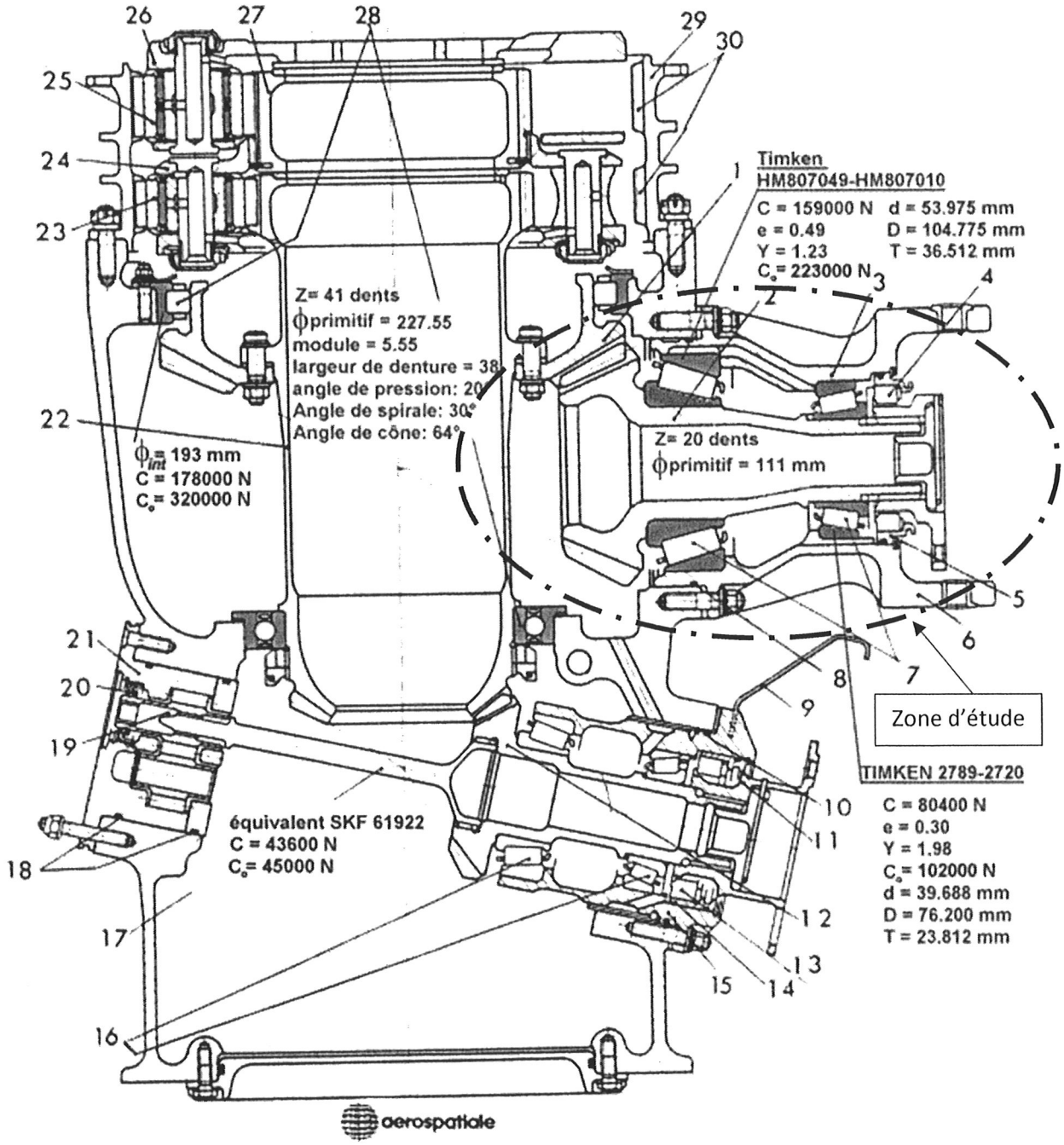
Q2 – Déterminer les rapports des deux trains épicycloïdaux, soient : $\frac{\omega_{6/0}}{\omega_{2/0}}$ et $\frac{\omega_{9/0}}{\omega_{6/0}}$; répondre sur DR1

Q3 – En déduire le rapport global : $\frac{\omega_{9/0}}{\omega_{1/0}}$; répondre sur DR1

Q4 – Application numérique : sachant que la sortie du moteur tourne à 6179 tr/min, calculer la vitesse du rotor, soit $\omega_{9/0}$ en tr/min ; répondre sur DR1

II- Détermination de la durée de vie des roulements de l'arbre moteur du renvoi d'angle.

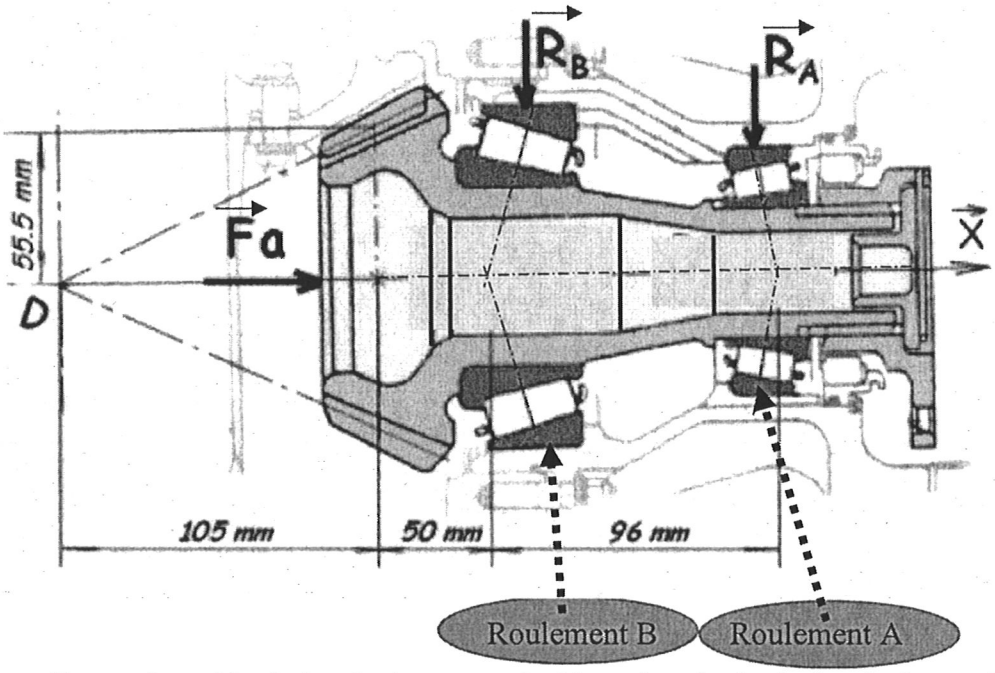
Boîte de Transmission Principale de Gazelle (SA 341)



Représentation des efforts radiaux $\vec{R_A}$ et $\vec{R_B}$ sur les roulements A et B ainsi que celle de l'effort axial extérieur $\vec{Fa}$ appliqué sur l'arbre de transmission.

Roulement A:	**Roulement B:**
C = 80 400 N	C = 159 000 N
C_0 = 102 000 N	C_0 = 223 000 N
e = 0.30	e = 0.49
Y = 1.98	Y = 1.23

vitesse de rotation = 6179 tr/mn
potentiel de la btp : 2400 heures



Q5 - En appliquant la méthode iso (voir annexes), déterminer la durée de vie des roulements A et B. Compléter les documents DR2, DR3 et DR4.

On donne pour cela les composantes radiales, sur $\vec{y}$ et $\vec{z}$, agissant sur les roulements A et B, soient :

$$Y_A = -2190\ N\ ;\ Y_B = -1753\ N\ ;\ Z_A = 5438\ N \text{ et } Z_B = 15976\ N$$

ainsi que

$$Fa = 7342\ N$$

- **Rapport de réduction du renvoi d'angle:**

$$\frac{\omega_{2/0}}{\omega_{1/0}} =$$

- **Rapports des deux trains épicycloïdaux:**

$$\frac{\omega_{6/0}}{\omega_{2/0}} = \qquad et \qquad \frac{\omega_{9/0}}{\omega_{6/0}} =$$

- **Rapport global** :

$$\frac{\omega_{9/0}}{\omega_{1/0}} =$$

- **Application numérique** :

vitesse du rotor : $\omega_{9/0}$ = tr/min

NOM :

DR1

Déterminer les efforts radiaux $\vec{R}_A$ et $\vec{R}_B$ (arrondir à l'entier le plus près !)

$\|\vec{R}_A\| =$ **N**	$\|\vec{R}_B\| =$ ***N***

Identification de roulements Rlt_1 et Rlt_2

Compléter le schéma des charges axiales

	Indice du *Rlt*
Rlt A	
Rlt B	

Calculer les charges axiales induites RQ_{A1} et RQ_{A2}

	Expression littérale	Valeur numérique (N)
RQ_{A1}		
RQ_{A2}		

NOM : **DR2**

Calcul des charges axiales F_{A1} et F_{A2}

Hypothèse de comportement

Hypothèse retenue	$A + \frac{F_{R1}}{2Y}$	$\frac{F_{R2}}{2Y}$

En déduire les charges axiales

	Expression littérale	Valeur numérique (N)
F_{A1}		
F_{A2}		

Calculer les charges dynamiques équivalentes P_1 et P_2

	Expression littérale	Valeur numérique (N)
P_1		
P_2		

Calculer les durées de vie des roulements Rlt_1 et Rlt_2

$L_{10}(1) =$ Mtr	$L_{10}(2) =$ Mtr

NOM :

DR3

En déduire la durée de vie des roulements 1 et 2 en heures :

$L_{10\,H}(1) =$ h	$L_{10\,H}(2) =$ h

Déterminer la durée de vie en heures de l'ensemble du montage de roulement sachant que :

$$L_{E10} = \left(\left(\frac{1}{(L_{1.10})} \right)^{1,5} + \left(\frac{1}{(L_{2.10})} \right)^{1,5} + \ldots + \left(\frac{1}{(L_{n.10})} \right)^{1,5} \right)^{-\frac{1}{1,5}}$$

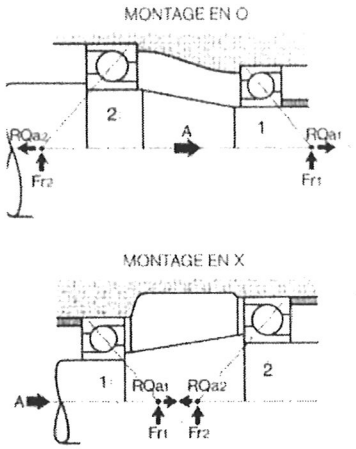
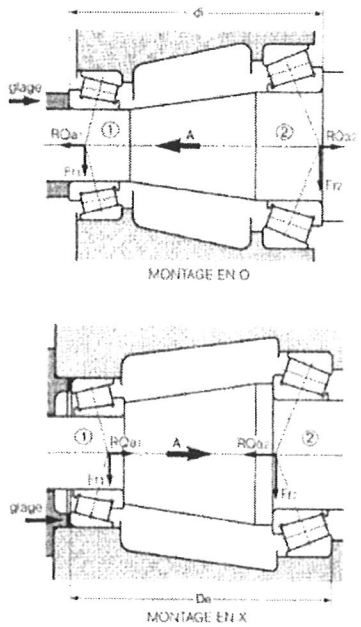
$L_{E10} =$ h

Vérifier cette valeur par rapport au potentiel de durée de vie de la BTP.
Conclure

NOM :

DR4

ANNEXE

Charges sur les roulements à contact oblique	**Arbre monté sur deux roulements à billes à contact oblique**  **Arbre monté sur deux roulements à rouleaux coniques**  	**Roulements à billes à contact oblique ou roulements à rouleaux coniques** L'équilibre axial de l'arbre dépend non seulement des efforts extérieurs à celui-ci (Fr1, Fr2 et A) mais aussi des *forces induites* par les charges radiales appliquées sur chaque roulement. La force induite par chacun des roulements tend à séparer la bague intérieure de la bague extérieure. Cette force se comporte vis-à-vis du roulement antagoniste comme une *force axiale supplémentaire.* L'équilibre axial de l'arbre est assuré lorsqu'il y a équilibre du système composé des trois forces : o A = force axiale extérieure, o RQ_{a1} = force induite par le roulement (1) o RQ_{a2} = force induite par le roulement (2) On démontre que la force induite d'un roulement à contact oblique qui fonctionne avec jeu nul (ou presque nul) a une valeur déterminée sensiblement égale à $\frac{F_r}{2Y}$ d'où : On applique la règle suivante : Indice 1 : roulement dont la force induite a le sens de la force axiale extérieure A. P_1 = charge dynamique équivalente du roulement (1) P_2 = charge dynamique équivalente du roulement (2) o Si $A + \frac{F_{r1}}{2Y_1} > \frac{F_{r2}}{2Y_2}$, le roulement (1) fonctionne avec du jeu Donc $P_1 = F_{r1}$ et $F_{a2} = A + \frac{F_{r1}}{2Y_1}$ d'où : $P_2 = F_{r2}$ si $\frac{F_{a2}}{F_{r2}} \leq e$ $P_2 = X \cdot F_{r2} + Y_2 \cdot F_{a2}$ si $\frac{F_{a2}}{F_{r2}} > e$ o Si $A + \frac{F_{r1}}{2Y_1} < \frac{F_{r2}}{2Y_2}$, le roulement (2) fonctionne avec du jeu Donc $P_2 = F_{r2}$ et $F_{a1} = \frac{F_{r2}}{2Y_2} - A$ d'où : $P_1 = F_{r1}$ si $\frac{F_{a1}}{F_{r1}} \leq e$ $P_1 = X \cdot F_{r1} + Y_1 \cdot F_{a1}$ si $\frac{F_{a1}}{F_{r1}} > e$ Pour les roulements à billes à contact oblique : X = 0,35 Y = 0,57 e = 1,14 Pour les roulements à rouleaux coniques : X = 0,4 Y et e : voir tableau des caractéristiques