

1. MISE EN CONTEXTE

Le dessin d'ensemble fourni est celui d'un tambour-moteur dont la fonction consiste à entrainer une bande porteuse. Les tambours-moteurs peuvent être utilisés dans de très nombreuses domaines :

- Tapis de caisse de supermarché
- Bande transporteuses de minerais
- Tapis roulant de bagages d'aéroport



Figure 1 - Tambour moteur avec sa bande transporteuse

Le rouleau moteur est essentiellement constitué :

- D'un moteur électrique ($P_m = 1,5 \text{ kW}$; $N_m = 920 \text{ tr. min}^{-1}$) dont le rotor est équipé d'un pignon **10** ;
- D'un arbre intermédiaire pignonné **2** équipé d'une roue dentée **8** ;
- D'un tambour équipé d'une couronne **5**.

2. MODELISATION - HYPOTHESES

On retient le modèle de la figure 2 pour mener les différentes études.

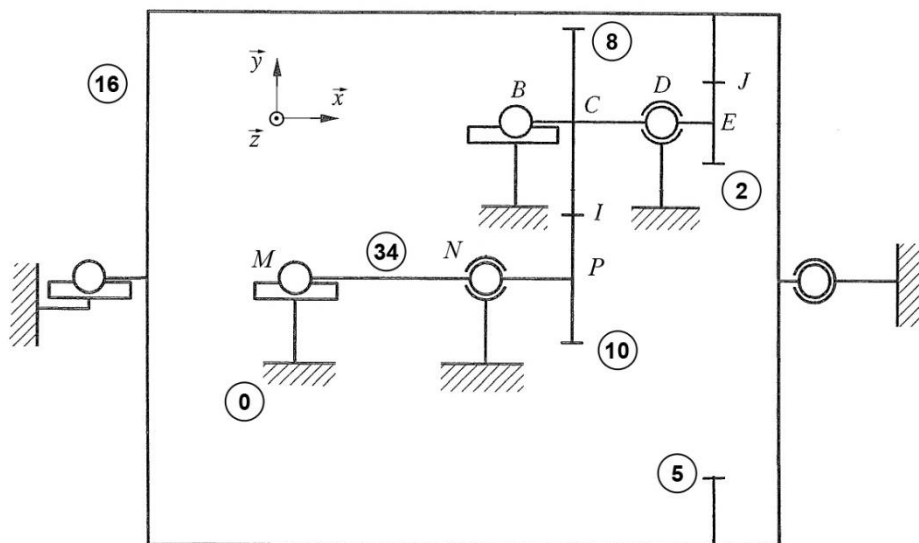


Figure 2 - Modèle retenu pour le tambour-moteur

Les caractéristiques des différentes pièces dentées sont données figure 3 :

Pignon N°	10	8	2	5
Nombre de dents : Z	16	59	16	62
Angle d'hélice : β	$11^\circ 58'$	$11^\circ 58'$	0	0
Angle de pression : α	20°	20°	20°	20°
Module : m	1,5	1,5	2,5	2,5
Orientation de l'hélice	à droite	à gauche		

Figure 3 - Caractéristiques des pièces dentées

On fait les hypothèses suivantes :

- Effet de la pesanteur négligé face aux autres actions mécaniques ;
- Toutes les liaisons sont supposées parfaites ;
- L'étude est menée à régime moteur constant ;
- Les pièces sont dynamiquement équilibrées.

- 1.1 Réaliser le graphe d'isolement du système en considérant que le tambour moteur entraîne une bande transporteuse placée également sur un tambour libre.

3. GUIDAGE DU ROTOR

Objectif : Déterminer l'effort au niveau de l'engrènement en I .

- 1.2 Etudier le contact en I au niveau du pignon **10** et en déduire l'expression du torseur d'action mécanique en I de **10** sur **8** : $\{\mathcal{T}(10 \rightarrow 8)\}$.

Rem : on supposera que le rotor **34** tourne selon $+\vec{x}$

- 1.3 Isoler l'ensemble **34+10** et appliquer le théorème du moment statique en P selon \vec{x} .
- 1.4 Calculer les composantes du torseur d'action mécanique en I de **10** sur **8** : $\{\mathcal{T}(10 \rightarrow 8)\}$.

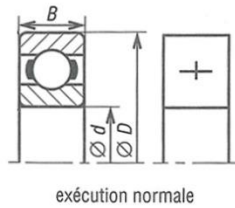
4. GUIDAGE DE L'ARBRE SECONDAIRE 2

Objectif : Déterminer les efforts dans les roulements de l'arbre intermédiaire **2**.

- 1.5 Etudier le contact en J au niveau du pignon **2** et en déduire l'expression du torseur d'action mécanique en J de **5** sur **2** : $\{\mathcal{T}(5 \rightarrow 2)\}$.
- 1.6 Isoler l'ensemble **2+8** et appliquer le P.F.S. en B .
- 1.7 Déterminer les expressions puis calculer les valeurs des actions mécaniques au niveau des roulements en B et D .

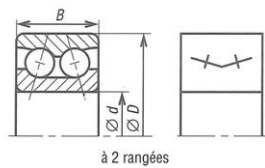
Remarque : $BC = 25 \text{ mm}$; $CD = 60 \text{ mm}$; $DE = 40 \text{ mm}$

Le roulement 3 en B est un roulement à billes à contact radial 25 BC 10.



Roulements à une rangée de billes et à contact radial												
exécution normale								exécution particulière usuelles				
dimensions principales				vitesse limite tr/min graisse	série de base	épaulements en mm		charges de base		flasques		rainure et segment d'arrêt
d mm	D mm	B mm	r mm			d _a maxi	D _L mini	C daN	C ₀ daN	d'un côté	des 2 côtés	
25	47	12	0,5	16 000	10	30,1	42,1	1 010	590	*	*	52,7 57,9 67,7 86,6
	52	15	1,5	14 000	02	31,4	46,3	1 400	790	*	*	
	62	17	2	12 000	03	34,9	53,1	2 370	1 220	*	*	
	80	21	2,5	9 000	04	42,1	66,3	3 600	1 930	*	*	

Le roulement 4 en D est un roulement à billes à deux rangées de billes 35 BE 32.



Roulements à contact oblique à 2 rangées $\alpha = 30^\circ$							
dimensions principales				vitesse limite tr/min graisse	série de base N°	charges de base	
d mm	D mm	B mm	r mm			C daN	C ₀ daN
35	72	27	2	6 100	02	4 350	3 750
	80	34,9	2,5	5 700	03	6 100	4 950

La durée de vie d'un roulement peut être évaluée grâce à la relation suivante :

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot N} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^n \quad \text{avec}$$

L_{10h} : durée de vie nominale à 90% de fiabilité (h)
 C : capacité dynamique du roulement (N)
 P : charge dynamique équivalente (N)
 $n = 3$ (roulement à billes)
 $n = 10/3$ (roulement à rouleaux)
 N : vitesse de rotation ($tr.min^{-1}$) d'une bague par rapport à l'autre.

$$P = X F_r + Y F_a$$

où
 P = charge dynamique équivalente [kN]
 F_r = charge radiale effective [kN]
 F_a = charge axiale effective [kN]
 X = coefficient de charge radiale du roulement
 Y = coefficient de charge axiale du roulement

1.8 Déterminer les durées de vie des deux roulements.