

Rappel

## Transmission de mouvement par roues de friction

Les roues de friction assurent la transmission de mouvement entre deux arbres rapprochés.

Ce moyen de transmission offre :

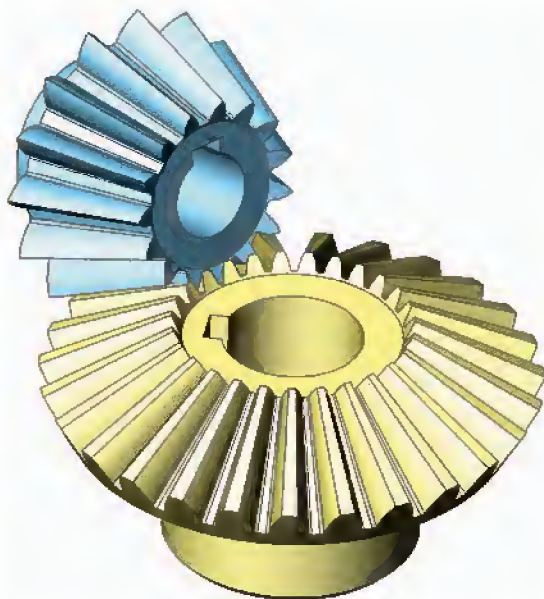
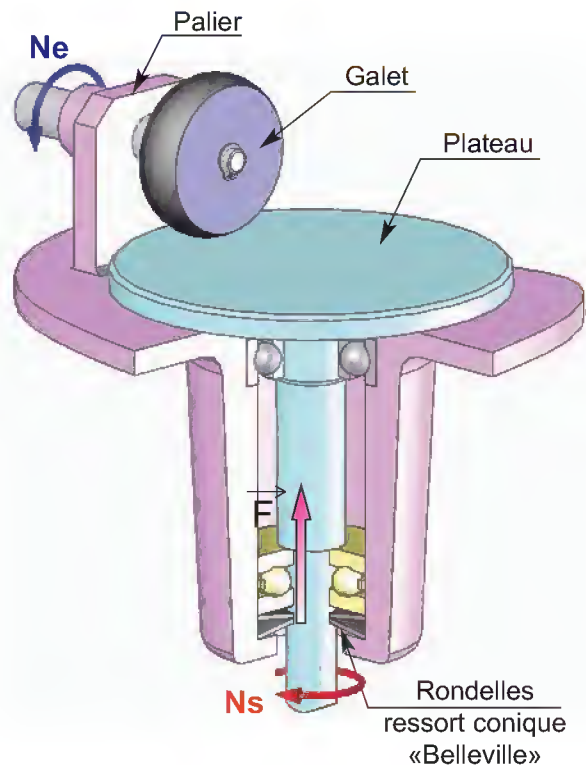
- Un fonctionnement silencieux ;
- Une réalisation simple et économique ;
- Un glissement entre les roues en cas de variation brusque du couple résistant : sécurité.

Par contre cette transmission a des inconvénients :

- l'entraînement s'effectue par adhérence qui nécessite une force normale de contact importante. Cette force engendre des charges supplémentaires sur les paliers.

- Le rapport de transmission  $r = N_s / N_e$  n'est pas constant ;

- Utilisation limitée aux transmissions de faibles puissances.



La solution permettant d'augmenter la précision de la transmission (vitesse de sortie constante) ainsi que la valeur du couple transmis consiste à prévoir autour des roues «des obstacles» appelés dents.

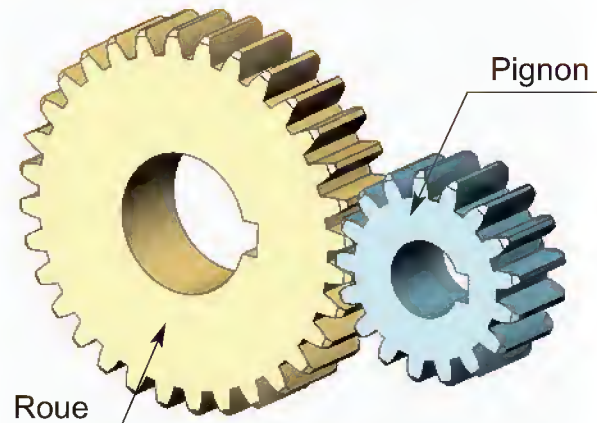
Ainsi naissent les roues dotées de dents (les engrenages) assurant un entraînement sans glissement.

Développement de connaissances

## 1- Les Engrenages

### 1-1 Définition :

Un engrenage est composé de deux roues dentées ( la plus petite est appelée pignon) servant à la transmission d'un mouvement de rotation. En contact l'une avec l'autre, elles transmettent de la puissance par obstacle.

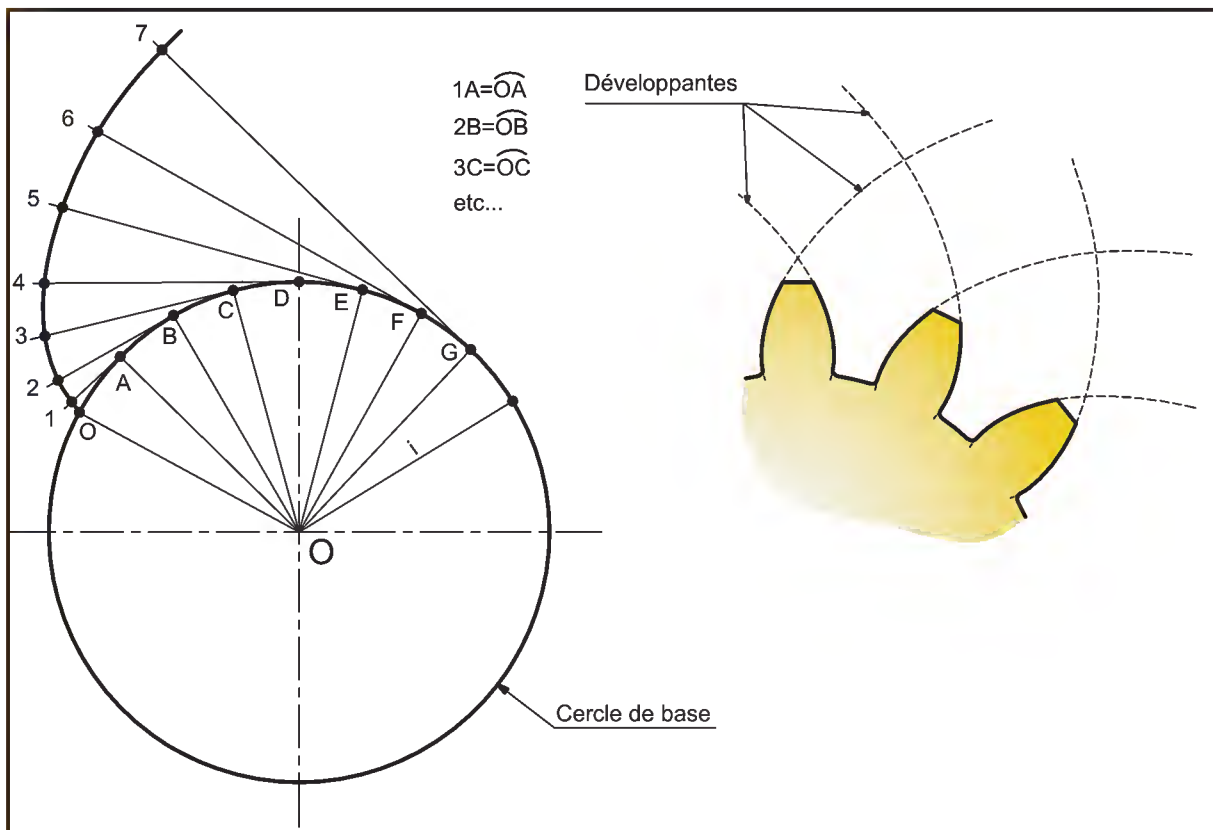


### 1-2 Profil de la denture :

Le profil des dents est une courbe dite en développante de cercle.

Cette courbe est obtenue, comme le montre la figure ci-dessous, en développant un cercle appelé cercle de base.

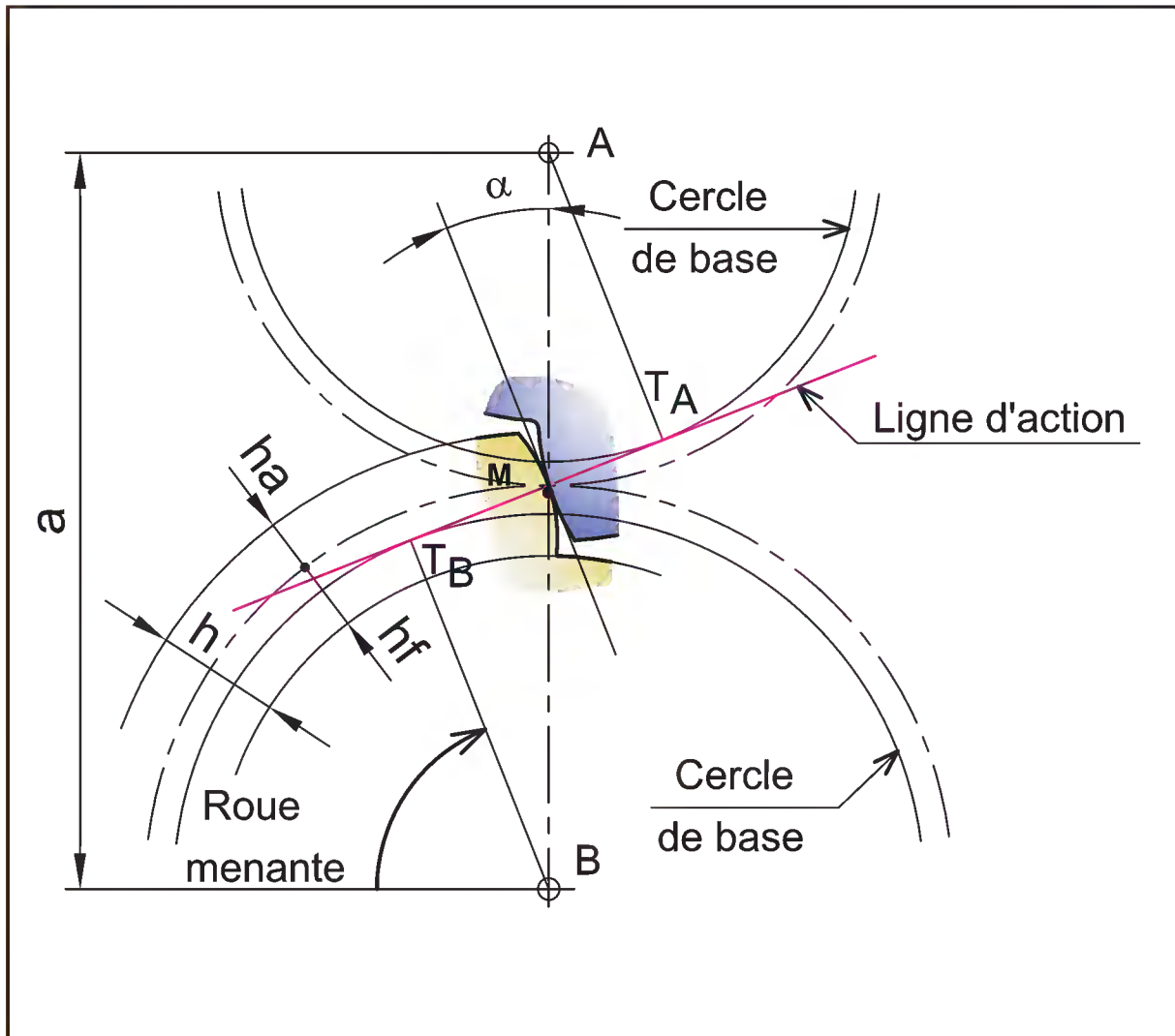
Seule une faible partie de la courbe est utilisée pour la denture.



### 1-3 Principe de l'engrènement :

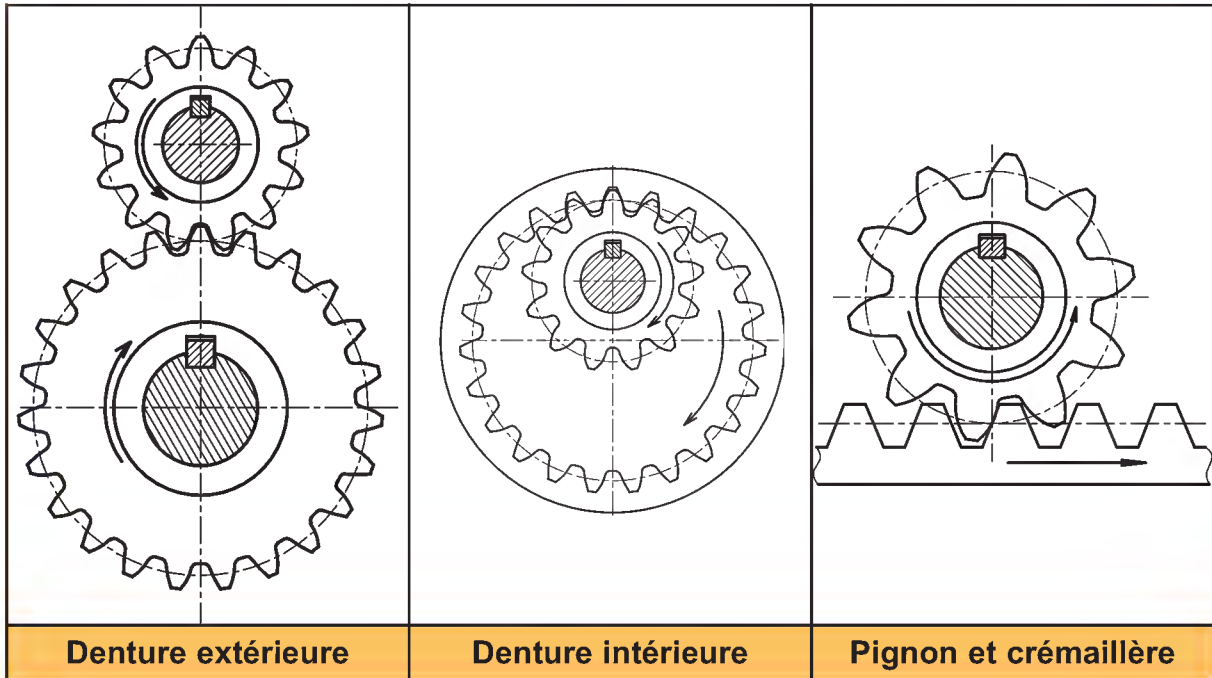
Si deux cercles de base munis de courbes en développante de cercle sont espacés d'un entraxe ( $a$ ), on constate que pendant l'engrènement, les deux développantes restent en contact suivant une droite appelée ligne d'action inclinée d'un angle  $\alpha$  par rapport à la tangente commune à deux cercles appelés cercles primitifs.

Cet angle  $\alpha$  est appelé angle de pression et vaut dans le cas général  $20^\circ$ .



## 2- Engrenages cylindriques à denture droite

La génératrice de forme des dents est une droite parallèle à l'axe de rotation. C'est le type de denture le plus courant. Il est utilisé dans toutes les applications de mécanique générale.



### 2-1 Dimensions normalisées :

Deux valeurs permettent de définir les roues dentées:

- Le module  $m$  choisi parmi les modules normalisés et déterminé par un calcul de résistance des matériaux.

La relation permettant le calcul de ce module est :  $m \geq 2.34 \sqrt{\frac{T}{k.Rpe}}$

$\vec{T}$  : effort tangentiel sur la dent.

$k$  : coefficient de largeur de denture.

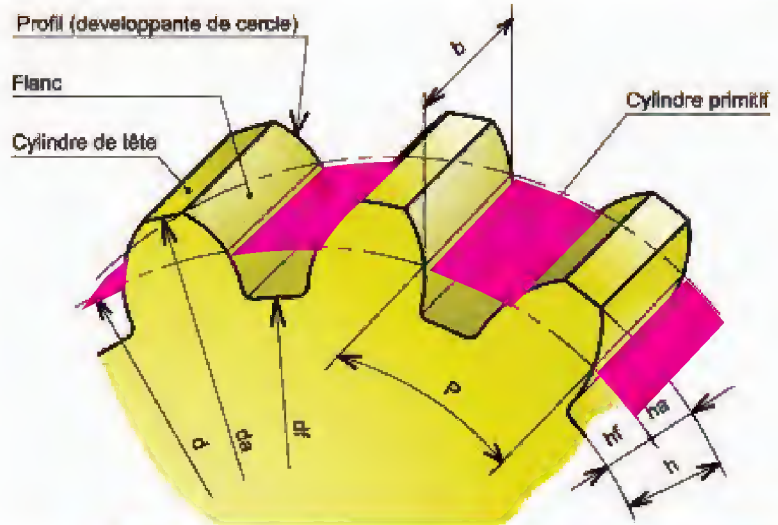
$Rpe$  : résistance pratique à l'extension.  $Rpe$  dépend du matériau utilisé.

$\vec{T}$  et  $k$  sont définis dans la suite de ce cours.

- Le nombre de dents  $Z$  de chaque roue dentée permettant de définir le rapport des vitesses  $r$  de l'engrenage.

**Nota : Deux roues dentées doivent avoir le même module pour pouvoir engrener ensemble.**

Caractéristiques de la denture :



Roue à denture extérieure		
Module	<b>m</b>	Déterminé par un calcul de résistance de matériaux
Nombre de dents	<b>Z</b>	Déterminé à partir des rapports des vitesses angulaires
Pas de la denture	<b>p</b>	$p = \pi \cdot m$
Saillie	<b>ha</b>	$ha = m$
Creux	<b>hf</b>	$hf = 1,25 \cdot m$
Hauteur de la dent	<b>h</b>	$h = ha + hf = 2,25 \cdot m$
Diamètre primitif	<b>d</b>	$d = m \cdot Z$
Diamètre de tête	<b>da</b>	$da = d + 2m$
Diamètre de pied	<b>df</b>	$df = d - 2.5m$
Largeur de denture	<b>b</b>	$b = k \cdot m$ (k valeur à se fixer, fréquemment on choisit entre 6 et 10)
Entraxe de 2 roues A et B	<b>a</b>	$a = \frac{d_A + d_B}{2} = \frac{m \cdot Z_A}{2} + \frac{m \cdot Z_B}{2} = \frac{m(Z_A + Z_B)}{2}$

2-2 Rapport de vitesses :

$\omega_1$  et  $\omega_2$  sont les vitesses angulaires respectives des roues dentées (1) et (2) :

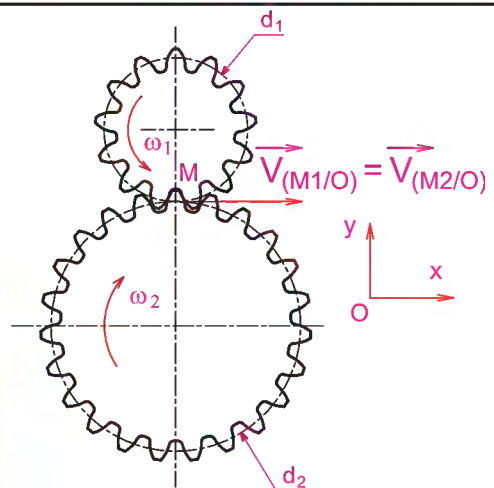
**Z1** : Nombre de dents de la roue (1)

**Z2** : Nombre de dents de la roue (2)

Non glissement au point (M) :

$$\|\vec{V}_{(M1/O)}\| = \|\vec{V}_{(M2/O)}\|$$

$$\omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} = \omega_2 \cdot \frac{d_2}{2} \quad r = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$



$\omega$  : Vitesse angulaire exprimée en rd/s

$N$  : Vitesse de rotation exprimée en tr/min

avec  $\omega = \frac{2\pi N}{60} \Rightarrow r = \frac{N_2}{N_1} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$

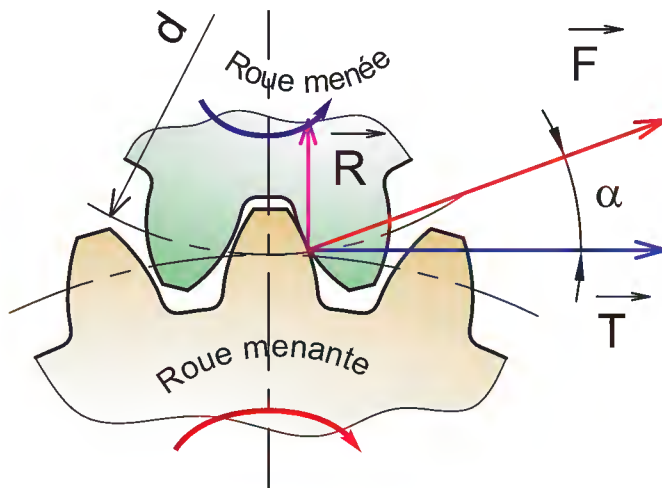
### 2-3 Efforts sur les dentures – Couple transmis :

L'effort  $\vec{F}$  normal à la dent ( Action de la roue menante sur la roue menée) étant incliné de l'angle de pression  $\alpha$  ( $20^\circ$  en général), on considère les deux projections de  $F$  suivant:

- la tangente commune aux cercles primitifs :  $\vec{T}$   
(effort tangentiel qui détermine le couple transmis)
- la normale commune aux cercles primitifs (radiale) :  $\vec{R}$   
(effort radial qui détermine un effort sur les paliers et contrainte de flexion dans les arbres).

Les relations sont données sur la figure ci-dessous.

L'effort  $T$  est celui utilisé pour le calcul du module  $m$ .



$$T = 2C / d$$

$$R = T \cdot \text{tg} \alpha$$

$C$ : couple transmis  
 $d$ : diamètre primitif

### 2- 4 Inconvénient de ce type d'engrenage :

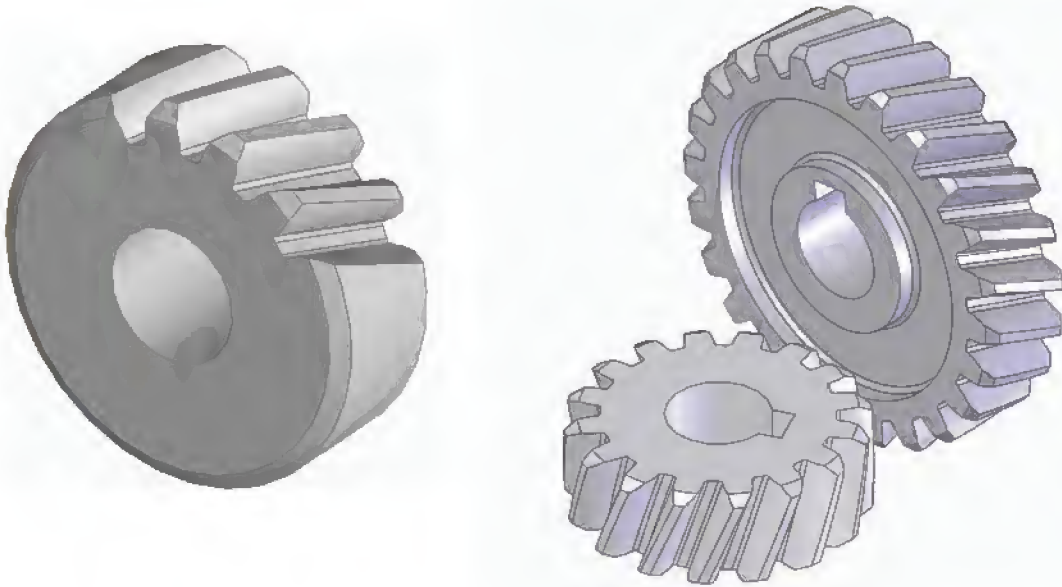
Durant l'engrènement, les dents en prise fléchissent, de plus leur nombre varie (2 à 3 dents), ce qui engendre du bruit et des vibrations.

### 2- 5 Matériaux utilisés:

- |  |                                 |
|--|---------------------------------|
| Fonte à graphite sphéroïdal            | : Roues de grandes dimensions.  |
| Aciers ordinaires type C               | : Engrenages peu chargés.       |
| Aciers au nickel-chrome                | : Engrenages fortement chargés. |
| Matières plastiques (Nylon, Téflon...) | : Faible puissances.            |

### 3 - Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale

La génératrice de forme des dents est une ligne hélicoïdale de même axe que l'axe de rotation.



#### 3-1 Dimensions :

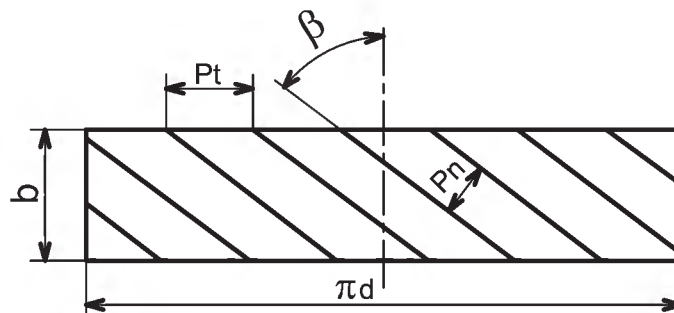
Les dimensions d'une roue à denture hélicoïdale sont déterminées à partir :

- du module normalisé, appelé ici module normal (ou réel) et désigné par  $m_n$ ,

(Calculé par la R.d.M.)

- du nombre de dents  $Z$ .

- de l'angle d'inclinaison de l'hélice  $\beta$ .



La relation entre le pas normal  $P_n$  et le pas tangentiel  $P_t$  (ou pas apparent) permet de définir un module tangentiel (ou apparent)  $m_t$ .

Les dimensions de la roue dépendent alors de ce module tangentiel.

Relations:  $P_n = P_t \cdot \cos\beta$        $m_n = m_t \cdot \cos\beta$        $d = m_t \cdot Z$

On constate que le diamètre primitif varie avec l'angle d'hélice  $\beta$ , il en est de même pour les diamètres de tête et de pied.

### 3-2 Rapport de vitesses :

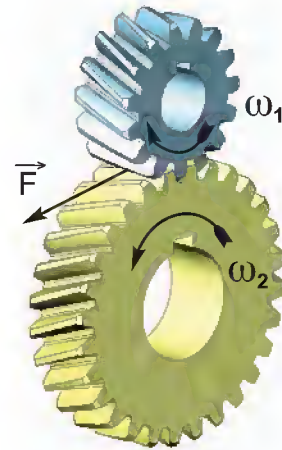
Le rapport d'une transmission assurée par deux roues cylindriques à denture hélicoïdale est le même que celui d'une transmission assurée par deux roues à denture droite.

$$r = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

### 3-3 Conditions d'engrènement :

L'engrènement entre deux roues est possible si :

- elles ont le même module réel et le même angle d'inclinaison de l'hélice ( $\beta$ ).
- les sens d'hélices sont inversés.



### 3-4 Efforts:

La composante normale à la denture donne trois types d'efforts :

- Effort tangentiel  $\vec{T}$  est souvent déterminé à partir du couple :

$$\vec{T} = 2C / d$$

- Effort radial  $\vec{R}$ , déterminé par la relation:

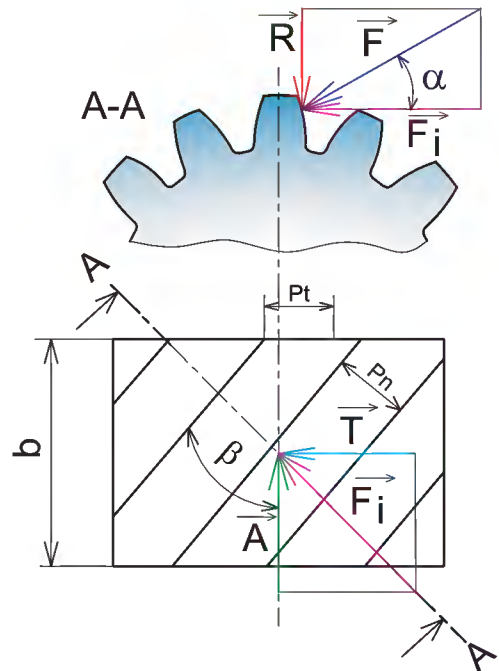
$$\vec{R} = (\vec{T} / \cos \beta) \operatorname{tg} \alpha$$

- Effort axial  $\vec{A}$ , déterminé par la relation:

$$\vec{A} = \vec{T} \operatorname{tg} \beta$$

$\vec{F}$  : Effort normal à la denture dû à l'engrènement

$\vec{F}_i$  : Résultante de l'effort tangentiel  $\vec{T}$  et l'effort axial  $\vec{A}$



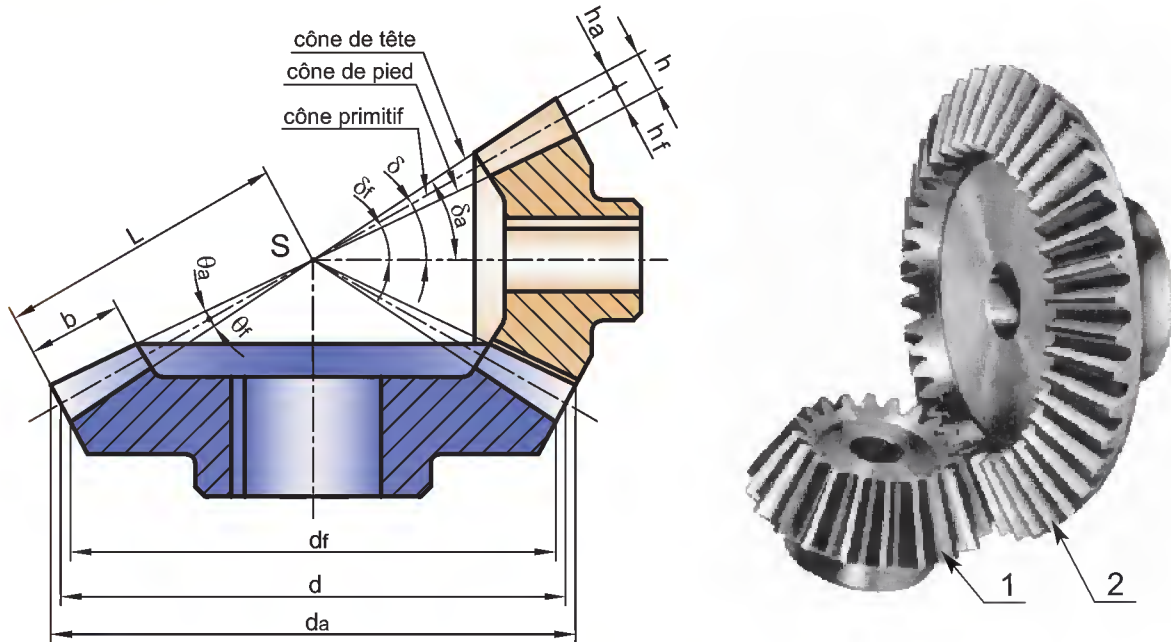
### 3-5 Avantage et inconvénient :

Ce type de denture présente l'avantage d'être plus silencieux que de la denture droite. En contre partie il engendre un effort axial dont l'intensité dépend de la valeur de l'angle d'inclinaison de l'hélice ( $\beta$ ) ce qui nécessite l'utilisation de palier de butée pouvant encaisser ce type d'efforts.



#### 4 - Engrenages concourants :

Les roues assurant la transmission entre deux arbres concourants sont coniques. L'étude qui suit porte plus particulièrement sur les dentures droites.



##### 4-1 Rapport de vitesses :

- $N_1$  et  $N_2$  sont les vitesses respectives des roues coniques (1) et (2).
- $Z_1$  et  $Z_2$  sont les nombre de dents respectifs des roues coniques (1) et (2).

$$r = \frac{N_2}{N_1} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

##### 4-2 Conditions d'engrènement :

Deux roues coniques n'engrènent correctement que si les modules sont égaux et si les cônes primitifs ont à la fois une génératrice commune et leurs sommets confondus.

##### 4-3 Efforts sur la denture :

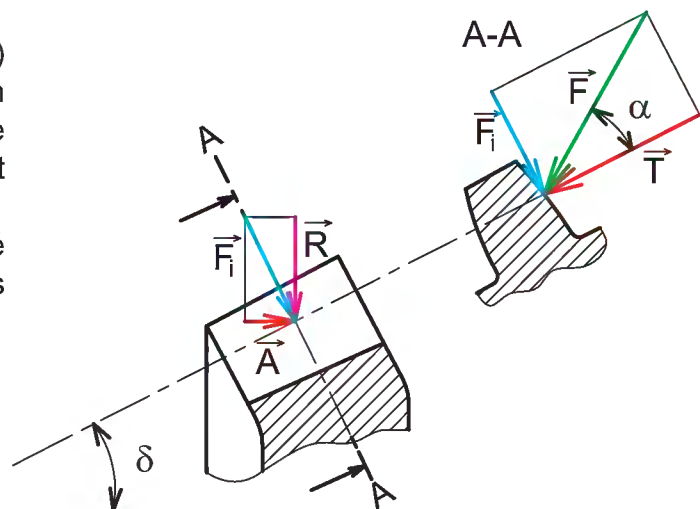
L'effort normal à la denture ( $\vec{F}$ ) donne ici trois efforts en projection sur les trois directions principales de la roue dentée (tangential, axial et radial).

Si  $T$  est l'effort tangentiel déterminé à partir du couple, les relations s'écrivent:

$$T = 2C / d$$

$$A = T \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta$$

$$R = T \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta$$



4-4 Disposition constructive :

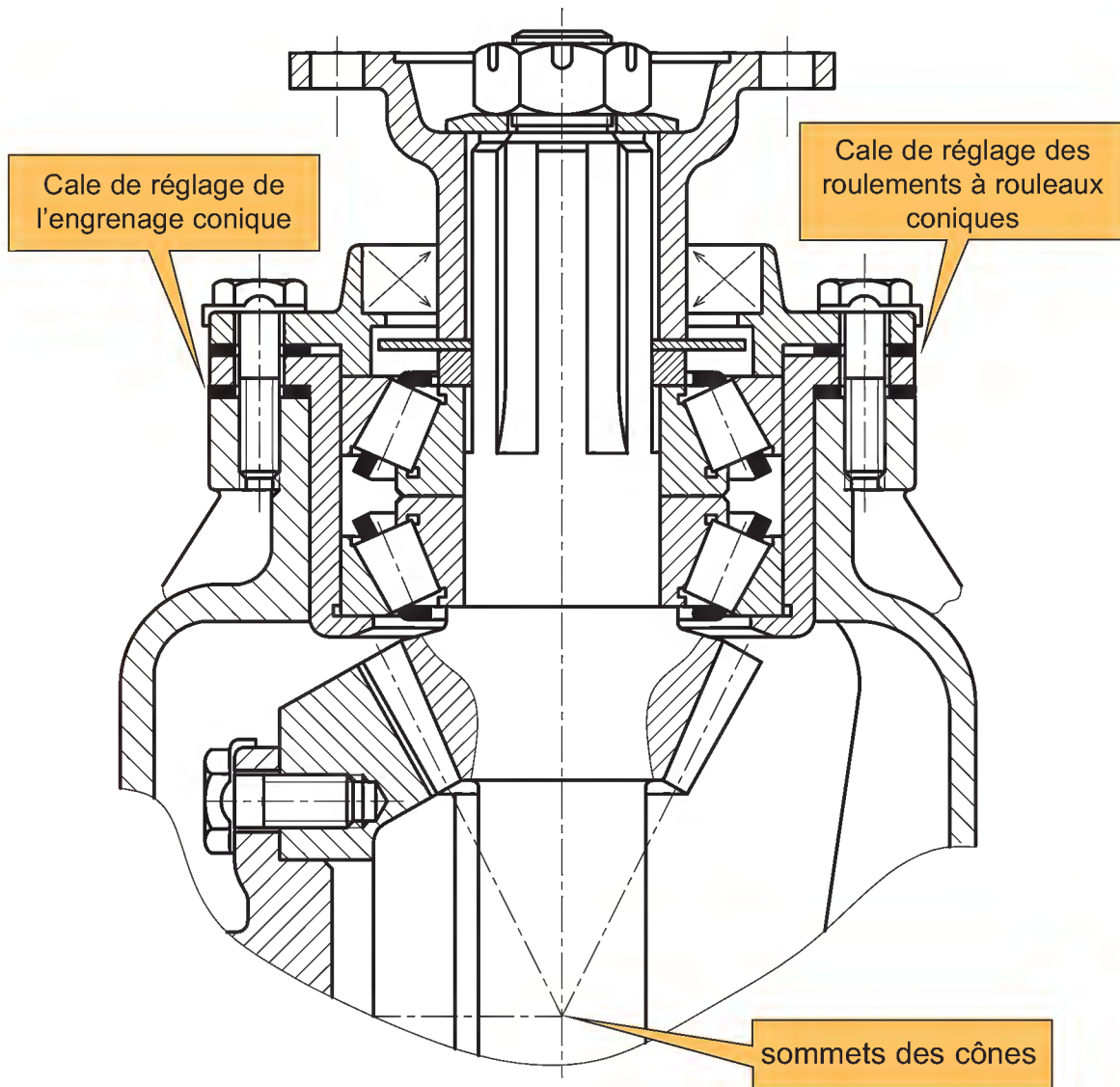
Le fonctionnement correct d'un engrenage conique nécessite la coïncidence des sommets des cônes primitifs tangents.

Ces sommets sont virtuels, le réglage est difficile à réaliser.

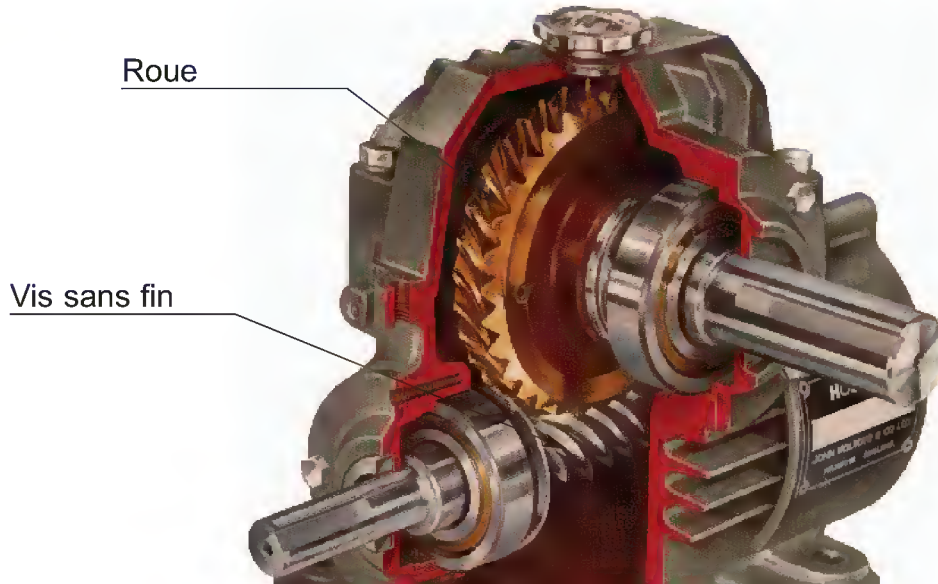
On règle en général un des deux sommets afin d'avoir un engrenement avec un minimum de jeu et sans précontrainte (serrage) des dentures.

Ce réglage est souvent réalisé par l'intermédiaire de cales de réglage lors du montage des roues.

La figure ci-dessous montre une application d'un réglage des sommets des cônes dans un renvoi d'angle.

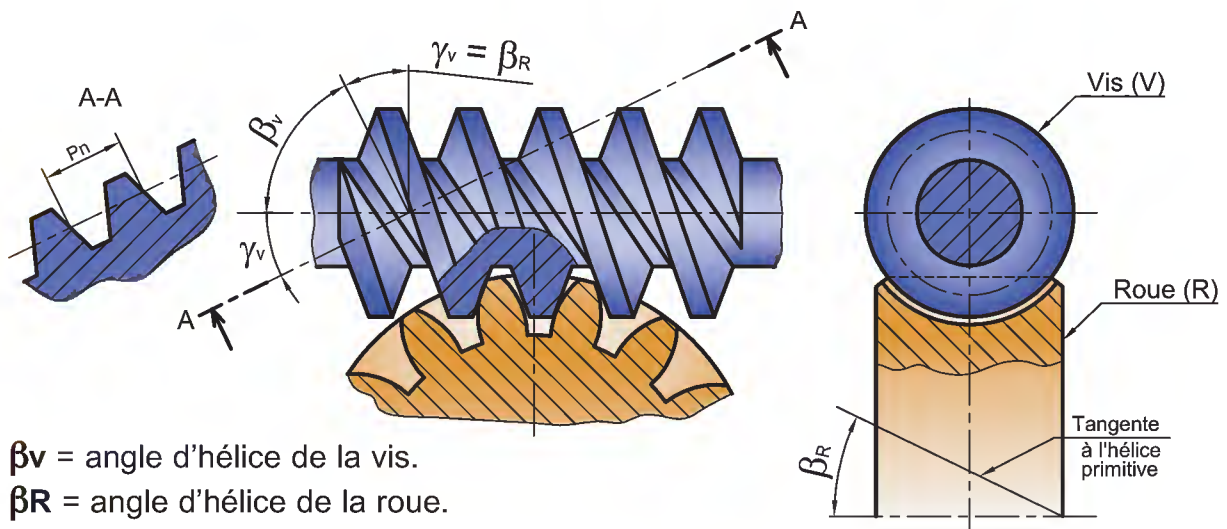


### 5 -Transmission par engrenages à roue et vis sans fin:



#### 5-1 Principe :

La transmission est réalisée à l'aide d'une vis à un ou plusieurs filets et une roue à denture hélicoïdale. C'est un cas particulier des engrenages gauches hélicoïdaux. Pour engrener ensemble, la roue et la vis doivent avoir leurs hélices de même sens.



$\beta_v$  = angle d'hélice de la vis.  
 $\beta_R$  = angle d'hélice de la roue.  
 $\beta_v + \beta_R = 90^\circ$

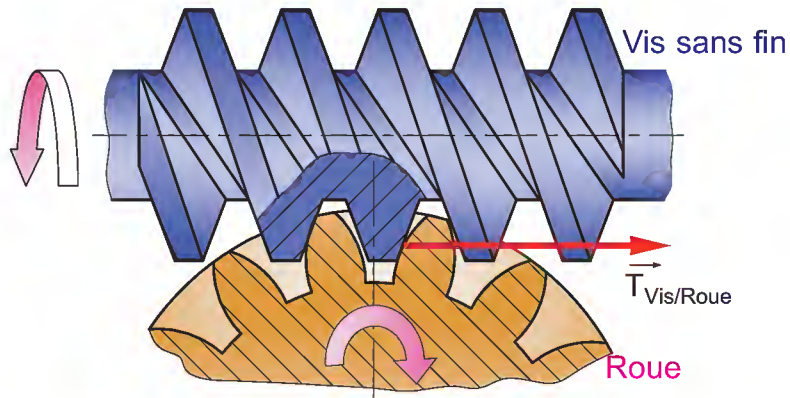
#### 5-2 Rapport de vitesses :

- $N_1$  et  $N_2$  sont les vitesses respectives de la vis et de la roue.
- $Z_1$  : nombre de filets de la vis.
- $Z_2$  : nombre de dents de la roue.

$$r = \frac{N_2}{N_1} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

**5-3 Efforts :**

En examinant la figure ci-dessous, on constate que l'effort tangentiel sur la roue est transmis comme un effort axial sur la vis.



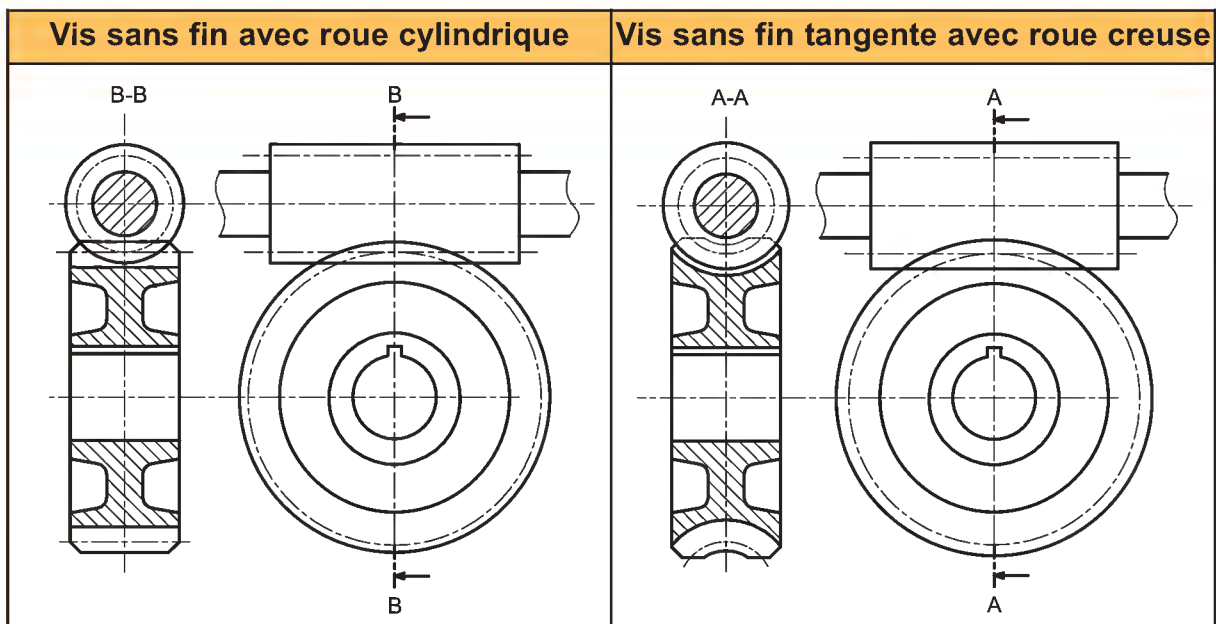
**5-4 Avantages et inconvénients :**

- Ce mécanisme permet d'obtenir un grand rapport de réduction avec seulement deux roues dentées (1/200).
- Les systèmes roue-vis sans fin sont presque toujours irréversibles d'où sécurité.
- L'engrènement se fait avec beaucoup de glissement entre les dentures, donc usure et rendement faible (60%).
- La vis supporte un effort axial important.

**5-5 Différents types de systèmes roue-vis sans fin:**

➤ **Vis sans fin avec roue cylindrique :**

- Le nombre de filets et de dents en contact est faible.
- Le contact entre les filets de la vis et les dents de la roue se réduit à un point.
- La pression de contact est forte ce qui réduit l'emploi du système à la transmission de faibles couples.



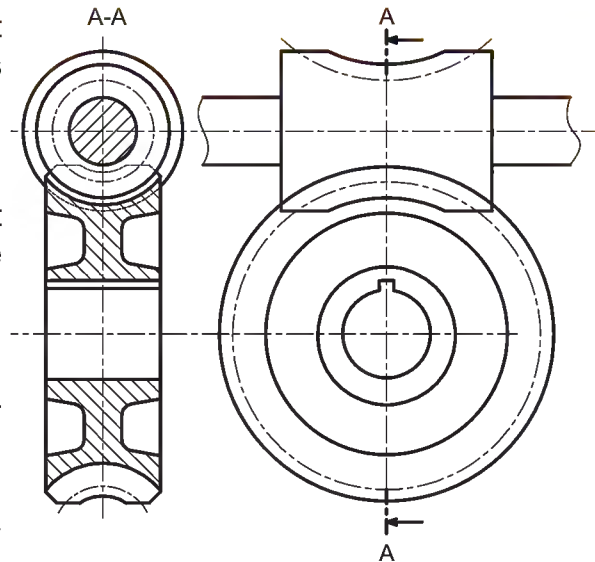
Afin d'augmenter la surface de contact des dentures, on utilise très souvent des systèmes à roue creuse.

➤ **Roue creuse et vis tangente :**

Le contact entre les filets et les dents est linéaire ce qui permet la transmission de couples importants.

➤ **Roue creuse et vis globique :**

La vis de forme torique enveloppe partiellement la roue, le nombre de filets en contact avec les dents est augmenté ainsi que la surface de contact ce qui permet la transmission de grands efforts.



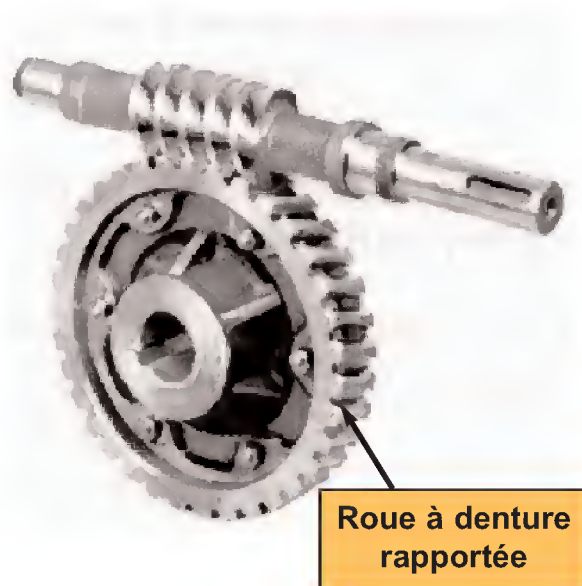
**5-6 Dispositions constructives :**

Du fait de l'usure importante due au glissement des dentures pendant l'engrènement, il convient de choisir correctement les matériaux des deux pièces :

– La vis sera choisie dans le matériau le plus dur, son prix de revient étant plus élevé, son usure devra être réduite au minimum. En général la vis est en acier dur.

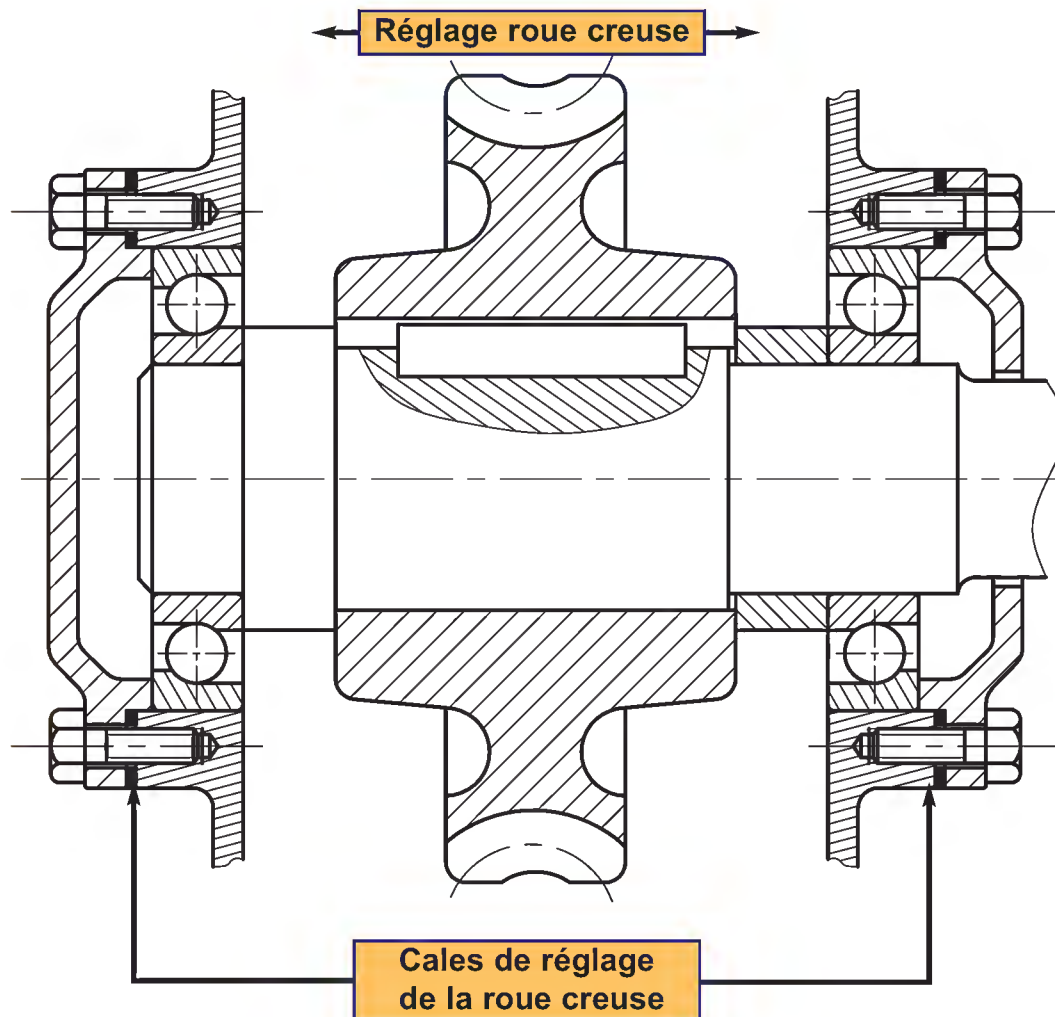
– La roue sera choisie dans un matériau plus tendre afin de supporter la majeure partie de l'usure. En général la roue est en bronze.

– Pour des roues de grands diamètres, il convient de prévoir à la conception une denture rapportée.



– L'utilisation d'une roue creuse impose souvent un réglage axial de celle-ci pour assurer la portée correcte des dents.

Le dessin ci-dessous montre une solution pour ce réglage par l'intermédiaire de cales sous les couvercles d'appui des roulements.



## 6- Transmission par un train d'engrenages.

Un train d'engrenage est un ensemble de plusieurs engrenages qui transmettent un mouvement de rotation avec un rapport de vitesse désiré.

On distingue deux types de trains d'engrenages :

- Les trains simples.
- Les trains épicycloïdaux (ne font pas l'objet de l'étude).

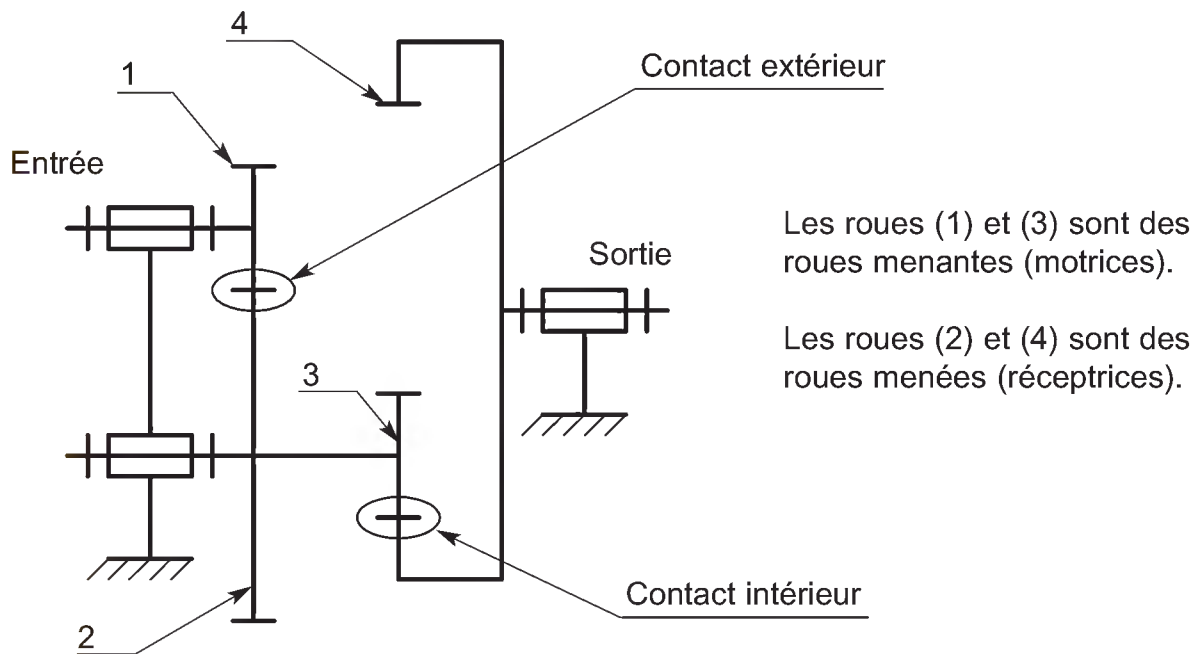
### 6-1 Transmission par un train simple.

a- Définition et terminologie.

Un train d'engrenage est dit simple quand les axes des différentes roues occupent une position invariable par rapport au bâti.

Contact extérieur : Contact entre deux roues à denture extérieure.

Contact intérieur : contact entre une roue à denture extérieure et une roue à denture intérieure (couronne).



b-Rapport de transmission.

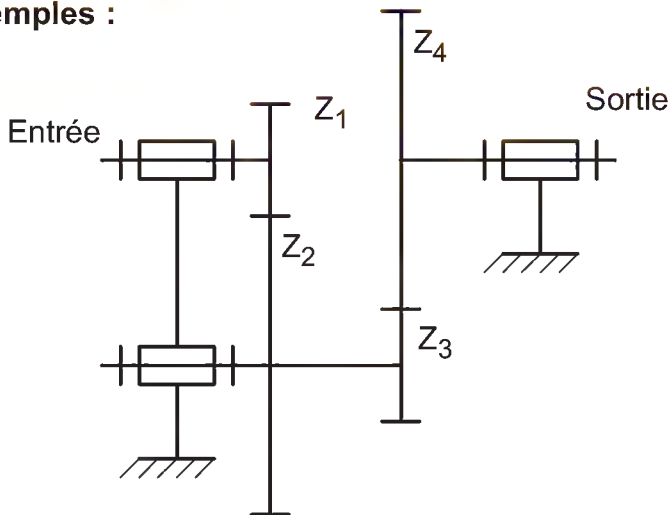
Le rapport de la transmission assurée par un train d'engrenages est le quotient de la vitesse de sortie ( $N_s$ ) par la vitesse d'entrée ( $N_e$ ).

$$r = \frac{N_s}{N_e} = (-1)^n \frac{\text{Produit du nombre de dents des roues menantes}}{\text{Produit du nombre de dents des roues menées}}$$

$n$  : nombre de contacts extérieurs

**Remarque :**  $(-1)^n$  est valable quand tous les axes des roues dentées sont parallèles.

Exemples :

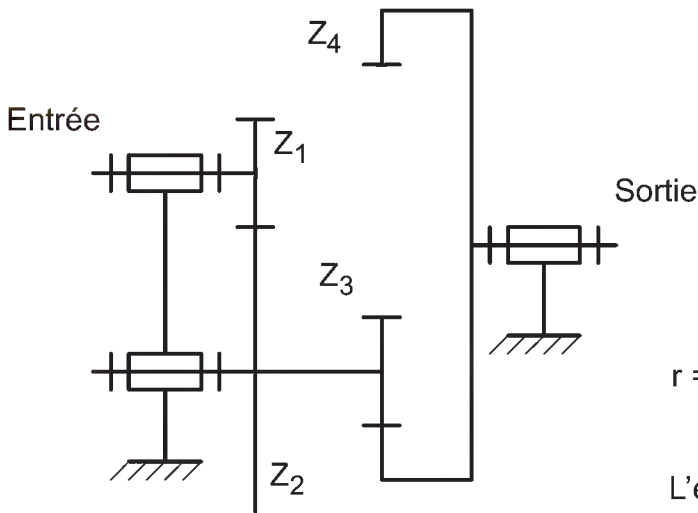
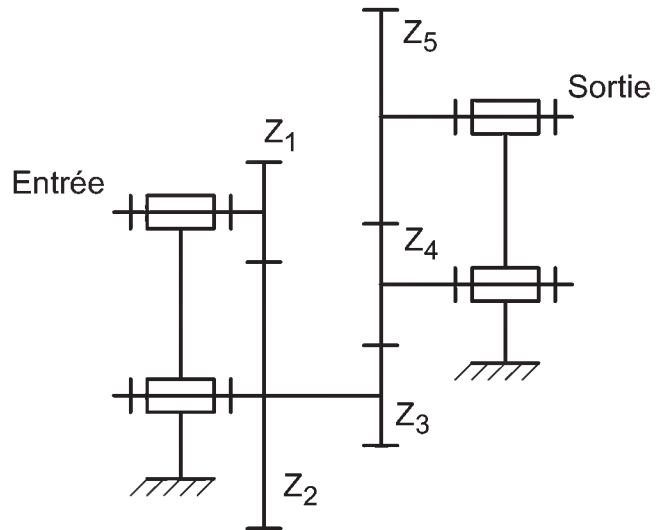


$$r = (-1)^2 \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4} = \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4}$$

L'entrée et la sortie tournent dans le même sens.

$$r = (-1)^3 \frac{Z_1 \cdot Z_3 \cdot Z_4}{Z_2 \cdot Z_4 \cdot Z_5} = - \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_5}$$

L'entrée et la sortie tournent en sens inverses.



$$r = (-1)^1 \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4} = - \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4}$$

L'entrée et la sortie tournent en sens inverses.

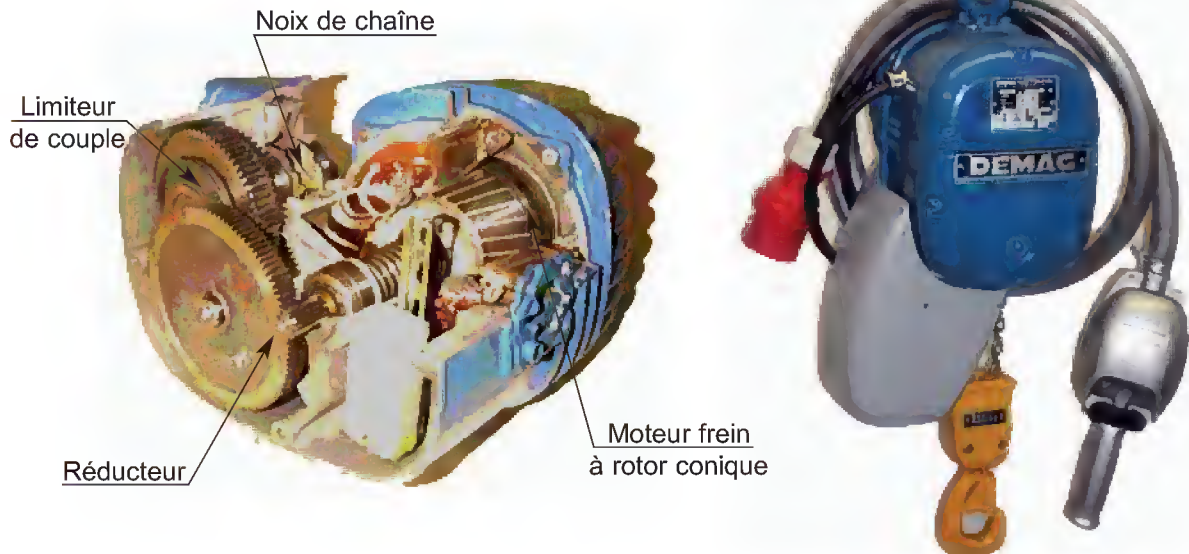


Consolidation des connaissances

## PALAN ELECTRIQUE A CHAÎNE

### 1- Mise en situation :

Le système étudié est un palan électrique à chaîne de type PK, il est conçu par la division manutention de la société MANNESMANN DEMAG pour soulever des faibles charges (force de levage 125kg)



#### 1-1 Constitution :

Le palan électrique à chaîne objet de cette étude est composé d' :

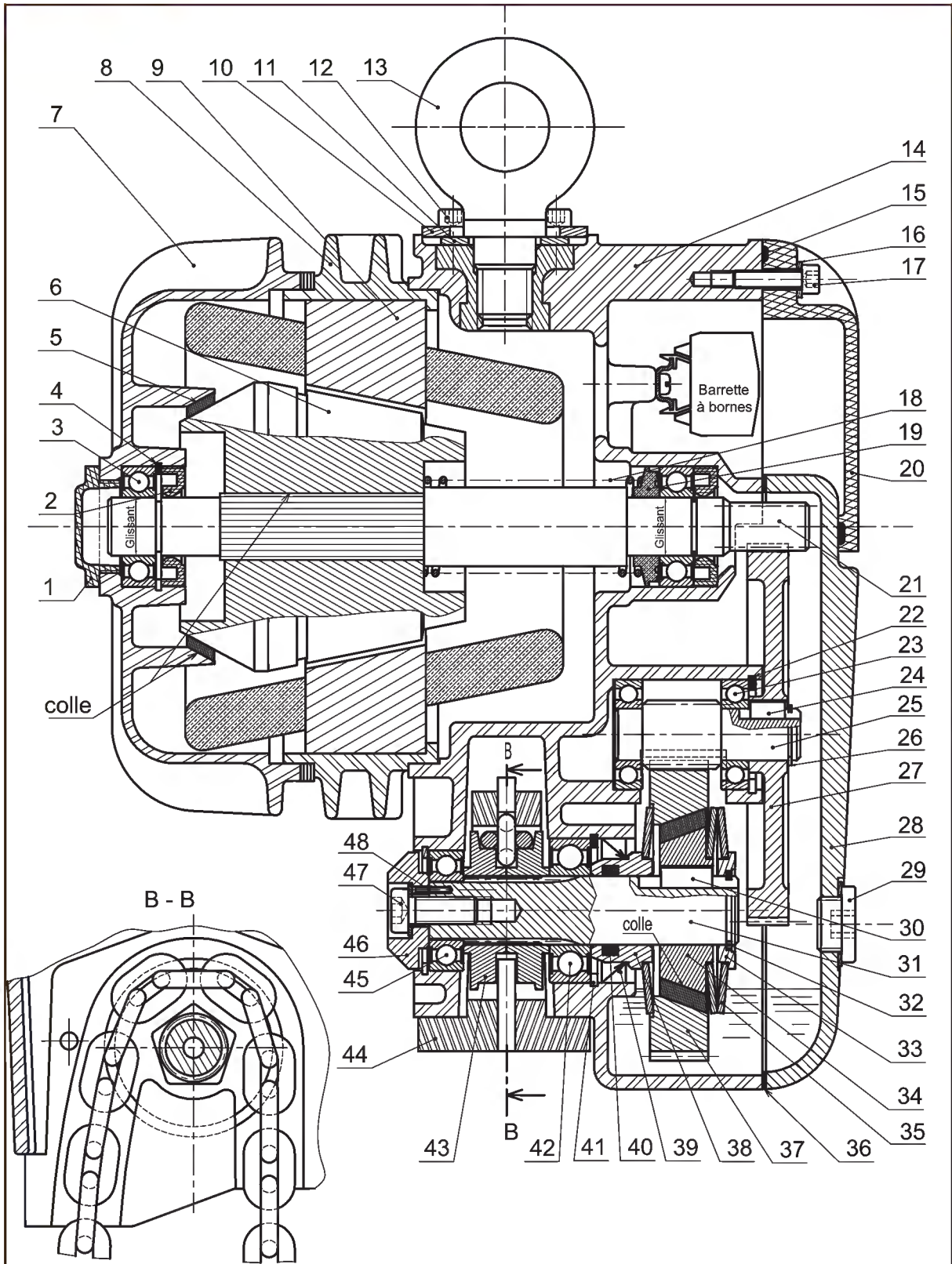
- un moteur frein ( puissance:  $P_m = 300 \text{ W}$  à 1775trs/mn) à rotor coulissant et frein incorporé. Le frein, débrayé par la mise sous tension du moteur à rotor conique, fonctionne à sec.
- un réducteur à engrenages composé de deux couples de roues cylindriques à dents droites (21, 27) et (25,37).
- un limiteur de couple à friction évite toute surcharge et remplace efficacement les interrupteurs de fin de course électriques pour les positions extrêmes du crochet.
- une chaîne calibrée à maillons d'acier à haute résistance.

#### 1-2 Fonctionnement :

L'alimentation du moteur en courant électrique provoque la translation vers la droite du rotor coulissant (6) avec l'arbre moteur (21) (le rotor coulissant (6) est collé sur l'arbre moteur (21) et les bagues intérieures des roulements (3) sont glissantes). Ce déplacement permet à l'ensemble d'être en position de travail.

Les deux couples d'engrenages (21,27) et (25,37) assurent la transmission du mouvement de rotation de l'arbre moteur à la noix (43) qui entraîne la chaîne à l'extrémité de laquelle est attachée la charge à soulever.

La coupure du courant électrique provoque l'arrêt et le freinage du moteur par déplacement du rotor coulissant (6) et l'arbre moteur (21) vers la gauche.



Echelle 1:2

**PALAN ELECTRIQUE A CHAINE**

48	1	Goupille diamètre 4,8		
47	1	Vis à tête cylindrique à six pans creux ISO 4762		
46	1	Anneau de réglage	E 295	
45	1	Roulement à une rangée de billes à contact radial		
44	1	Guide chaîne		
43	2	Demi-noix à empreintes	C 35	
42	1	Roulement à une rangée de billes à contact radial		
41	1	Anneau élastique pour alésage 42x1,75		
40	1	Joint torique 20x3		
39	1	Joint à lèvres, type A, 30x42x7		
38	1	Anneau-guide	E 295	
37	1	Roue dentée		m=1,5mm
36	1	Joint de carter		
35	3	Rondelle ressort 31x63x2,5		
34	1	Disque d'accouplement		
33	1	Anneau-guide	E 295	
32	1	Anneaux élastique pour arbre 20x1,2	C 80	
31	1	Arbre de sortie		
30	1	Clavette parallèle, forme B,6x6x10		
29	1	Bouchon M16x1,5		
28	1	Couvercle de carter	EN-AW-1050	
27	1	Roue dentée		m=1mm
26	1	Anneaux élastique pour arbre 15x1		
25	1	Pignon arbré		m=1,5mm
24	1	Clavette parallèle, forme B,5x5x10		
23	2	Roulement à une rangée de billes à contact radial		
22	1	Anneau élastique pour alésage 32x1,2	C 80	
21	1	Arbre moteur		m=1mm
20	1	Couvercle de boîte à bornes	PEbd	
19	1	Bague de butée		
18	1	Ressort de rappel		
17	3	Vis à tête cylindrique à six pans creux ISO 4762		
16	3	Rondelle		
15	1	Joint torique		
14	1	Carter principal	EN-AW-1050	
13	1	Oreillet de suspension	C 35	
12	4	Vis à tête cylindrique à six pans creux ISO 4762		
11	1	Rondelle ressort 20,4x40x2,25		
10	1	Plaquette d'arrêt	E 295	
9	1	Stator		
8	1	Carter	EN-AW-1050	
7	1	Capot porte-palier coté frein		
6	1	Rotor coulissant		
5	1	Garniture de frein collée		
4	1	Anneaux élastique pour alésage 35x1,5	C 80	
3	2	Roulement à une rangée de billes à contact radial		
2	2	Joint à lèvres, type A, 17x35x7		
1	1	Bouchon fileté	PEbd	
Rep	Nb	Désignation	Matière	Observation

**PALAN ELECTRIQUE A CHAINE**

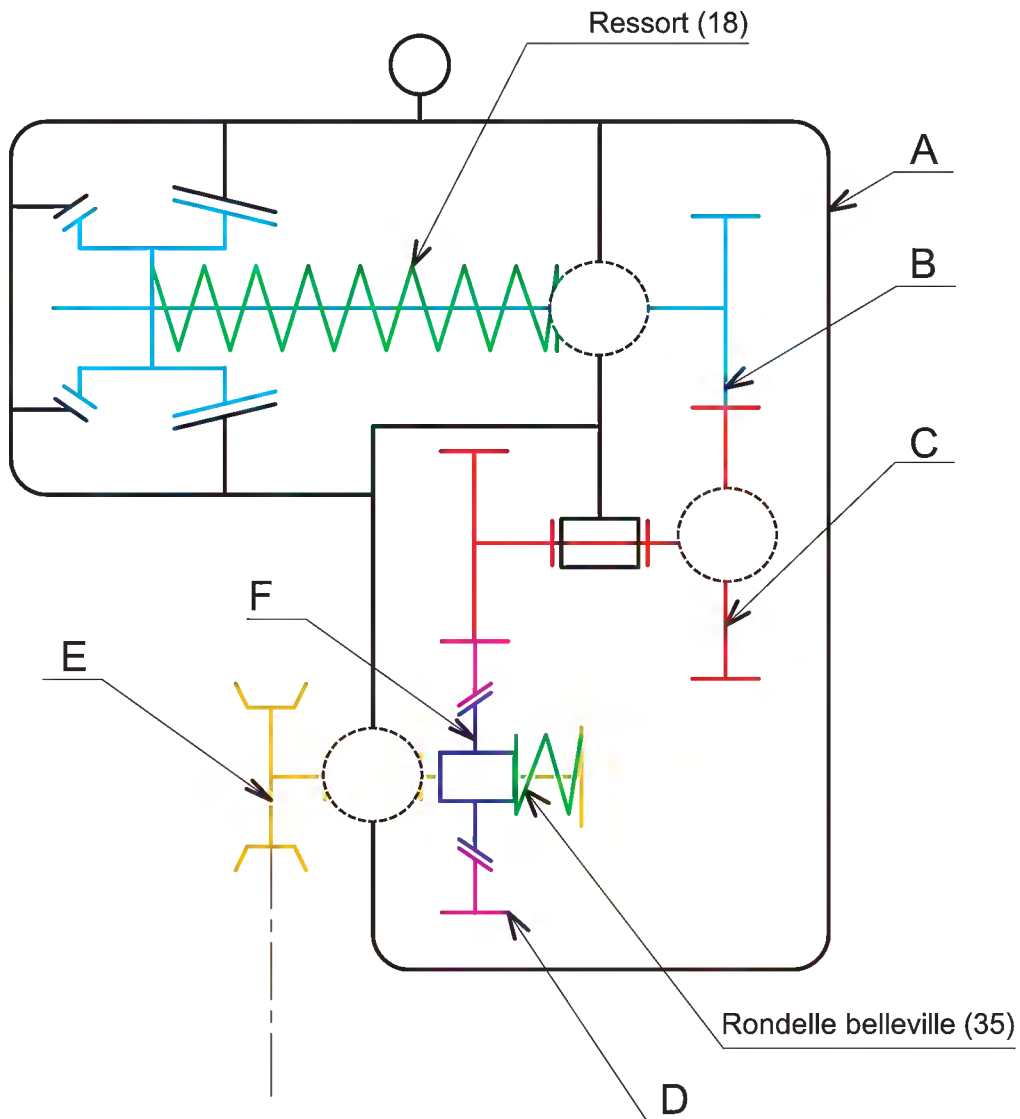
2- Travail demandé :

2-1 Schéma cinématique du palan

a- A partir du dessin d'ensemble, compléter par les repères des pièces, les groupes des classes d'équivalence suivantes :

- A = { 14, .....
- B = { 21, .....
- C = { 27, .....
- D = { 37, .....
- E = { 31, .....
- F = { 34, .....

b- Compléter le schéma cinématique minimal suivant du palan électrique à chaîne.



**2-2 Etude cinématique**

Puissance moteur est  $P_m = 300W$

La vitesse de rotation de l'arbre moteur (21) est  $N_{21} = 1775 \text{ tr/min}$ .

Le diamètre moyen d'enroulement de la chaîne sur la noix (43) est  $d_{43} = 50mm$ .

**a-** Compléter le tableau des caractéristiques des roues dentées du réducteur :

<b>Pignon/Roue</b>	<b>Nombre de dents Z</b>	<b>Module m en mm</b>	<b>Diamètre primitif en mm</b>	<b>Entraxe (a) en mm</b>
<b>Pignon arbré (21)</b>	14	.....	.....	.....
<b>Roue (27)</b>	.....	1	110	
<b>Pignon arbré (25)</b>	.....	1,5	.....	69
<b>Roue (37)</b>	70	.....	.....	

**Calcul :**

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

b- Calculer la vitesse de rotation de la noix (43) en tr/min :

.....  
.....  
.....

c- Calculer la vitesse de la montée de la charge en m/s :

.....  
.....  
.....

d- Calculer la valeur de la charge maximale soulevée en N sachant que le rendement du palan  $\eta = 0,75$  :

.....  
.....  
.....

**2-3 Etude du mécanisme formé par les sous ensemble (E, F et les rondelles belleville (35)).**

a- Expliquer le comportement de ce mécanisme en cas où la charge soulevée dépasse les possibilités du palan :

.....  
.....  
.....

b- Expliquer comment s'effectue le réglage de la valeur du couple transmissible :

.....  
.....  
.....

Corrigé

2-1 Schéma cinématique du palan

a- A partir du dessin d'ensemble, compléter par les repères des pièces, les groupes des classes d'équivalence suivantes.

A = { 14, 1, 2, BE3, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 5, 15, 16, 17, 20, 22, 28, 29, 36, BE23, BE42, BE45, 4, 41 }

B = { 21, 6 }

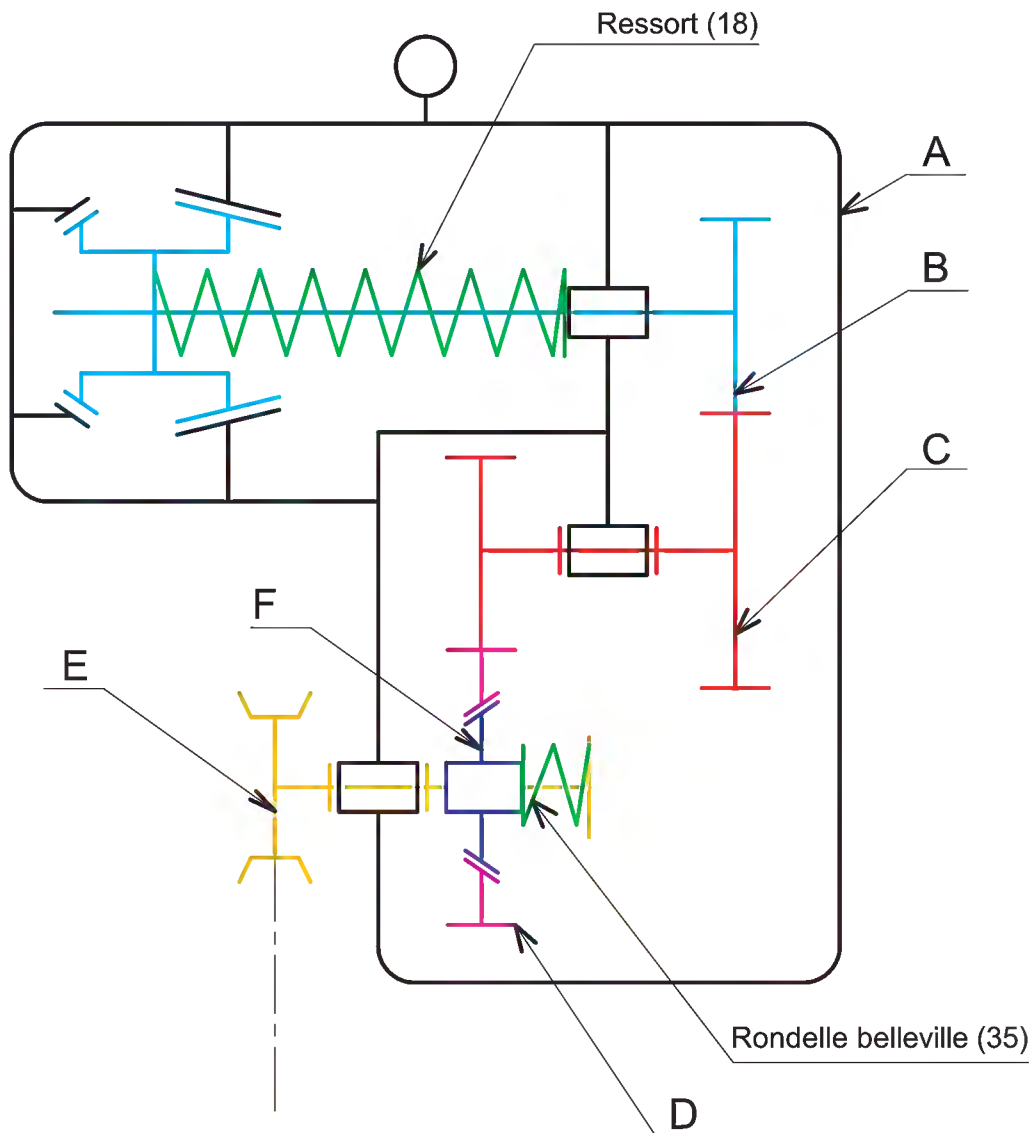
C = { 27, 26, 25, 24, BI23 }

D = { 37 }

E = { 31, 30, 32, 33, 38, 40, 43, 46, 47, 48, BI42, BI45 }

F = { 34, garniture }

b- Compléter le schéma cinématique minimal suivant du palan électrique à chaîne.



## 2-2 Etude cinématique

Puissance du moteur est  $P_m = 300W$

La vitesse de rotation de l'arbre moteur (21) est  $N_{21} = 1775$  trs/min.

Le diamètre moyen d'enroulement de la chaîne sur la noix (43) est  $d_{43} = 50mm$ .

a- Compléter le tableau des caractéristiques des roues dentées du réducteur :

Pignon/Roue	Nombre de dents Z	Module m en mm	Diamètre primitif en mm	Entraxe (a) en mm
Pignon arbré (21)	14	1	14	62
Roue (27)	110	1	110	
Pignon arbré (25)	22	1,5	33	69
Roue (37)	70	1,5	105	

Calcul :

\* Condition d'engrènement:  $m_{21} = m_{27} = 1mm = m_1$   
 $m_{25} = m_{37} = 1,5mm = m_2$

Calcul de  $d_{21}$ :

\*  $d_{21} = m_1 \cdot Z_{21} = 14mm$

Calcul de  $Z_{27}$ :

\*  $d_{27} = m_1 \cdot Z_{27} = 110mm$  d'ou  $Z_{27} = 110$  dents

Calcul de L'entraxe  $a_{(21,27)}$ :

\* L'entraxe  $a_{(21,27)} = (d_{21} + d_{27})/2 = 62mm$ .

Calcul de  $d_{37}$ :

\*  $d_{37} = m_2 \cdot Z_{37} = 70 \times 1,5 = 105mm$

Calcul de  $d_{25}$ :

\* L'entraxe  $a_{(25,37)} = \frac{(d_{25} + d_{37})}{2}$  d'où  $d_{25} = 2a_{(25,37)} - d_{37} = 33mm$

Calcul de  $Z_{25}$ :

\*  $d_{25} = m_2 \cdot Z_{25} \Rightarrow Z_{25} = d_{25}/m_2 = 33/1,5 = 22$  dents



**b-** Calculer la vitesse de rotation de la noix (43) en tr/min:

$$r = \frac{N_{43}}{N_{21}} = \frac{Z_{21} \cdot Z_{25}}{Z_{27} \cdot Z_{37}} = \frac{14 \times 22}{110 \times 70} = 0,04$$

$$\Downarrow N_{43} = r \cdot N_{21} = 0,04 \times 1775 = 71 \text{ tr/min}$$

**c-** Calculer la vitesse de la montée de la charge en m/s :

$$V = \omega_{43} \cdot r_{43} \text{ avec } \omega_{43} = \frac{\pi N_{43}}{2}$$

$$\text{et } r_{43} = \frac{d_{43}}{2}$$

$$V = \frac{\pi N_{43} d_{43}}{60} = \frac{\pi \times 71 \times 0,05}{60} = 0,185 \text{ m/s}$$

**d-** Calculer la valeur de la charge maximale soulevée en N sachant que le rendement du palan  $\eta = 0,75$  :

$$\frac{P_{43}}{P_m} = \eta \Rightarrow P_{43} = P_m \cdot \eta = 300 \times 0,75 = 225 \text{ W}$$

$$P_{43} = F \cdot V \Rightarrow F = \frac{P_{43}}{V} = \frac{220}{0,185} = 1189 \text{ N}$$

### **2-3 Etude du mécanisme formé par les sous ensemble (E, F et les rondelles bellevilles (35)).**

**a-** Expliquer le comportement de ce mécanisme en cas ou la charge soulevée dépasse les possibilités du palan :

*En cas ou la charge soulevée dépasse les possibilités du palan se provoque glissement entre la roue (37) et la garniture collé sur le disque d'accouplement (34).*

**b-** Expliquer comment s'effectue le réglage de la valeur du couple transmissible.

*Le réglage de la valeur du couple transmissible s'effectue en agissant sur la vis (47) (les rondelles belleville).*

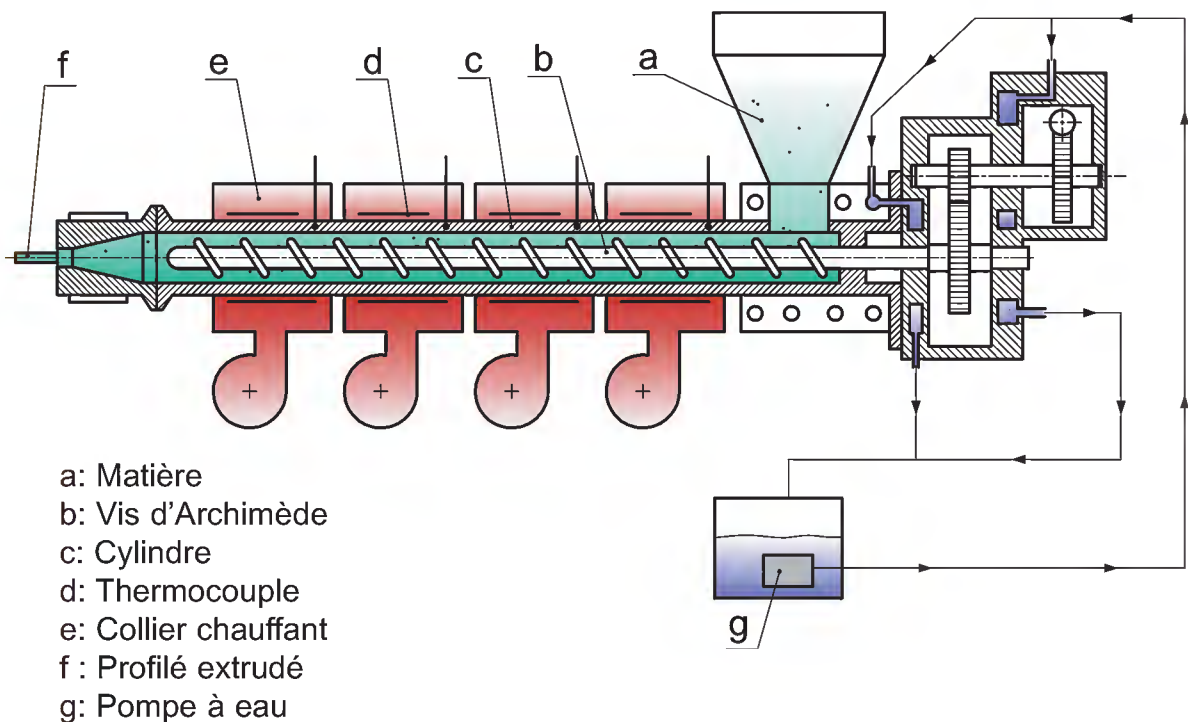
Evaluation

**Système d'étude : Extrudeuse**

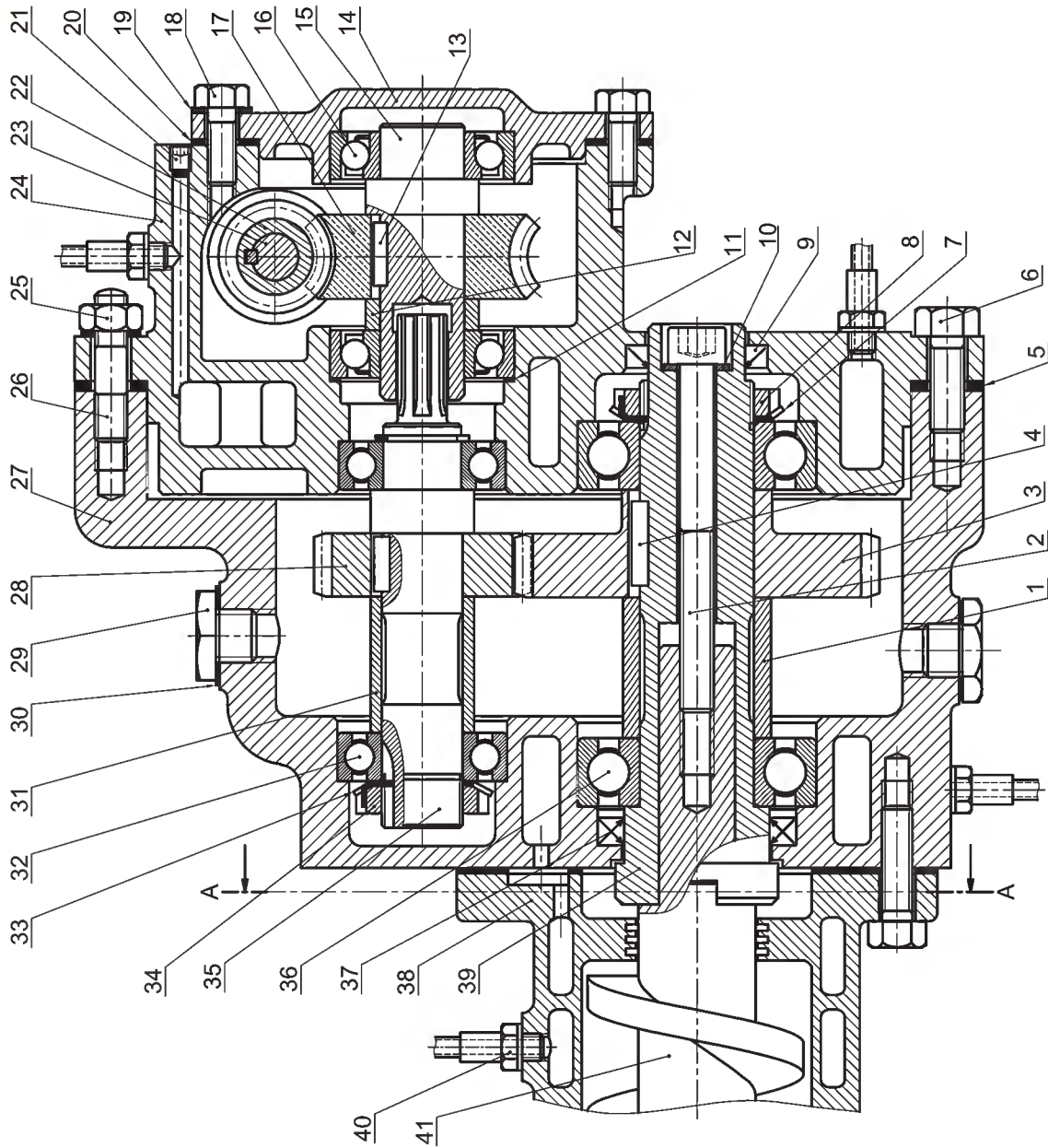
L'extrudeuse est une machine permettant la production en continu de produits (profilés de différentes formes, revêtements de fil...) par la transformation des matières plastiques.

La matière brute sous forme de poudre ou de granulés est introduite à l'extrémité d'une vis d'Archimède qui tourne dans un cylindre régulièrement chauffé.

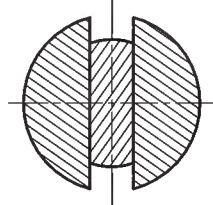
Dans la zone centrale de la vis, la température de la matière augmente jusqu'à ce qu'elle se transforme en masse fondue. Cette masse est alors brassée (mélangée et homogénéisée) puis entraînée par la rotation de la vis vers la tête d'extrusion dont le rôle est de laisser passer la matière plastifiée par une filière qui lui donne la forme de section voulue.



L'étude proposée concerne le mécanisme d'entraînement de la vis (Réducteur à engrenages)



A-A  
40 et 42 seules



Echelle 1:2

**EXTRUDEUSE**

41	1	Vis d'archimède		
40	4	Raccord du circuit de refroidissement		
39	1	Arbre creux		
38	1	Boîtier		
37	1	Joint à lèvres, type AS		
36	1	Roulement à une rangée de billes à contact radial		
35	1	Arbre intermédiaire	C 60	
34	1	Ecrou à encoches type KM		
33	1	Rondelle frein type MB		
32	2	Roulement à une rangée de billes à contact radial		
31	1	Bague entretoise	E275	
30	2	Joint d'étanchéité		
29	2	Bouchon		
28	1	Pignon	C 60	
27	1	Carter principal	EN-GJL-200	
26	3	Goujon		
25	1	Ecrou hexagonal		
24	1	Carter	EN-GJL-200	
23	1	Arbre moteur		
22	1	Vis sans fin	C 60 E	
21	1	Vis sans tête à six pans creux à téton court ISO 4028		
20	1	Joint plat		
19	1	Rondelle joint		
18	4	Vis à tête hexagonale ISO 4014		
17	1	Roue dentée	Cu Sn 8 Pb P	
16	2	Roulement à une rangée de billes à contact oblique		
15	1	Arbre d'entrée	C 40	
14	1	Couvercle	E 295	
13	1	Clavette parallèle forme A		
12	4	Bague entretoise	E 295	
11	1	Cale	E 295	
10	1	Rondelle plate		
9	1	Joint à lèvres, type A,		
8	1	Ecrou à encoches type KM		
7	1	Rondelle frein type MB		
6	3	Vis à tête hexagonale ISO 4014		
5	1	Joint de carter		
4	1	Clavette parallèle forme A		
3	1	Roue dentée	C 60	
2	1	Vis à tête cylindrique à six pans creux ISO 4762		
1	1	Bague entretoise	E 295	
Rep	Nb	Désignation	Matière	Obs
<b>EXTRUDEUSE</b>				

Travail demandé :

**1- Schéma cinématique :**

a- En se référant au dessin d'ensemble de l'extrudeuse, compléter les classes d'équivalences :

A = {5;6;9;14;BE16;18;19;20;21;24;25;26;  
27;29;30;BE32;37;40}

B = {39;.....}

C = {35;.....}

D = {15;.....}

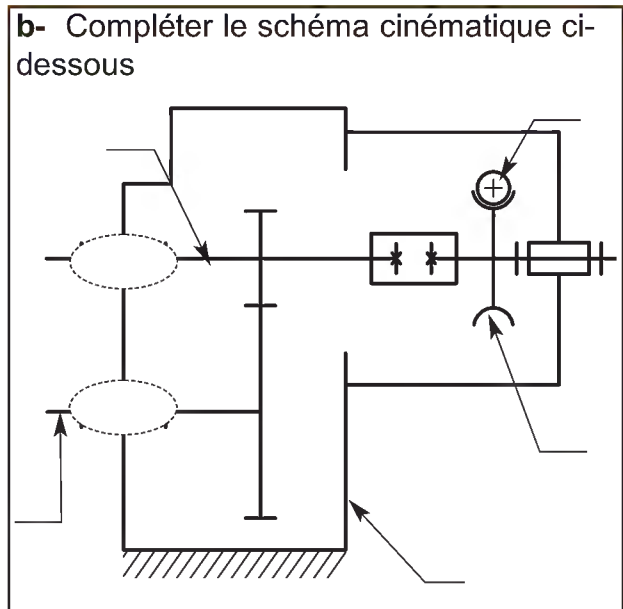
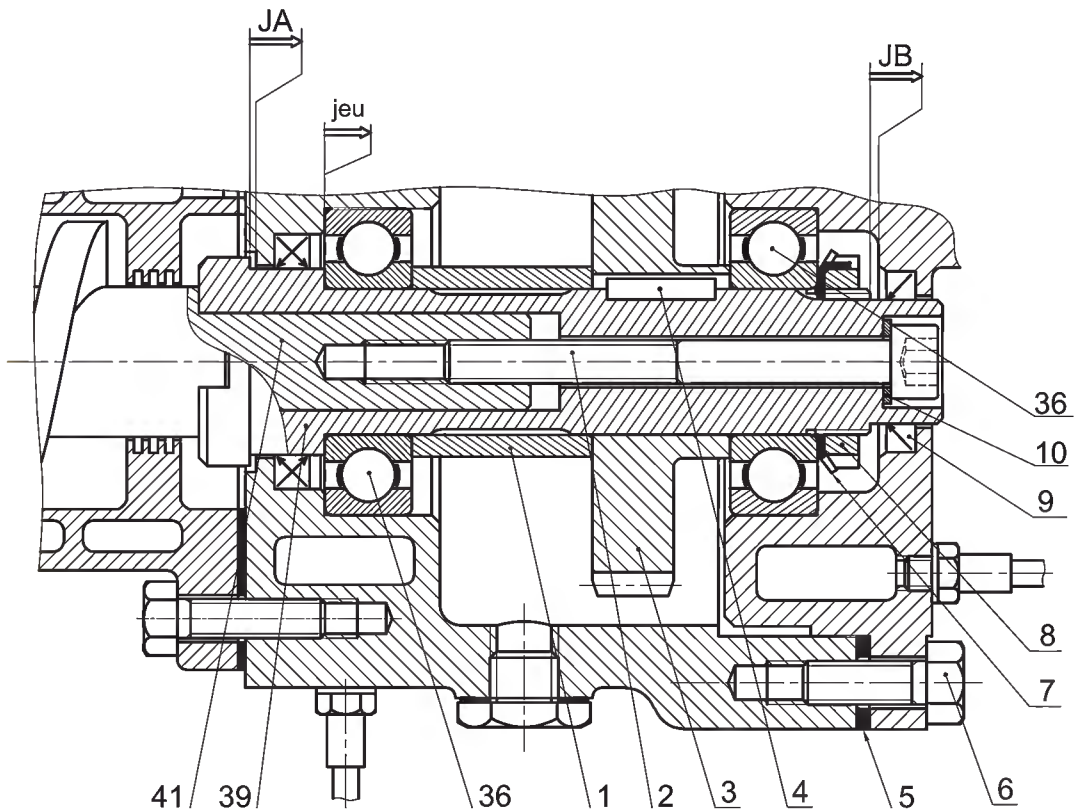
E = {23;.....}

c- Comment est assurée la liaison de l'arbre d'entrée (15) avec l'arbre intermédiaire (35) du réducteur :

.....  
.....

**2- Cotation fonctionnelle :**

a-Tracer les chaînes de cotes installant les conditions JA et JB :



**b-** les chaines sont-elles unilimtes ? justifier :

.....  
 .....  
 .....

**3- Etude du réducteur de vitesses.**

Le réducteur est constitué par deux étages d'engrenages :

- 1<sup>er</sup> étage : roue et vis sans fin ;
- 2<sup>ème</sup> étage : deux roues à dentures droites.

**a-** Etude du 2<sup>ème</sup> étage :

Compléter le tableau ci-dessous des caractéristiques des éléments de cet engrenage:

Roue	m	Z	d	da	df	ha	hf	h	a
28	2	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	82
3	.....	.....	104	.....	.....	.....	.....	.....	

**b-** Etude du 1<sup>er</sup> étage:

– La vis sans fin est en prise directe avec l'arbre moteur qui tourne à une vitesse  $N_m = 2000$  tr/min.

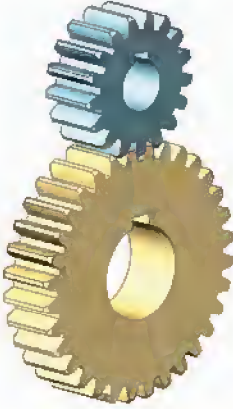
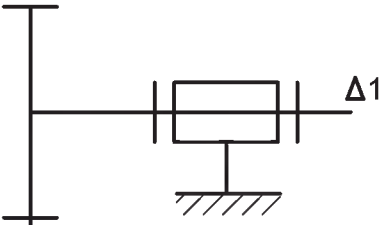

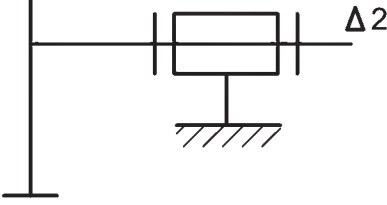
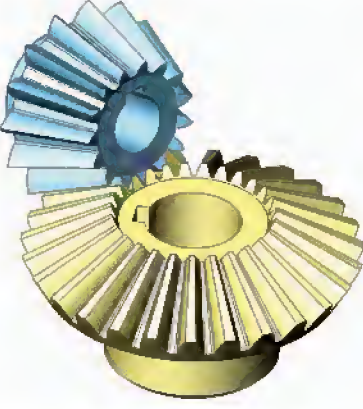
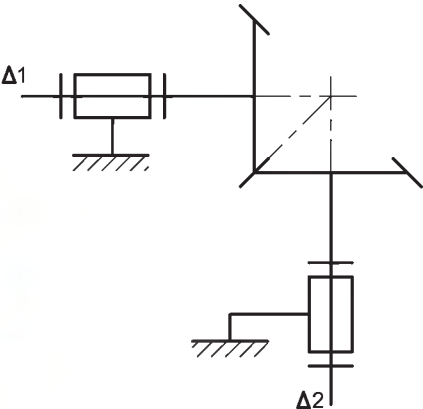
Quel est le rapport du 1<sup>er</sup> étage pour que la vis d'Archimède tourne à une vitesse  $N_{41} = 115$  tr/min.

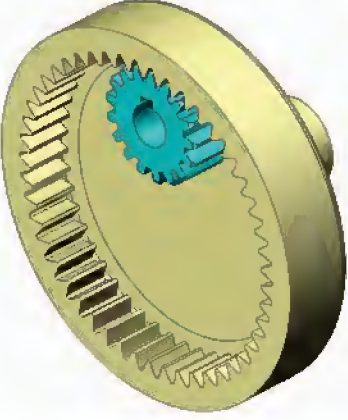
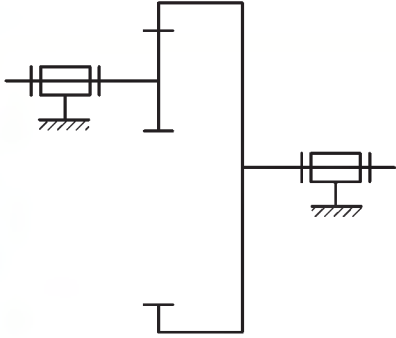
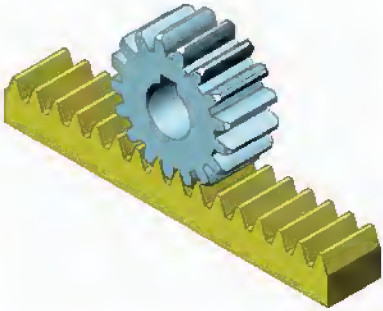
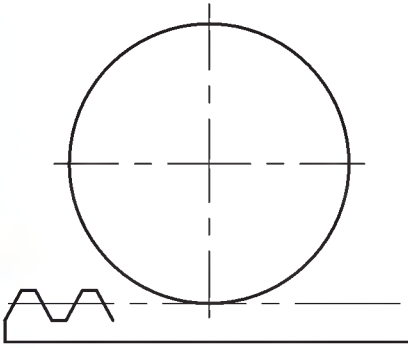
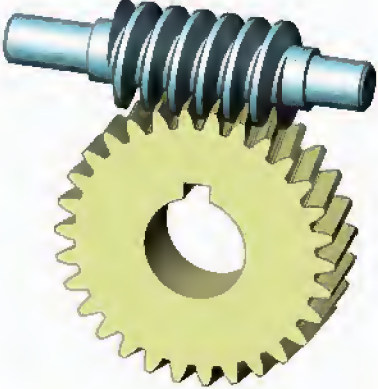
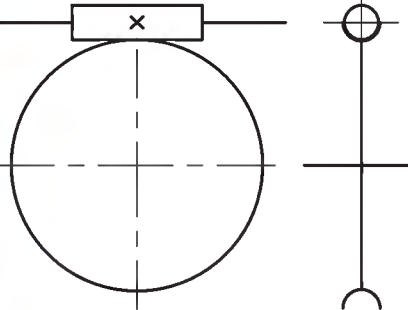
.....  
 .....

– La vis sans fin est à 2 filets. Rechercher le nombre de dents de la roue (17).

.....  
 .....

Synthèse

Types d'engrenages	Schéma cinématique	Caractéristiques
<p><b>Engrenages cylindriques à denture droite</b></p> 		<ul style="list-style-type: none"> <li>* Les plus courants.</li> <li>* Les plus économiques.</li> <li>* Petite roue : pignon</li> <li>* Pas d'effort axial.</li> </ul>
<p><b>Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale</b></p> 		<ul style="list-style-type: none"> <li>* Contact progressif donc moins de bruit.</li> <li>* Présence d'un effort axial.</li> </ul>
<p><b>Engrenages coniques</b></p> 		<ul style="list-style-type: none"> <li>* Nécessite un réglage (coïncidence des sommets des cônes primitifs).</li> <li>* Axes non parallèles</li> <li>* Denture droit, hélicoïdale ou hypoïde.</li> </ul>

Types d'engrenages	Schéma cinématique	Caractéristiques
<p><b>Engrenages cylindriques à contact intérieur</b></p> 		<p>* Les deux roues ont même sens de rotation.</p>
<p><b>Pignon-crémaillère</b></p> 		<p>* Transformer un mouvement de rotation en un mouvement de translation et réciproquement.</p>
<p><b>Roue et vis sans fin</b></p> 		<p>* Grand rapport de réduction * Vis : <math>Z</math>=nombre de filets * Irréversibilité possible * Axes perpendiculaires.</p>



Savoir plus

## 1 - Compensation de l'effort axial dans les réducteurs à engrenages hélicoïdaux :

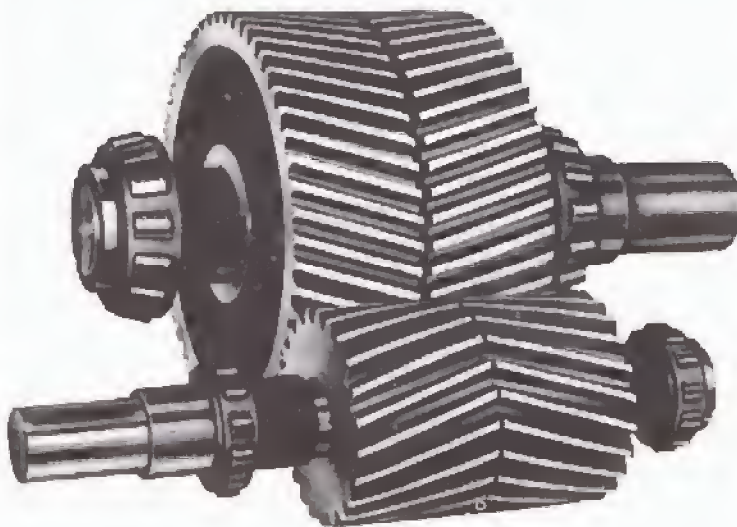
### 1-1 Roues à chevrons :

Deux dentures hélicoïdales sont taillées en sens inverses sur la même roue. Ces roues ont donné le sigle des usines Citroën, de la société des engrenages Citroën exploitant un brevet polonais sur la taille des engrenages à chevrons en 1913.



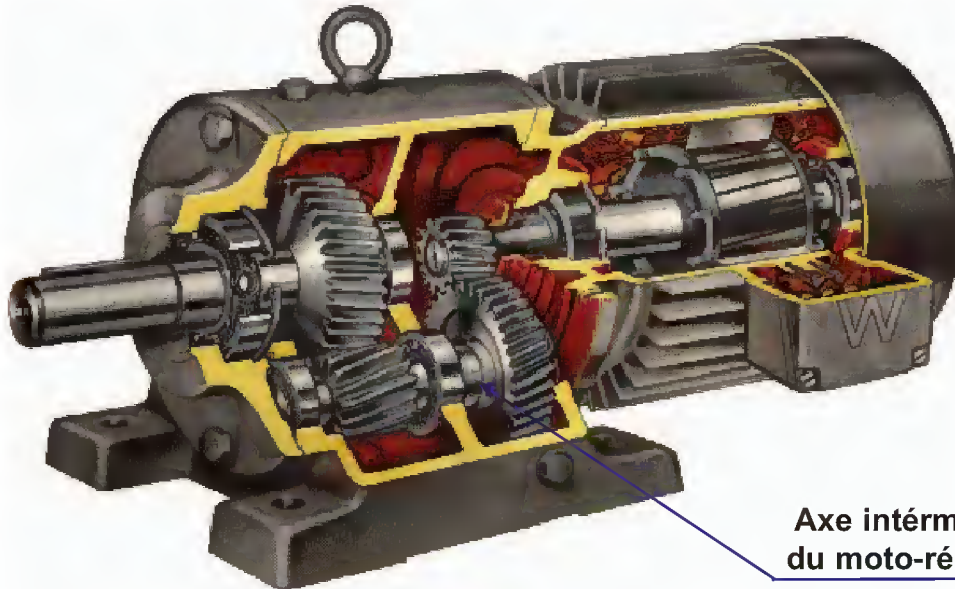
### 1-2- Roues à dentures inversées accolées :

Les roues sont fixées entre-elles, un positionnement angulaire précis entre les deux roues accolées doit être réalisé.



**1-3 Inclinaison des dentures sur les arbres intermédiaires des réducteurs :**

Les dentures sur les arbres intermédiaires doivent être inclinées dans le même sens pour que les efforts axiaux se compensent (dirigés en sens inverses). Le moto-réducteur ci-contre en montre une application.

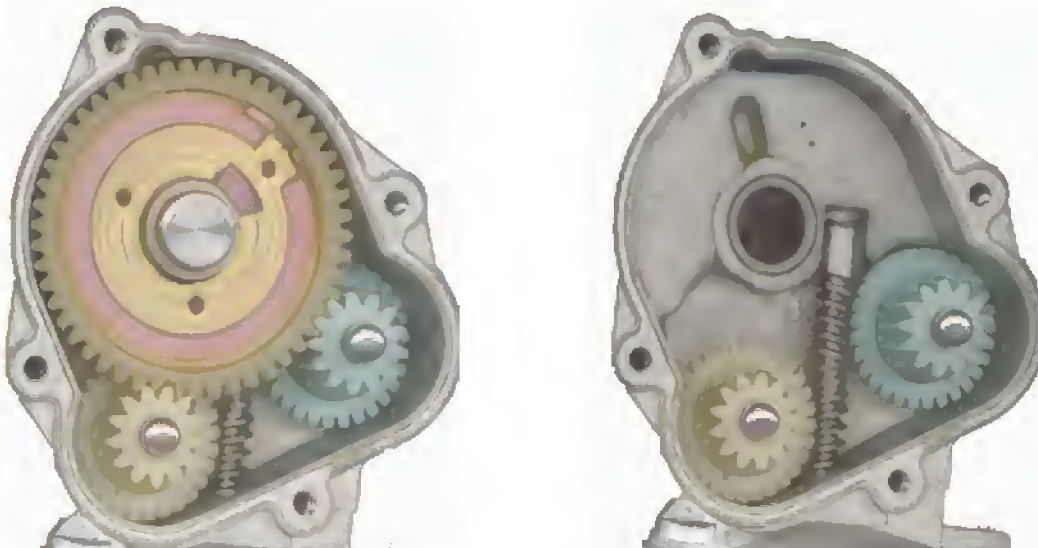


**Axe intermédiaire  
du moto-réducteur**

**2 - Suppression de l'effort axial sur la vis :**

L'exemple de ce moto-réducteur d'essuie-glace permet de constater que le fabricant a choisi d'opter pour une vis à deux filets inverses, engrenant avec deux roues à dentures hélicoïdales placées de chaque côté de l'axe de la vis.

Cette solution permet d'annuler l'effort axial supporté par le guidage de la vis sans fin, celle-ci supportant deux efforts axiaux directement opposés, et accessoirement d'avoir deux dentures en prise pour augmenter le couple transmissible.

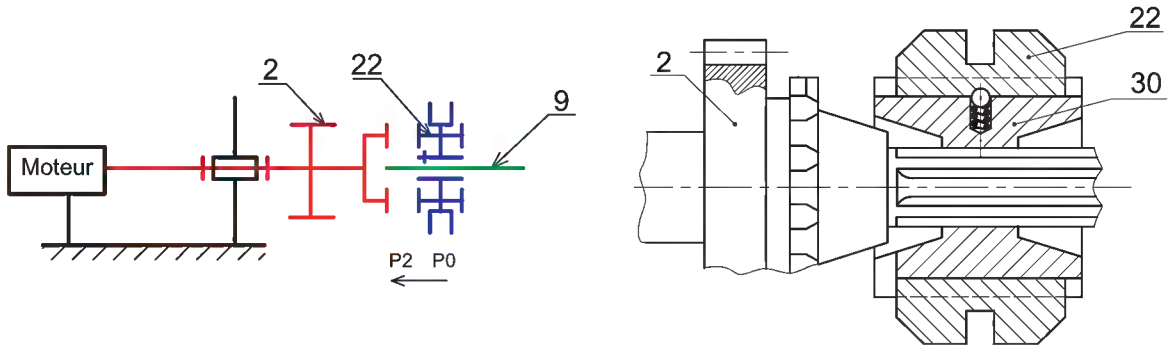


## 2- Les synchroniseurs

### 2-1 Fonction :

Egaliser la vitesse de deux arbres avant d'établir « en marche » leur liaison par griffes (crabotage).

**Exemple :** Synchronisation d'une boîte de vitesses à baladeur à griffes (crabot) d'un véhicule.

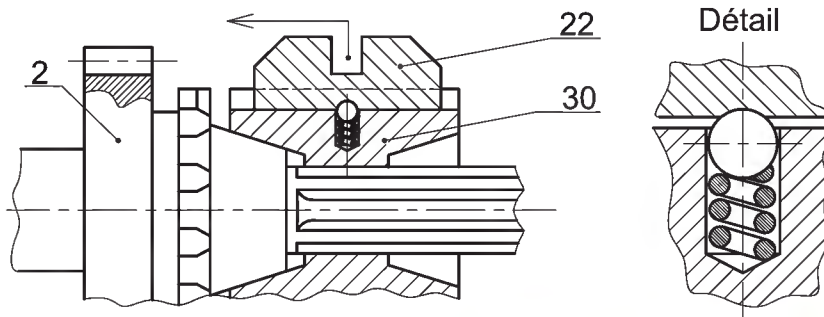


### 2-2 Etapes de fonctionnement

Etape initiale : Le baladeur (22) est au point mort (P0).

**Le cabotage s'effectue en deux temps :**

**1<sup>er</sup> temps :** (22) se déplace vers (2). (22) entraîne (30) par l'intermédiaire de la bille. Les surfaces coniques entrent en contact. Il y a entraînement par adhérence : (2), (30) et (9) tournent à la même vitesse.



**2<sup>ème</sup> temps :** (22) poursuit sa translation vers (2). La bille s'enfonce : Le crabotage s'effectue.

