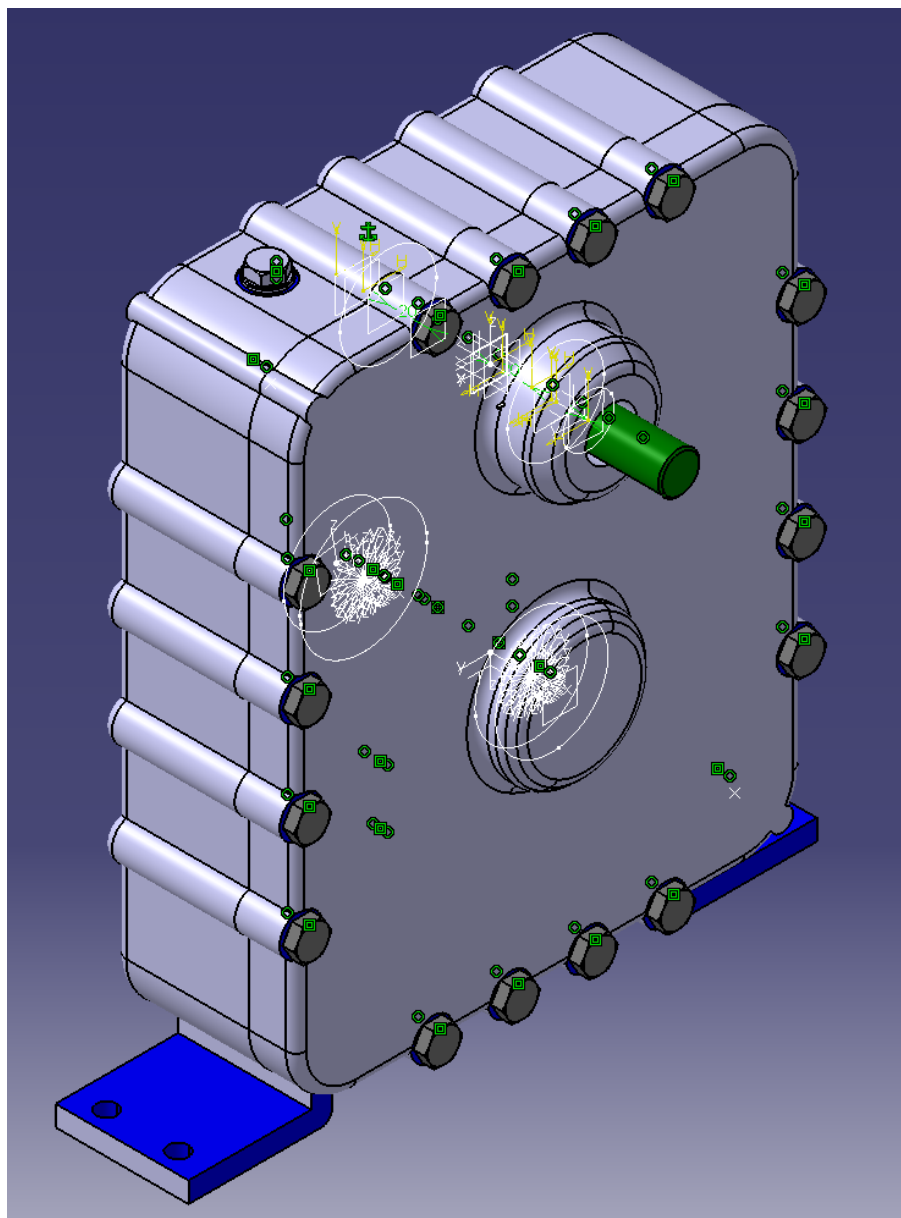


# Projet réducteur

## Notice de calcul

---

*Ilies GHANZOURI et Pierre DHENNIN*



## *Table des matières*

---

<b>1.0 Introduction.....</b>	<b>3</b>
<b>2.0 Cahier des charges .....</b>	<b>3</b>
<b>3.0 Pré-étude du pignon .....</b>	<b>3</b>
3.1 Choix du matériau.....	3
3.2 Détermination des dimensions du pignon.....	4
3.3 Détermination du module et du nombre de dents Z1, Z2.....	4
3.4 Détermination des déports.....	5
3.5 Vérifications sur le logiciel.....	5
<b>4.0 Dimensionnements des composants .....</b>	<b>5</b>
4.1 Arbres.....	5
3.1 Roulements .....	6
3.2 Clavettes.....	6
<b>4.0 Solutions technologiques.....</b>	<b>7</b>
4.1 Carter.....	7
4.2 Arbre.....	7
4.3 Frettage .....	7
4.4 Lubrification.....	8
4.5 Etanchéité.....	8
4.6 Traitements thermiques.....	8
<b>5.0 Annexe.....</b>	<b>9</b>

## 1.0 Introduction

---

Ce projet consistait à concevoir et modéliser un réducteur. Pour cela, nous disposions d'un cahier de charges imposé.

A partir de ces caractéristiques, nous devons dimensionner les différentes pièces de ce réducteur (pignon, roue dentée, arbres, roulements, clavettes...) et vérifier qu'ils peuvent résister aux efforts. Ensuite, nous avons modélisé notre prototype sur CATIA.

## 2.0 Cahier des charges

---

La puissance à transmettre est de 7 kW.

Le rapport de réduction entre l'entrée et la sortie est  $u=3$ .

Les engrenages sont à axes parallèles et à dentures droites.

L'usinage des roues dentées est réalisé par un taillage par génération.

La vitesse de rotation en entrée :  $N = 1500$  tr/min.

Les engrenages doivent avoir une durée de vie minimale de  $D=20\,000H$ .

Le facteur application de la charge  $K_A=1,5$ .

## 3.0 Pré-étude du pignon

---

### 3.1 Choix du matériau

Qualité	Mode d'obtention	Matériau
ISO 7	Taillage par génération	35 NiCrMo 6

### 3.2 Détermination des dimensions du pignon

A partir de l'équation de pression constante et du tableau de la figure 1, on détermine  $d_1$ .

$$d_1^3 \geq \frac{2 \cdot C_1}{R \cdot \left( \frac{\sigma_{Hlim}}{Z_E} \right)^2 \cdot \frac{Z_V^2 \cdot Z_R^2}{Z_\varepsilon^2} \cdot \frac{C_r}{K_{\alpha\beta} \cdot K_V \cdot K_B}}$$

Par cette relation, on trouve  $d_1 \geq 59 \text{ mm}$

On en déduit  $b$  à partir de la formule suivante :  $b = R \times d_1$

On trouve  $b \geq 35 \text{ mm}$ .

Après vérification dans les abaques,

$V \text{ (m/s)}$	4,6
$\sigma_{Hlim}$	820
$V \cdot Z_1 / 100$	1,4

On trouve  $Z_v = 0,96$  et  $K_v = 1,08$

### 3.3 Détermination du module et du nombre de dents $Z_1, Z_2$

A partir de l'équation de résistance à la rupture, on détermine le module minimal  $m_0$  :

$$m_0 \geq \frac{F_T}{\frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST}}{Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon} \cdot \frac{b}{K_{\alpha\beta} \cdot K_V \cdot K_B}}$$

Enfin par le tableau de la figure 2, on déduit  $m_0 \geq m_{\min} = 0,5823$ .

On détermine le module  $m$  en respectant la condition précédente, en favorisant le critère économique et en ayant  $Z_1 + Z_2 \geq 60$  :

$m_0$	$Z_1$	$Z_2$	$Z_1 + Z_2$
1	60	180	240
1,25	48	144	192
...			
3,25	18	54	72
3,5	17	51	68
4	15	45	60
4,25	14	42	56

+ Qualité ↑

↓ + Économie

Dans notre cas, il faut que  $Z_1 + Z_2 \geq 60$  et que  $Z_1 < 30$ . Afin de minimiser les coûts, on choisit  $m_0 = 4$ . En effet, avec ce module, les engrenages auront moins de dents et seront donc moins chers à usiner.

Ainsi, on déduit  $Z_1 = 15$  et  $Z_2 = 45$ .

### 3.4 Détermination des déports

$Z_1 + Z_2 < 60$  et  $Z_1 < 30$ , donc :  $X_1 = -X_2 = 0,03 * (30 - Z_1)$ .

On en déduit  $X_1 = 0,45$  et  $X_2 = -0,45$ .

### 3.5 Vérifications sur le logiciel

On rentre les données dans le logiciel pour vérifier que la puissance à transmettre corresponde au CDCF.

Par les calculs de dimensionnement,  $b \geq 36 \text{ mm}$ . Cependant, on décide de prendre  $b = 30 \text{ mm}$  car sinon les engrenages seraient surdimensionnés.

$$F_{T.adm.Sup\ 1} = 1670.6501 \text{ N}$$

$$C_{adm.Sup} = 50.1195 \text{ N.m}$$

$$F_{T.adm.Sup\ 2} = 1670.6501 \text{ N}$$

$$P_{adm.Sup} = 7872.7535 \text{ W}$$

Avec  $b = 30 \text{ mm}$ , on voit que la puissance admissible  $P_{adm} = 7.87 \text{ W} > 7 \text{ kW} = P_{CDCF}$ . Les données qu'on a choisies sont donc bonnes.

Les figures 3, 4, 5 et 6 synthétisent l'ensemble des caractéristiques de l'engrenage.

## 4.0 Dimensionnements des composants

### 4.1 Arbres

Pour les arbres, on a choisi comme matériau un acier  $50 \text{ CrMo } 4$  de résistance élastique  $Re = 700 \text{ MPa}$ , voir figure 7. On avait à notre disposition un fichier Excel qui calculait les diamètres minimums des arbres d'entrée et de sortie permettant aux arbres de résister à des contraintes en flexion. On rentre les données relatives à notre CDCF (figure 9).

Ainsi, d'après la figure 8 :

$$\varnothing_{\text{mini,entrée}} \geq 19\text{mm} \text{ et } \varnothing_{\text{mini,sortie}} \geq 27\text{mm}$$

### 3.1 Roulements

Nous disposons des diamètres minimum des arbres d'entrée et de sortie. De plus, d'après la figure 10, le fichier Excel nous renvoie les charges dynamiques minimales des roulements :

$$C_{\text{dynamique,entrée}} \geq 9615 \text{ N}, C_{\text{dynamique,sortieC}} \geq 6749 \text{ N} \text{ et } C_{\text{dynamique,sortieD}} \geq 6584 \text{ N}$$

On choisit donc les roulements de la figure 11.

Ces roulements répondent à la contrainte en flexion, car le diamètre intérieur des roulements et leur charge dynamique sont supérieurs à ceux trouvés précédemment.

Il faut aussi vérifier que ces roulements répondent au critère de durée de vie à 20.000 heures.

Roulement A et B (6005)		Roulement C (61907)		Roulement D (61908)	
N (tr/min)	1500	N (tr/min)	375	N (tr/min)	375
P(N)	790	P(N)	800	P(N)	781
L <sub>90</sub> (M de tours)	2090	L <sub>90</sub> (M de tours)	2012	L <sub>90</sub> (M de tours)	6400
D (h)	23 219	D (h)	22 359	D (h)	71 106

A partir de ces calculs, on remarque que D > 20 000 heures, donc ces roulements répondent bien au CDCF.

### 3.2 Clavettes

Les clavettes sont dimensionnées en utilisant le tableau normalisé de type NFE 22-175 :

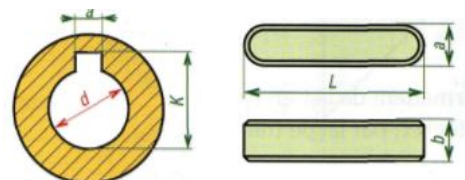
Ainsi, à partir de la figure 12, on détermine les dimensions des clavettes d'entrée et de sortie.

Sur l'arbre d'entrée : d=20 mm

a = 6 mm	b = 6 mm	L = 17 mm
----------	----------	-----------

Sur l'arbre de sortie : d=30 mm

a = 8 mm	b = 7 mm	L = 24 mm
----------	----------	-----------



## 4.0 *Solutions technologiques*

---

### 4.1 **Carter**

Le carter est réalisé par moulage avec une fonte. L'épaisseur du carter est constante de 8 mm pour respecter les règles de moulage. Le carter est réalisé de tel sorte à faciliter le montage des joints à lèvres, des roulements puis des arbres et enfin des engrenages à la presse. Nous avons ajouté des chanfreins sur les bords en contact avec les roulements pour faciliter le montage.

Les congés sont ajoutés presque partout sur les arêtes pour avoir l'allure d'un brut de fonderie et garder les arêtes pour les surfaces fonctionnelles.

Le carter est fait en deux parties. Le couvercle et le carter sont mis en position par deux pions de centrage et maintenus en positions par des vis CHC M10 55. Les pions et les vis ont été choisis sur le site TraceParts online.

Le bouchon de remplissage situé en haut du carter et le bouchon de vidange (situés à 6 fois le module de la roue dentée sur l'une des faces du carter) facilitent leurs accessibilités. Un voyant de niveau d'huile a de même était ajouté au niveau du bouchon de vidange.

### 4.2 **Arbre**

- Des épaulements ont été ajoutés sur les arbres pour bloquer la translation du pignon et de la roue lors du montage à la presse. Les épaulements sont aussi utilisés comme arrêts en translation des roulements. Des épaulements sont préférables à des circlips car leur précision est plus grande, et l'usinage des épaulements est simple.

- Les chanfreins servent à faciliter le montage des roulements et des engrenages sur les arbres, pour qu'ils ne soient pas dégradés.

### 4.3 **Frettage**

Nous avons opté à une solution par frettage des engrenages sur les arbres. D'après les figures 16,17 et 18, les ajustements à réaliser sont  $\varnothing 30\ H7p6$  entre le pignon et l'arbre d'entrée et  $\varnothing 40\ H7p6$  entre la roue et l'arbre de sortie.

#### 4.4 Lubrification

- Lubrification à l'huile

La vitesse de rotation en entrée est de  $1500 \text{ tr/min}$  et le rapport de réduction est de  $3$ . Donc la vitesse de rotation de la roue est  $500 \text{ tr/min}$ . Le rayon de la roue fait  $90 \text{ mm}$  et la vitesse tangentielle est  $V = 2\pi \cdot 90 \cdot 500 = 282\,743 \text{ mm/min} = 4,71 \text{ m/s}$ .

Par le critère de SHELL, il faut que  $V \geq 2,275\sqrt{D_2} = 0,41 \text{ m/s}$  et inférieur à  $12,5 \text{ m/s}$ .

La vitesse tangentielle de la roue respecte bien le critère de SHELL. Le réducteur peut donc être lubrifier par barbotage.

- Qualité de l'huile

D'après la figure 13,

$$\nu = 230,33 \text{ cSt} \text{ et } H_{\min} = 34,94 \mu\text{m}$$

- Quantité d'huile

D'après la figure 14,

$$Q = 0,28 \text{ litres}$$

#### 4.5 Etanchéité

- Etanchéité dynamique

L'étanchéité dynamique est réalisée par les joints à lèvres de la figure 15.

- Etanchéité statique

L'étanchéité statique est réalisée par un joint plat.

#### 4.6 Traitements thermiques

L'engrenage est traité thermiquement par une trempe totale et durcis superficiellement. La trempe augmente considérablement la dureté. La dureté de l'engrenage (35 NiCrMo 6) vaut 310 HV. Une trempe permettrait de faire un passage de dureté de  $H_v = 310$  à  $H_v$  environ 550.



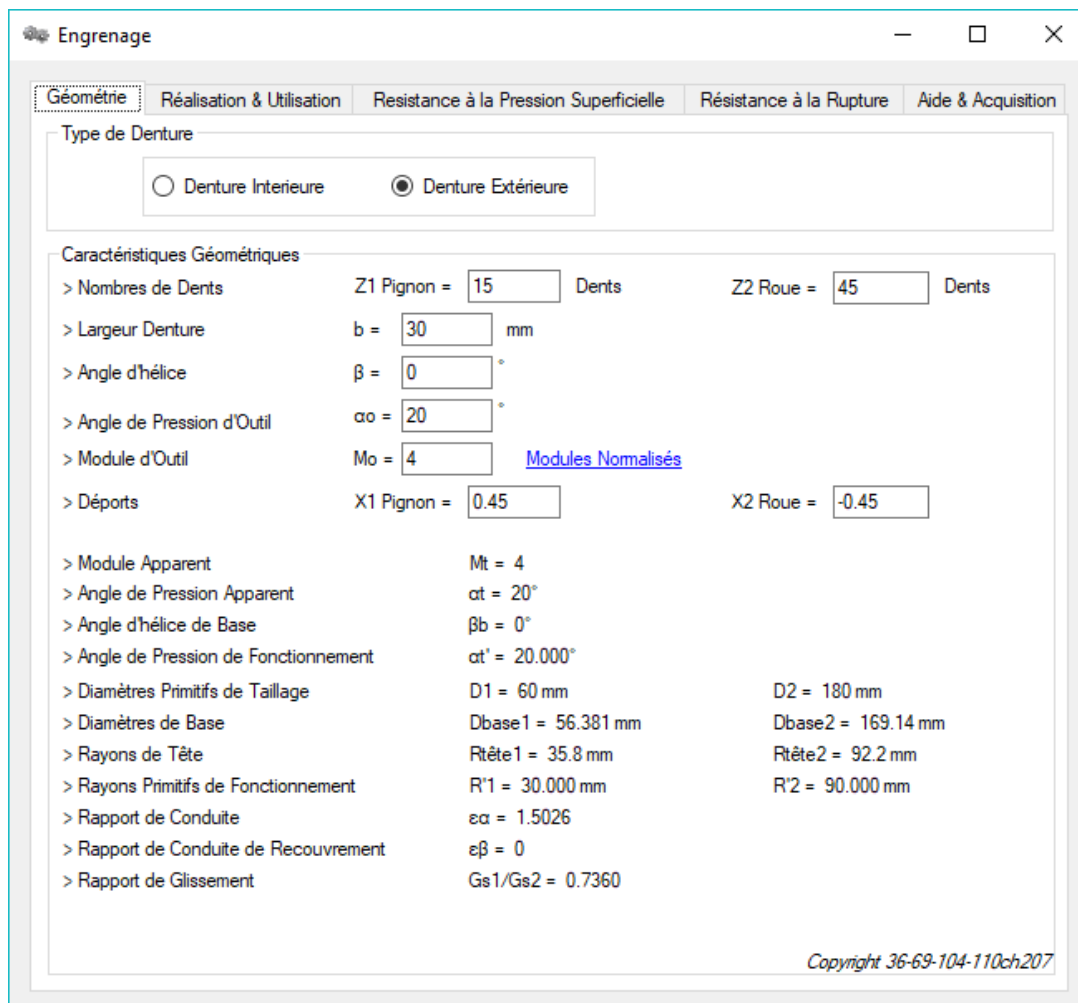
## 5.0 Annexe

Facteurs	Nom	Formule	Valeur
$\left(\frac{\sigma_{Hlim}}{Z_E}\right)^2$	Facteur de résistance à la pression superficielle de contact	Abaque	18,1 MPa
$Z_V$	Facteur de vitesse tangentielle	Hypothèse	1
$Z_R$	Facteur de rugosité	Taillage par génération	0,85
$\varepsilon_\alpha$	Rapport de conduite	Hypothèse	1,45
$Z_\varepsilon^2$	Facteur de conduite	$\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}$	0,85
$\frac{1}{K_{\alpha\beta}}$	Facteur de répartition de la charge	Lecture graphique	0,75
$Z_N$	Facteur de durée	Donnée	1
$K_B$	Facteur de service	$\frac{K_A}{Z_N^2}$	1,5
$C_r$	Facteur de réduction	$0,16 * \frac{u}{u + 1}$	0,12
$C_1$	Couple dans l'arbre d'entrée	$\frac{P}{\omega}$	44,56 Nm
$K_v$	Facteur dynamique	Hypothèse	1,25
$R$	Rapport largeur b par diamètre primitif d1	Fixé R=u/5	0,6

Fig1 : Tableau des facteurs permettant de déterminer le diamètre  $d_1$  du pignon

Facteurs	Nom	Formule	Valeur
$F_T$	Effort tangentiel	$\frac{2 \cdot C_1}{d_1}$	1521,14 N
$\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST}$	Résistance en fatigue flexion de dent du matériau	Abaque	620 MPa
$Y_{Fa}$	Facteur de forme	Donnée	2,5
$Y_{Sa}$	Facteur de correction de contrainte	Donnée	1,74
$Y_\epsilon$	Facteur de conduite	$40,25 + \frac{0,75}{\epsilon_\alpha}$	0,77

Fig2 : Tableau des facteurs permettant de déterminer le module minimum



**Engrenage**

☒ Géométrie
 ☐ Réalisation & Utilisation
 ☐ Résistance à la Pression Superficielle
 ☐ Résistance à la Rupture
 ☐ Aide & Acquisition

Type de Denture

☐ Denture Interieure
 ☒ Denture Extérieure

Caractéristiques Géométriques

> Nombres de Dents Z1 Pignon = 15 Dents Z2 Roue = 45 Dents  
 > Largeur Denture b = 30 mm  
 > Angle d'hélice  $\beta$  = 0°  
 > Angle de Pression d'Outil  $\alpha_o$  = 20°  
 > Module d'Outil Mo = 4 [Modules Normalisés](#)  
 > Déports X1 Pignon = 0.45 X2 Roue = -0.45

> Module Apparent Mt = 4  
 > Angle de Pression Apparent  $\alpha_t$  = 20°  
 > Angle d'hélice de Base  $\beta_b$  = 0°  
 > Angle de Pression de Fonctionnement  $\alpha'_t$  = 20.000°  
 > Diamètres Primitifs de Taillage D1 = 60 mm D2 = 180 mm  
 > Diamètres de Base Dbase1 = 56.381 mm Dbase2 = 169.14 mm  
 > Rayons de Tête Rtête1 = 35.8 mm Rtête2 = 92.2 mm  
 > Rayons Primitifs de Fonctionnement R'1 = 30.000 mm R'2 = 90.000 mm  
 > Rapport de Conduite  $\epsilon_\alpha$  = 1.5026  
 > Rapport de Conduite de Recouvrement  $\epsilon_\beta$  = 0  
 > Rapport de Glissement Gs1/Gs2 = 0.7360

Copyright 36-69-104-110ch207

Fig3 : Géométrie de l'engrenage

Engrenage

Géométrie **Réalisation & Utilisation** Résistance à la Pression Superficielle Résistance à la Rupture Aide & Acquisition

Réalisation

> Qualité ISO  [Normes ISO](#)

> Obtention

☒ Acier à Trempe Totale, Durcis Superficiellement  
☐ Acier de Cémentation  
☐ Acier de Nitruration, Nitruration Gazeuse  
☐ Acier de Nitruration au Bain

> Usinage

☐ Rectifié après Traitement Thermique  
☒ Taillage Par Génération  
☐ Rodage après Taillage

Utilisation

> Vitesse de Rotation (tr/min) N =  tr/min

> Durée de Vie D =  Heures

Copyright 36-69-104-110ch207

*Fig4 : Réalisation de l'engrenage*

Engrenage

Géométrie **Réalisation & Utilisation** **Résistance à la Pression Superficielle** Résistance à la Rupture Aide & Acquisition

> Facteur d'application de la Charge Ka =  [Tableau Norme AGMA 215-01](#)

> Limite d'Endurance en Pression de Contact

[Tableau des Limites d'Endurance](#)

$\sigma_{H.lim1} =$   daN/mm<sup>2</sup>  
 $(\sigma_{H.lim}/Z_e)^{1/2} =$   daN/mm<sup>2</sup>  
 $\sigma_{H.lim2} =$   daN/mm<sup>2</sup>  
 $(\sigma_{H.lim}/Z_e)^{1/2} =$   daN/mm<sup>2</sup>

> Facteur de Rugosité Zr = 0.85

> Facteur de Durée Zn1 = 1 Zn2 = 1

> Facteur de Service Kb1 = 1.5 Kb2 = 1.5

> Facteur de Conduite Ze = 0.9123

> Facteur d'Inclinaison Zβ = 1

> Facteur de Réduction Cr = 0.12

> Facteur Dynamique Kv = 1.0623

> Facteur de Répartition de la Charge b/Kαβ = 25.599 mm

> Facteur de Vitesse Zv = 0.9588

FT.adm.Sup 1 = 1670.6501 N C.adm.Sup = 50.1195 N.m  
 FT.adm.Sup 2 = 1670.6501 N P.adm.Sup = 7872.7535 W

Calcul

Copyright 36-69-104-110ch207

*Fig5 : Résistance à la pression superficielle de l'engrenage*

Engrenage

Géométrie   Réalisation & Utilisation   **Résistance à la Pression Superficielle**   **Résistance à la Rupture**   Aide & Acquisition

> Facteur d'application de la Charge  $K_a = 1.5$

> Facteur Dynamique  $K_v = 1.0623$

> Facteur de Répartition de la Charge  $b/K_a\beta = 25.599 \text{ mm}$

> Limite d'Endurance

[Tableau des Limites d'Endurance](#)

$\sigma_{F.lim1} = 29.5 \text{ daN/mm}^2$

$(\sigma_{F.lim} \cdot Y_{st})_1 = 62 \text{ daN/mm}^2$

$\sigma_{F.lim2} = 29.5 \text{ daN/mm}^2$

$(\sigma_{F.lim} \cdot Y_{st})_2 = 62 \text{ daN/mm}^2$

> Facteur de Durée  $Y_{nt1} = 1$   $Y_{nt2} = 1$

> Facteur de Service  $K_b1 = 1.5$   $K_b2 = 1.5$

> Facteur de Conduite  $Y_e = 0.7491$

> Facteur de Forme

Facteur de Correction de Contrainte  $Y_{fa1} = 2.2976$   $Y_{fa2} = 2.7600$

$Y_{sa1} = 1.7305$   $Y_{sa2} = 1.5110$

$Y_{fa1} \cdot Y_{sa1} = 3.9760$   $Y_{fa2} \cdot Y_{sa2} = 4.1706$

> Facteur d'Inclinaison  $Y_\beta = 1$

FT.adm.Rupt 1 = 17689.931 N

FT.adm.Rupt 2 = 16864.509 N

C.adm.Sup = 50.1195 N.m

P.adm.Rupt = 7872.7535 W

Calcul

Copyright 36-69-104-110ch207

*Fig6 : Résistance à la rupture de l'engrenage*

Quenched and tempered steels [Extract from DIN 17200 (3.87)] Mechanical properties of steels in quenched and tempered condition (Code letter V)											
Steel grade		Diameter									
		up to 16 mm		above 16 up to 40 mm		above 40 up to 100 mm		above 100 up to 160 mm		above 160 up to 250 mm	
Symbol	Material no.	Yield point (0.2 Gr) N/mm <sup>2</sup> min. Re, Rp 0.2	Tensile strength N/mm <sup>2</sup> Rm	Yield point (0.2 Gr) N/mm <sup>2</sup> min. Re, Rp 0.2	Tensile strength N/mm <sup>2</sup> Rm	Yield point (0.2 Gr) N/mm <sup>2</sup> min. Re, Rp 0.2	Tensile strength N/mm <sup>2</sup> Rm	Yield point (0.2 Gr) N/mm <sup>2</sup> min. Re, Rp 0.2	Tensile strength N/mm <sup>2</sup> Rm	Yield point (0.2 Gr) N/mm <sup>2</sup> min. Re, Rp 0.2	Tensile strength N/mm <sup>2</sup> Rm
C 22	1.0402	350	550– 700	300	500– 650	–	–	–	–	–	–
C 35	1.0501	430	630– 780	370	600– 750	320	550– 700	–	–	–	–
C 45	1.0503	500	700– 850	430	650– 800	370	630– 780	–	–	–	–
C 55	1.0535	550	800– 950	500	750– 900	430	700– 850	–	–	–	–
C 60	1.0601	580	850–1000	520	800– 950	450	750– 900	–	–	–	–
Ck 22	1.1151	350	550– 700	300	500– 650	–	–	–	–	–	–
Ck 35	1.1181	430	630– 780	370	600– 750	320	550– 700	–	–	–	–
Cm 35	1.1180	430	630– 780	370	600– 750	320	550– 700	–	–	–	–
Ck 45	1.1191	500	700– 850	430	650– 800	370	630– 780	–	–	–	–
Cm 45	1.1201	500	700– 850	430	650– 800	370	630– 780	–	–	–	–
Ck 55	1.1203	550	800– 950	500	750– 900	430	700– 850	–	–	–	–
Cm 55	1.1209	550	800– 950	500	750– 900	430	700– 850	–	–	–	–
Ck 60	1.1221	580	850–1000	520	800– 950	450	750– 900	–	–	–	–
Cm 60	1.1223	580	850–1000	520	800– 950	450	750– 900	–	–	–	–
28 Mn 6	1.1170	590	780– 930	490	690– 840	440	640– 790	–	–	–	–
38 Cr 2	1.7003	550	800– 950	450	700– 850	350	600– 750	–	–	–	–
46 Cr 2	1.7006	650	900–1100	550	800– 950	400	650– 800	–	–	–	–
34 Cr 4	1.7033	700	900–1100	590	800– 950	460	700– 850	–	–	–	–
34 Cr S4	1.7037	700	900–1100	590	800– 950	460	700– 850	–	–	–	–
37 Cr 4	1.7034	750	950–1150	630	850–1000	510	750– 900	–	–	–	–
37 Cr S4	1.7038	750	950–1150	630	850–1000	510	750– 900	–	–	–	–
41 Cr 4	1.7035	800	1000–1200	660	900–1100	560	800– 950	–	–	–	–
41 Cr S4	1.7039	800	1000–1200	660	900–1100	560	800– 950	–	–	–	–
25 CrMo 4	1.7218	700	900–1100	600	800– 950	450	700– 850	400	650– 800	–	–
34 CrMo 4	1.7220	800	1000–1200	650	900–1100	550	800– 950	500	750– 900	450	700– 850
34 CrMo S4	1.7226	800	1000–1200	650	900–1100	550	800– 950	500	750– 900	450	700– 850
42 CrMo 4	1.7225	900	1100–1300	750	1000–1200	650	900–1100	550	800– 950	500	750– 900
42 CrMo S4	1.7227	900	1100–1300	750	1000–1200	650	900–1100	550	800– 950	500	750– 900
50 CrMo 4	1.7228	900	1100–1300	780	1000–1200	700	900–1100	650	850–1000	550	800– 950
36 CrNiMo 4	1.6511	900	1100–1300	800	1000–1200	700	900–1100	600	800– 950	550	750– 900
34 CrNiMo 6	1.6582	1000	1200–1400	900	1100–1300	800	1000–1200	700	900–1100	600	800– 950
30 CrNiMo 6	1.6580	1050	1250–1450	1050	1250–1450	900	1100–1300	800	1000–1200	700	900–1100
50 CrV 4	1.8159	900	1100–1300	800	1000–1200	700	900–1100	650	850–1000	600	800– 950
30 CrMoV9	1.7707	1050	1250–1450	1020	1200–1450	900	1100–1300	800	1000–1200	700	900–1100

Fig7 : Caractéristique mécanique de l'arbre ( $R_e = 700\text{MPa}$ ) et de l'engrenage ( $R_e = 800\text{MPa}$ )

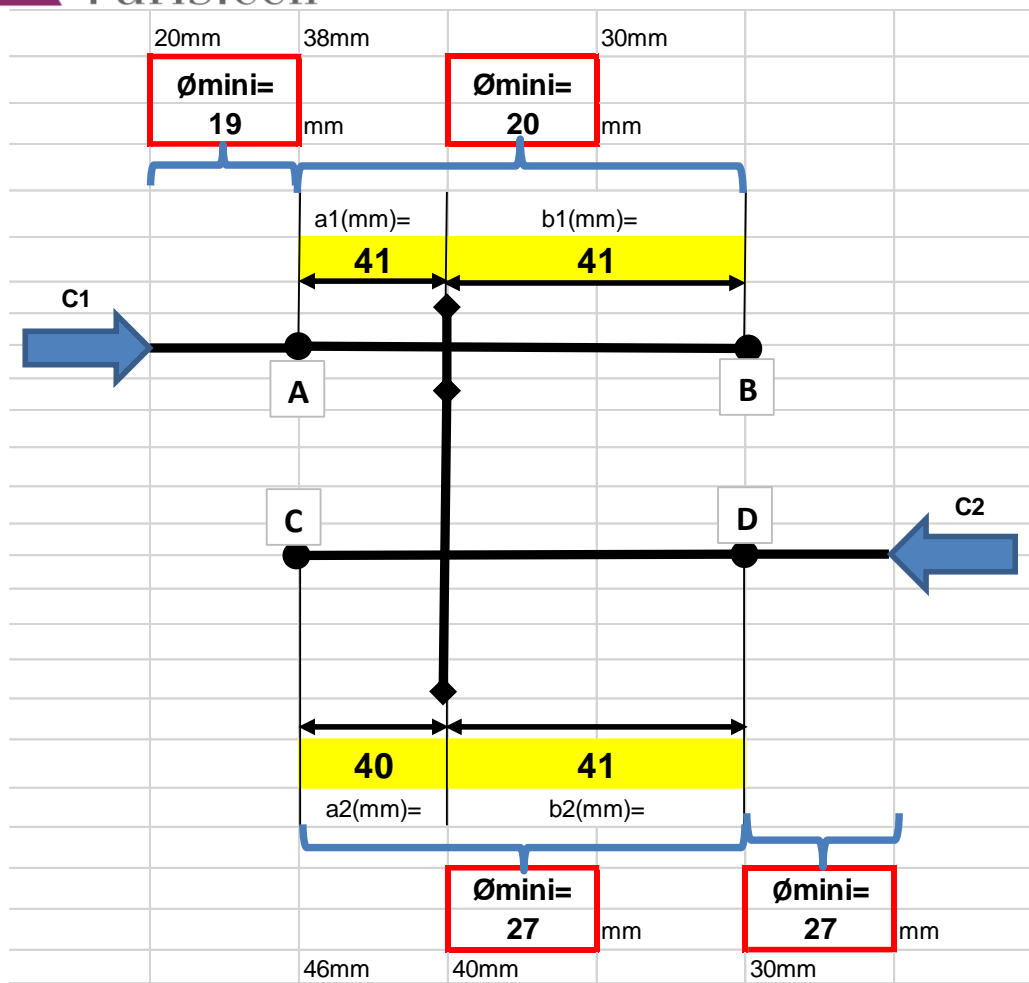


Fig8 : Dimensionnement des arbres  $\phi_{\text{mini}}$

données:		
puissance	7	kW
Vitesse pignon	1500	tr/mn
Engrenage:		
$m_0 =$	4	mm
$Z_1 =$	15	
$Z_2 =$	45	
Durée de vie:	20000	Heures
Résistance arbre:		
$R_e =$	700	Mpa
$s(\text{coef. sécurité}) =$	10	

Fig9 : Données du CdCF, des caractéristiques de l'engrenage, et de la résistance élastique de l'arbre

calculs:									
P1=		7000 W	$\omega$ 1=		157,08 rd/s				
couples:				efforts /dentures					
		C1=	45 N.m	FN=		1581 N			
		C2=	134 N.m						
Equilibre arbres:			Roulements:			Moments			
Réactions (radiales) aux appuis arbre1:			Cdynamiques			flexion max		MiT	
RA1=		790 N	Cmini (A)=		9615 N	32406 N.mm		55100 N.mm	
RB1=		790 N	Cmini (B)=		9615 N				
Réactions (radiales) aux appuis arbre2:			Cdynamiques			flexion max		MiT	
RC2=		800 N	Cmini(C)=		6749 N	32006 N.mm		137468 N.mm	
RD2=		781 N	Cmini(D)=		6584 N				

ENTREE

SORTIE

Fig10 : Valeurs des efforts, des couples soumis par les arbres et les roulements

Roulement A, B (6005)		Roulement C (61907)		Roulement D (61908)	
d	25	d	35	d	40
D	47	D	55	D	62
B	12	B	10	B	12
C <sub>dyn</sub> (kN)	10,10	C <sub>dyn</sub> (kN)	10,1	C <sub>dyn</sub> (kN)	14,5
C <sub>0</sub> (kN)	5,9	C <sub>0</sub> (kN)	6,8	C <sub>0</sub> (kN)	9,9

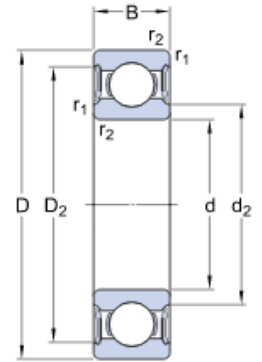


Fig11 : Caractéristiques des roulements à billes à contacts radiaux utilisés

		série normale					série mince			cas d'une fixation par vis				
$d$	$a$	$b$	$s$	$J$	$K$	$L$	$b^*$	$J^*$	$K^*$	vis	$t$	$z$	$g$	$r$
6 à 8 inclus	2	2	0,08	$d-1,2$	$d+1$	6 à 20								
8 à 10	3	3		$d-1,8$	$d+1,4$	6 à 36								
10 à 12	4	4	0,16	$d-2,5$	$d+1,8$	8 à 45								
12 à 17	5	5	0,16	$d-3$	$d+2,3$	10 à 56	3	$d-1,8$	$d+1,4$					
17 à 22	6	6	$\dot{a}$	$d-3,5$	$d+2,8$	14 à 70	4	$d-2,5$	$d+1,8$	M2,5-6	5	2,9	3	2,5
22 à 30	8	7	0,25	$d-4$	$d+3,3$	18 à 90	5	$d-3$	$d+2,3$	M3-8	6,5	3,4 *	3,5	3
30 à 38	10	8	0,25	$d-5$	$d+3,3$	22 à 110	6	$d-3,5$	$d+2,8$	M4-10	8	4,5	4,5	4
38 à 44	12	8		$d-5$	$d+3,3$	28 à 140	6	$d-3,5$	$d+2,8$	M5-10	10	5,5	5,5	5
44 à 50	14	9	$\dot{a}$	$d-5,5$	$d+3,5$	36 à 160	6	$d-3,5$	$d+2,8$	M6-10	12	6,6	6,5	6
50 à 58	16	10		$d-6$	$d+4,3$	45 à 180	7	$d-4$	$d+3,3$	M6-10	12	6,6	6,5	6
58 à 65	18	11	0,4	$d-7$	$d+4,4$	50 à 200	7	$d-4$	$d+3,3$	M8-12	16	9	8,5	8
65 à 75	20	12	0,4	$d-7,5$	$d+4,9$	56 à 220	8	$d-5$	$d+3,3$	M8-12	16	9	8,5	8
75 à 85	22	14	$\dot{a}$	$d-9$	$d+5,4$	63 à 250	9	$d-5,5$	$d+3,8$	M10-12	20	11	10,5	10
85 à 95	25	14	0,6	$d-9$	$d+5,4$	70 à 280	9	$d-5,5$	$d+3,8$	M10-12	20	11	10,5	10
95 à 110	28	16		$d-10$	$d+6,4$	80 à 320	10	$d-6$	$d+4,5$	M10-16	20	11	10,5	10

Fig12 : Tableau normalisé de dimensionnement des clavettes (entrée et sortie)

### 7.2 Choix de la qualité d'huile.

Le phénomène physique de répartition des pressions au contact de deux profils conjugués de roues dentées est complexe, en particulier, il existe un film d'huile au niveau du primitif alors que la vitesse de glissement est nulle.

L'épaisseur du film d'huile est donnée par la relation (SHELL) :

$$h_{min} = 0,05 \left[ v_0 D_1 V \frac{\rho}{\rho + 1} \right]^{0,5}$$

- $h_{min}$  : épaisseur du film en  $\mu m$  au primitif
- $v_0$  : viscosité de l'huile en cSt à 40°C
- $V$  : vitesse périphérique en cm/sec
- $D_1$  : diamètre du pignon en cm
- $\rho$  : rapport de réduction  $= D_2/D_1$

Remarque : Le jeu entre dentures doit respecter cette épaisseur mini.

Les nuances d'huiles sont très variables avec la nature de l'huile et les nombreux additifs possibles, mais la viscosité reste sa caractéristique essentielle. On utilise généralement des huiles minérales dont la viscosité en cSt varie de 50 à 700 à 40°C.

#### 7.2.1 Méthode ne tenant compte que de la vitesse.

$\gamma$  : viscosité en cSt à 40°C

- SHELL :  $\gamma = \frac{500}{\sqrt{V}}$
- ANTAR :  $\gamma = \frac{200}{V^{0,4}}$  pour fonctionnement à 45°C  
 $\gamma = \frac{100}{V^{0,4}}$  pour fonctionnement à 90°C

*Fig13 : Qualité de l'huile*

- Quantité d'huile (selon ANTAR, NIEMAN)

$$Q = k \cdot P \left[ \frac{0,1}{Z1} + \frac{0,03}{V + 2} \right]$$

- $Q$  : quantité d'huile en litres
- $K$  : coefficient : mini = 2,5 (impératif)  
maxi = 8 (si possible)
- $P$  : puissance transmise en CV (1CV=736W)
- $Z1$  : nombre de dents du pignon
- $V$  : vitesse tangentielle au primitif en m/sec

*Fig14 : Quantité d'huile*

	Joint sur l'arbre d'entrée	Joint sur l'arbre de sortie
d (mm)	25	40
D (mm)	42	52
E : Epaisseur (mm)	8	7
Type de joints	IE	IE
Réf	722517	722325

*Fig15 : Caractéristiques du joint à lèvres utilisé*



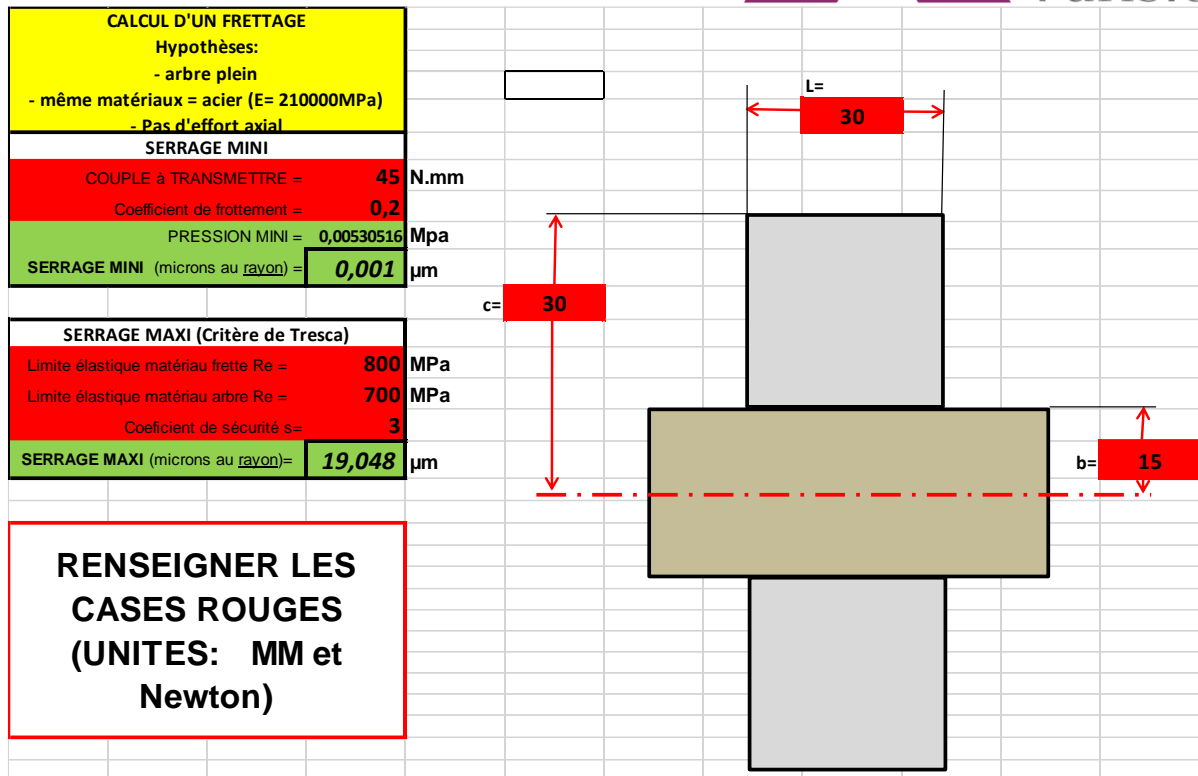


Fig16 : Dimensionnement au frettage du pignon

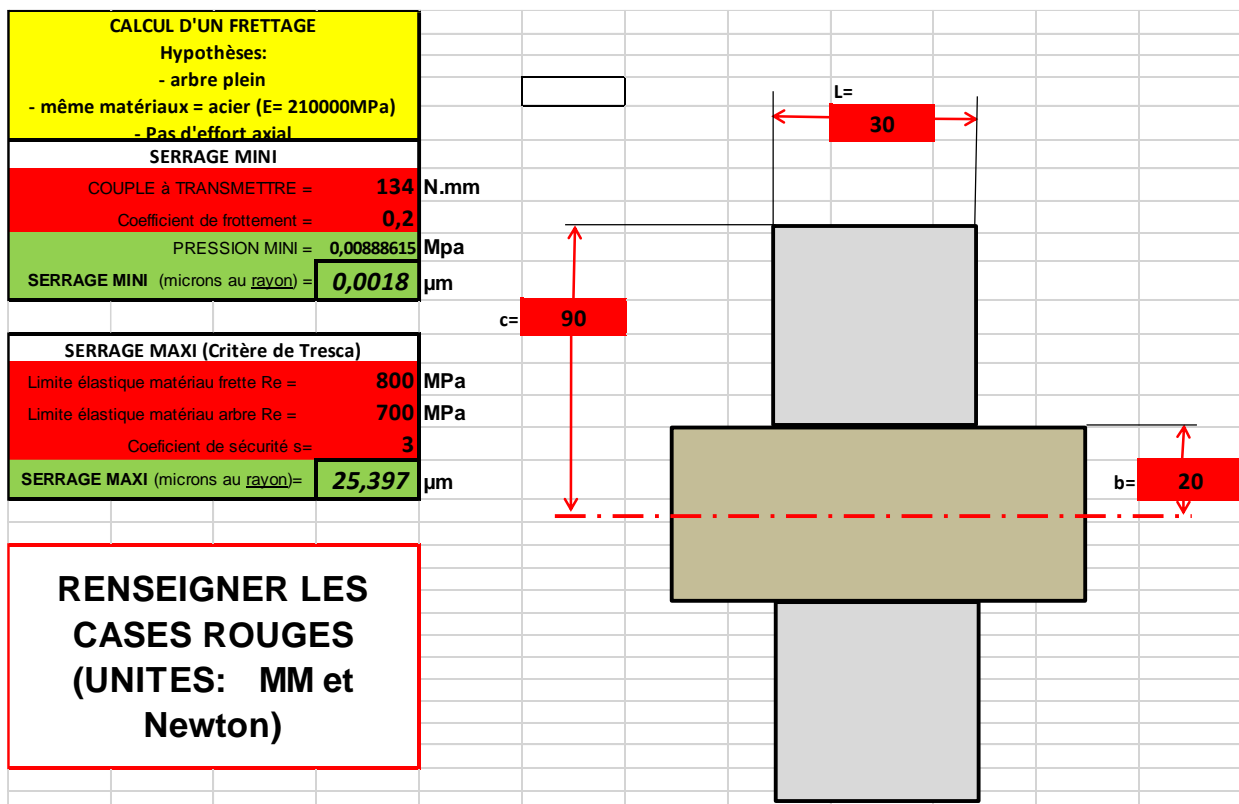


Fig17 : Dimensionnement au frettage de la roue dentée

NORME FRANÇAISE  
ENREGISTRÉE

TOLÉRANCES DE PIÈCES LISSES (Système ISO)  
POUR DIMENSIONS NOMINALES de 1 à 500 mm  
Jeux ou serrages de certains ajustements :  
2° avec H 7

NF  
E 02-132

Novembre 1967

Alésage		H7															
Arbres		g6	h6	j6	k6	m6	n6	p6	r6	s6	t6	u6	v6	x6	y6	z6	
Jeux en microns (1 µ = 0,001 mm) (Les jeux négatifs sont des serrages)	Jusqu'à 3	+18 +2	+18 0	+12 -4	+10 -6	+8 -8	+6 -10	+4 -12	0 -16	-4 -20	-8 -24	-12 -28	-16 -32	-20 -36	-24 -40	-28 -44	
	au delà de 3 jusqu'à 6	+24 +4	+20 0	+14 -6	+11 -9	+8 -12	+4 -16	0 -20	-3 -23	-7 -27	-11 -31	-15 -35	-19 -39	-23 -43	-27 -47	-31 -51	
	au delà de 6 jusqu'à 10	+29 +5	+24 0	+17 -7	+14 -10	+9 -15	+5 -19	0 -24	-4 -28	-8 -32	-12 -36	-16 -40	-20 -44	-24 -48	-28 -52	-32 -56	
	au delà de 10 jusqu'à 14	+35 +5	+29 0	+21 -8	+17 -12	+11 -18	+6 -23	0 -29	-5 -34	-10 -39	-15 -44	-20 -49	-25 -54	-30 -59	-35 -64	-40 -69	
	au delà de 14 jusqu'à 18	+41 +5	+35 0	+25 -9	+21 -12	+15 -18	+8 -23	0 -29	-6 -34	-11 -39	-16 -44	-21 -49	-26 -54	-31 -59	-36 -64	-41 -69	
	au delà de 18 jusqu'à 24	+41 +7	+34 0	+25 -9	+21 -12	+15 -18	+8 -23	0 -29	-6 -34	-11 -39	-16 -44	-21 -49	-26 -54	-31 -59	-36 -64	-41 -69	
	au delà de 24 jusqu'à 30	+41 +7	+34 0	+25 -9	+21 -12	+15 -18	+8 -23	0 -29	-6 -34	-11 -39	-16 -44	-21 -49	-26 -54	-31 -59	-36 -64	-41 -69	
	au delà de 30 jusqu'à 40	+50 +9	+41 0	+30 -11	+23 -18	+16 -25	+8 -33	-1 -42	-9 -50	-18 -59	-27 -68	-36 -77	-45 -86	-54 -95	-63 -104	-72 -113	
	au delà de 40 jusqu'à 50	+50 +9	+41 0	+30 -11	+23 -18	+16 -25	+8 -33	-1 -42	-9 -50	-18 -59	-27 -68	-36 -77	-45 -86	-54 -95	-63 -104	-72 -113	
	au delà de 50 jusqu'à 65	+59 +10	+49 0	+37 -12	+28 -21	+19 -30	+10 -39	-2 -51	-11 -60	-23 -72	-34 -81	-45 -90	-56 -100	-67 -110	-78 -121	-89 -132	
Cote nominale en mm	au delà de 65 jusqu'à 80	+59 +10	+49 0	+37 -12	+28 -21	+19 -30	+10 -39	-2 -51	-11 -60	-23 -72	-34 -81	-45 -90	-56 -100	-67 -110	-78 -121	-89 -132	
	au delà de 80 jusqu'à 100	+69 +12	+57 0	+44 -13	+32 -25	+22 -35	+12 -45	-2 -59	-16 -73	-36 -87	-56 -107	-76 -127	-96 -147	-116 -167	-136 -187	-156 -207	
	au delà de 100 jusqu'à 120	+69 +12	+57 0	+44 -13	+32 -25	+22 -35	+12 -45	-2 -59	-16 -73	-36 -87	-56 -107	-76 -127	-96 -147	-116 -167	-136 -187	-156 -207	
	au delà de 120 jusqu'à 140	+79 +14	+65 0	+51 -14	+37 -28	+25 -40	+13 -52	-3 -68	-23 -88	-52 -117	-82 -147	-112 -182	-142 -212	-172 -242	-202 -272	-232 -302	
	au delà de 140 jusqu'à 160	+79 +14	+65 0	+51 -14	+37 -28	+25 -40	+13 -52	-3 -68	-23 -88	-52 -117	-82 -147	-112 -182	-142 -212	-172 -242	-202 -272	-232 -302	
	au delà de 160 jusqu'à 180	+79 +14	+65 0	+51 -14	+37 -28	+25 -40	+13 -52	-3 -68	-23 -88	-52 -117	-82 -147	-112 -182	-142 -212	-172 -242	-202 -272	-232 -302	
	au delà de 180 jusqu'à 200	+90 +15	+75 0	+59 -16	+42 -33	+29 -46	+15 -60	-4 -79	-31 -106	-76 -151	-120 -195	-164 -239	-208 -283	-252 -327	-296 -371	-340 -415	
	au delà de 200 jusqu'à 225	+90 +15	+75 0	+59 -16	+42 -33	+29 -46	+15 -60	-4 -79	-31 -106	-76 -151	-120 -195	-164 -239	-208 -283	-252 -327	-296 -371	-340 -415	
	au delà de 225 jusqu'à 250	+90 +15	+75 0	+59 -16	+42 -33	+29 -46	+15 -60	-4 -79	-31 -106	-76 -151	-120 -195	-164 -239	-208 -283	-252 -327	-296 -371	-340 -415	
	au delà de 250 jusqu'à 280	+101 +17	+84 0	+68 -16	+48 -36	+32 -52	+18 -66	-4 -85	-42 -126	-106 -190	-166 -250	-226 -310	-286 -370	-346 -430	-406 -490	-466 -550	
	au delà de 280 jusqu'à 315	+101 +17	+84 0	+68 -16	+48 -36	+32 -52	+18 -66	-4 -85	-42 -126	-106 -190	-166 -250	-226 -310	-286 -370	-346 -430	-406 -490	-466 -550	
	au delà de 315 jusqu'à 355	+111 +18	+93 0	+75 -18	+53 -40	+36 -57	+20 -73	-5 -98	-51 -144	-133 -226	-211 -304	-289 -382	-367 -460	-445 -538	-523 -616	-601 -694	
	au delà de 355 jusqu'à 400	+111 +18	+93 0	+75 -18	+53 -40	+36 -57	+20 -73	-5 -98	-51 -144	-133 -226	-211 -304	-289 -382	-367 -460	-445 -538	-523 -616	-601 -694	
	au delà de 400 jusqu'à 450	+123 +20	+103 0	+83 -20	+58 -45	+40 -63	+23 -80	-8 -106	-63 -166	-169 -272	-267 -370	-365 -468	-463 -566	-561 -664	-659 -762	-757 -860	
	au delà de 450 jusqu'à 500	+123 +20	+103 0	+83 -20	+58 -45	+40 -63	+23 -80	-8 -106	-63 -166	-169 -272	-267 -370	-365 -468	-463 -566	-561 -664	-659 -762	-757 -860	

Schéma des +100  
ajustements  
pour le palier  
de diamètres de + 50  
à 24 à 30 mm

Alésage

Arbres

Les valeurs modifiées par rapport à l'ancien système ISA sont indiquées en caractères maigres.

Enregistrée  
par décision  
du 6-11-67

La présente norme remplace la norme E 02-033,  
homologuée le 15 avril 1937.  
Principale modification : Mise en accord avec le système ISO  
(nouvelles valeurs en caractères maigres).

Fig18 : Ajustement au frettage du pignon et de la roue dentée

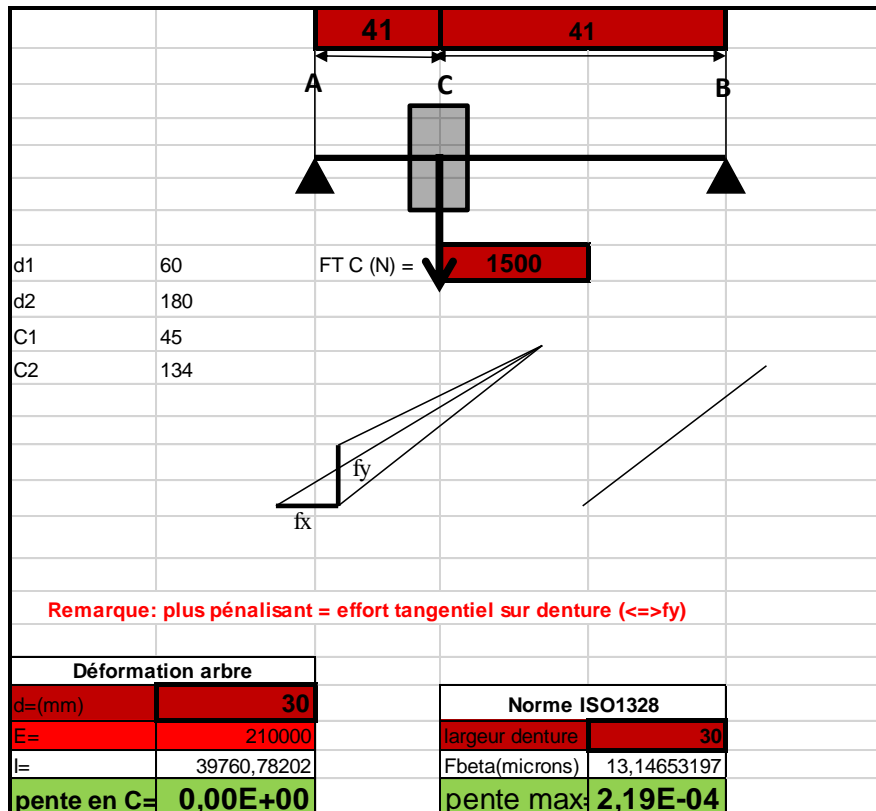


Fig19 : Déformation de l'arbre d'entrée et du pignon

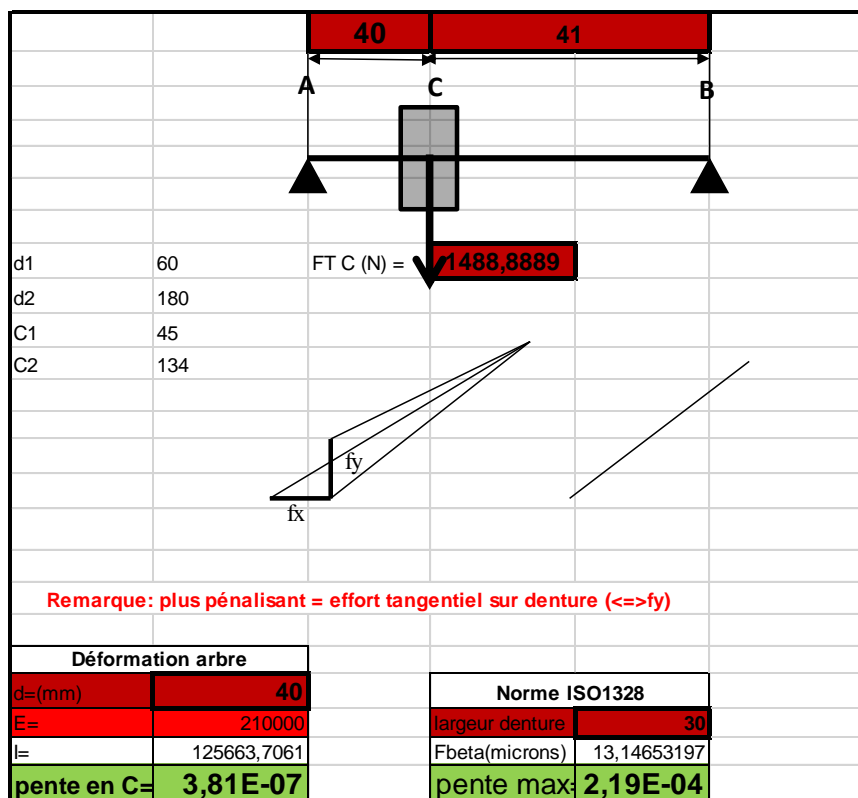


Fig20 : Déformation de l'arbre de sortie et de la roue dentée