

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
Ecole Nationale Polytechnique

Département de Génie Mécanique

Mémoire de projet de fin d'études

en vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique.

## **Contribution à la Conception d'un cultivateur rotatif à commande hydraulique**

Réalisé par : Bouchra Boudaa

Sous la direction de M.Okba Hamri, Maître de conférences A, ENP

Et M.Bouaziz Mouhamed , Professeur , ENP

Présenté et soutenu publiquement le 06/07/2019

### **Composition du Jury :**

Président	M . Arezki SMAILI	Professeur	ENP
Promoteur	M . Okba HAMRI	MC.A	ENP
Co-promoteur	M Mohamed BOUAZIZ	Professeur	ENP
Examineur	M Yacine BELKACEMI	MC.A	ENP



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique

Mémoire de projet de fin d'études

en vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique.

## **Contribution à la Conception d'un cultivateur rotatif à commande hydraulique**

Réalisé par : Bouchra Boudaa

Sous la direction de de Dr. Okba Hamri, Maître de conférences A, ENP

Et M.Bouaziz Mouhamed , Professeur , ENP

Présenté et soutenue publiquement le 06/07/2019

### **Composition du Jury :**

Président	M. Arezki SMAILI	Professeur	ENP
Promoteur	M. Okba HAMRI	MC.A	ENP
Co-promoteur	M Mohamed BOUAZIZ	Professeur	ENP
Examineur	M Yacine BELKACEMI	MC.A	ENP

ENP 2019

# *Dédicaces*

Je dédie ce modeste travail :

A mes chers parents, pour tous leurs sacrifices, leur amour, leur soutien et leurs prières tout au long de mes études.

A mes chères frères et sœurs pour leurs tendresses, leur complicité et leurs encouragements permanents.

A tous mes professeurs pour leur soutien et leur dévouement tout au long de mon parcours universitaire.

A tous mes camarades de promotion pour leurs complicités, leurs écoutes et leurs partages.

A tous ceux qui de près ou de loin ont contribué à l'élaboration de ce travail et dont les noms ne figurent malheureusement pas sur ces pages. Qu'ils trouvent ici le témoignage de mon estime et de ma gratitude

Que ce travail soit l'accomplissement de vos vœux tant allégués, et le fruit de votre soutien infailible.

# Remerciements

Ce travail est l'aboutissement d'un long cheminement au cours duquel j'ai bénéficié de l'encadrement, des encouragements et du soutien de plusieurs personnes, à qui je tiens à dire profondément et sincèrement merci.

Mes sentiments de reconnaissance vont en premier lieu à l'endroit de mes promoteurs, « Mr M. Bouaziz » et « Mr O. Hamri » à qui je suis vraiment redevables et pour leur assistance Et leur contribution à l'avancement de ce travail. Je les remercie aussi pour leur disponibilité et Pour toutes les remarques et les précieux conseils prodigués.

J'adresse mes sincères remerciements et ma gratitude à « Mr M. Soltani », directeur de L'entreprise MAG, pour son accueil chaleureux, sa confiance accordée et l'immense Opportunité qu'il octroie en faveur des élèves ingénieurs incessamment diplômé.

À cet égard, je remercie tout particulièrement « Mr I.Ouis » de l'entreprise « FONDAL » pour tout ce qu'il a fait pour m'encadrer durant la partie conception du cultivateur agricole. Il m'a dirigé et accompagné de très près, avec beaucoup de patience et d'attention aigüe aux tout petits détails il fut d'une grande aide.

J'aimerais aussi remercier « Mme I.Guedioura » de l'ENSA pour sa contribution , sa disponibilité, ses précieux conseils dans le domaine agricole .

Je remercie tous le personnel de l'entreprise **MAG** pour leur assistance technique, leur collaboration et leur disponibilité et pour toutes les lumières qu'ils ont toujours bien voulu m'apporter.

A tous les enseignants de l'école National Polytechnique qui ont contribué à notre formation pendant ces trois années d'études et particulièrement aux enseignants du département génie mécanique, pour la richesse et la qualité de leur enseignement et qui les grands efforts qu'ils déploient afin d'assurer à leurs étudiants une formation actualisée.

Mes vifs remerciements vont également aux membres du jury (M.Arezki SMAILI , M. Okba HAMRI, M.Mohamed BOUAZIZ , M.Yacine BELKACEMI ) pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre mémoire en acceptant d'examiner mon travail.

Je n'oublie pas mes parents pour leur contribution, leur soutien et leur encouragement permanents.

Enfin, Je remercie toutes les personnes et associations qui, d'une quelconque manière, m'ont apporté leur amitié, leur attention, leurs encouragements, leur appui et leur assistance pour que je puisse mener à terme ce travail

**ملخص :** من خلال هذه مذكرة ، قمنا بتصميم آلة التعشيب التي تعمل هيدروليكيًا والأسنان الدوارة على أربعة محاور رأسية باستخدام برنامج تصميم 3 الأبعاد سوليدوروكس .

إنه مزارع يعمل التربة حتى بين جذوع الأشجار القريبة جداً (50 سم على الأقل)، بينما يسحب الأعشاب الضارة ويترك مستوى الأرض ولا يتشكل من الخنادق أثناء الحركة.

يعتمد الموضوع الحالي على نموذج حقيقي لآلة التعشيب بين الكروم . إل 225

**الكلمات المفتاحية:** الحراثة ، الحراثة ، بين الكروم ، الروتا ، سوليدوروكس ، التقطيع ، تحضير الحراثة.

**ABSTRACT:** Through this dissertation , we designed a hydraulically operated cultivator with rotating teeth on four vertical axes using CAD (Computer Aided Design) software.

It is a farmer who works the soil even between the very close stumps (at least 50 cm), while pulling the weeds, leaving the ground level and not forming ditches while moving.

The present subject is based on a real model of Cultivator INTERCEP EL 225.

**Key Words:** cultivator, ground work, between vines, rotavator, CAD, sectioning, plowing preparation.

**Résumé :** A travers ce mémoire, nous avons conçu un cultivateur à commande hydraulique équipé de dents rotatives logées sur 4 axes verticaux à l'aide du logiciel de CAO (conception Assistée par Ordinateur).

Il s'agit d'un cultivateur travaillant le sol entre les souches très proches (au moins 50 cm), tout en arrachant les mauvaises herbes, laissant le terrain bien nivelé et ne formant pas de fossés pendant son déplacement.

Le présent sujet s'appuie sur un modèle réel de Cultivateur l'INTERCEP **EL 225**.

**Mots clés :** cultivateur, travail du sol, intercep , rotavator, CAO, sectionnement , préparation de labour .

# Table des matières

<b>LISTE DES TABLEAUX</b>	
<b>LISTE DES FIGURES</b>	
<b>LISTE DES SIGLES</b>	
<b>LISTE DES ABREVIATIONS</b>	
<b>INTRODUCTION.....</b>	<b>15</b>
<b>1. TRAVAIL DU SOL.....</b>	<b>19</b>
<b>1.1. PROBLEMATIQUE.....</b>	<b>19</b>
<b>1.2. ROLE DU TRAVAIL DE SOL.....</b>	<b>19</b>
1.2.1. Objectifs du travail de sol.....	20
1.2.2. Les différents modes d'actions des outils .....	22
1.2.3. Etablissement d'un itinéraire technique : .....	24
<b>1.3. CULTIVATEUR.....</b>	<b>25</b>
1.3.1. Fonctionnement .....	25
1.3.2. Les différents types de cultivateurs .....	25
1.3.3. Réglages des cultivateurs.....	26
<b>2. INTERCEP EL 225 .....</b>	<b>28</b>
<b>2.1. INTRODUCTION.....</b>	<b>28</b>
<b>2.2. PRESENTATION GENERALE DE LA MACHINE .....</b>	<b>28</b>
2.2.1. Description .....	28
2.2.2. Fonctions du cultivateur .....	29
<b>2.3. MODELES D'INTERCEP GAMME EL.....</b>	<b>30</b>
<b>3. ETUDE ET DIMENSIONNEMENT THEORIQUE DES ELEMENTS DU CULTIVATEUR .....</b>	<b>32</b>
<b>3.1. SCHEMA CINEMATIQUE DU CULTIVATEUR.....</b>	<b>32</b>
3.1.1. Introduction .....	32
3.1.2. Modélisation des contacts.....	32
3.1.3. Etude des liaisons .....	32
3.1.3.a. Liaisons simples ou élémentaires .....	32
3.1.3.b. Liaisons composés.....	33
3.1.4. Représentations schématiques complémentaires.....	37
3.1.4.a. Transmission par adhérence : Roues à friction .....	37
3.1.5. Transmission par obstacles : Engrenages.....	37
3.1.5.a. Transmissions par lien flexible : pignons-chaîne .....	38
3.1.5.b. Transmissions par lien flexible courroie- poulie .....	39
3.1.6. SCHEMA CINEMATIQUE DU CULTIVATEUR :( Par Solidworks).....	41
<b>3.2. ETUDE THEORIQUE DES ELEMENTS DE MACHINE .....</b>	<b>42</b>
3.2.1. INTRODUCTION .....	42

3.2.2.	CALCUL DE CHAINE METHODE REXNORD .....	42
3.2.2.a.	Conception d'une transmission par chaîne .....	42
3.2.3.	CALCUL DES ENGRENAGES .....	49
3.2.3.a.	Introduction générale sur les engrenages.....	49
3.2.3.b.	Etude cinématique et dynamique.....	56
3.2.4.	CALCUL DES ROULEMENTS.....	67
3.2.4.a.	Notions sur les roulemnts .....	67
3.2.4.b.	Calcul de roulements .....	73
3.2.4.c.	Récapitulatif des résultats obtenus : .....	85
3.2.4.d.	Solutions proposées .....	85
3.2.5.	Dimensionnement des arbres.....	87
3.2.5.a.	Notions sur les arbres .....	87
3.2.5.b.	Arbre principal de transmission.....	91
3.2.5.c.	Second Arbre de transmission : .....	94
3.2.5.d.	Les arbres entraînant les dents rotatives .....	96
<b>4.</b>	<b>CHOIX DES MATERIAUX.....</b>	<b>98</b>
<b>4.1.</b>	<b>INTRODUCTION.....</b>	<b>98</b>
<b>4.2.</b>	<b>SELECTION DES MATERIAUX.....</b>	<b>98</b>
4.2.1.	Matériaux châssis .....	98
4.2.2.	Matériaux dent.....	99
4.2.3.	Matériaux réservoir.....	100
4.2.4.	Matériaux pour pignons et arbres .....	101
4.2.5.	Matériaux pour éléments de fixation ou positionnement des pièces .....	101
4.2.6.	Matériaux pour chaîne à rouleaux .....	101
4.2.7.	Matériaux pour roulement .....	101
4.2.8.	Matériaux pour clavette parallele type a.....	102
<b>5.</b>	<b>CONCEPTION EN 3D DU CULTIVATEUR ROTATIF .....</b>	<b>104</b>
<b>5.1.</b>	<b>INTRODUCTION.....</b>	<b>104</b>
<b>5.2.</b>	<b>LE LOGICIEL SOLIDWORKS.....</b>	<b>104</b>
5.2.1.	Historique .....	104
5.2.2.	Fonctionnement .....	105
<b>5.3.</b>	<b>MODELISATIONS GEOMETRIQUES DES DIFFERENTS COMPOSANTS DU CULTIVATEUR.....</b>	<b>106</b>
5.3.1.	Châssis .....	106
	.....	106
5.3.2.	Cadre de Roue .....	106
5.3.3.	Tête (Barre portes-dents) .....	107
5.3.4.	Corps du couple conique .....	108
5.3.5.	Assemblage du Corps du couple conique et la Tête .....	109
5.3.6.	Cadre de levage .....	110
5.3.7.	Cache Machine .....	111
<b>5.4.</b>	<b>CULTIVATEUR INTERCEP.....</b>	<b>113</b>



5.4.1. Le Model 3D.....	113
5.4.2. Le dessin d'ensemble du cultivateur .....	114
<b>6. SIMULATION NUMERIQUE.....</b>	<b>116</b>
<b>6.1. INTRODUCTION.....</b>	<b>116</b>
<b>6.2. ARBRE DE TRANSMISSION PRINCIPAL CANNULE .....</b>	<b>116</b>
6.2.1. Arbre pricipal canulé .....	116
6.2.2. Denture (effort sur la cannelure) .....	120
<b>6.3. ARBRE DE TRANSMISSION SANS CANNELURES .....</b>	<b>123</b>
<b>6.4. CHASSIS .....</b>	<b>127</b>
<b>6.5. LES DENTS ROTATIVES .....</b>	<b>131</b>
<b>CONCLUSION GENERALE .....</b>	<b>138</b>
<b>REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....</b>	<b>139</b>
<b>SITOGRAFIE.....</b>	<b>142</b>
<b>ANNEXES.....</b>	<b>144</b>

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau 6. 1 : Résultats de l'étude statique appliquée à l'arbre cannelé.....	120
Tableau 6. 2 : Résultats de l'étude statique appliquée à la denture de cannelure .....	123
Tableau 6. 3 : Résultats de l'étude statique appliquée à l'arbre de transmission secondaire.....	126
Tableau 6. 4 : Résultats de l'étude statique appliquée au châssis .....	131
Tableau 6. 5 : Résultats de l'étude théorique appliquée a la dent.....	134
Tableau 6. 1 : Résultats de l'étude statique appliquée à l'arbre cannelé.....	120
Tableau 6. 2 : Résultats de l'étude statique appliquée à la denture de cannelure .....	123
Tableau 6. 3 : Résultats de l'étude statique appliquée à l'arbre de transmission secondaire.....	126
Tableau 6. 4 : Résultats de l'étude statique appliquée au châssis .....	131
Tableau 6. 5 : Résultats de l'étude théorique appliquée a la dent.....	134
Tableau 4. 1 : Composition chimique du S355.....	99
Tableau 4. 2 : composition chimique du 45 S7.....	99
Tableau 4. 3 : Caractéristiques mécaniques du 45 S7.....	99
Tableau 4. 4 : Composition chimique du S235.....	100
Tableau 4. 5 : Propriétés mécaniques du S235 .....	100
Tableau 4. 6 : Composition chimique du 42 Cr Mo4 . .....	101
Tableau 4. 7 : Caractéristiques mécaniques moyennes (état trempé revenu) du 42 Cr Mo4 .....	101
Tableau 4. 8 : Caractéristiques mécaniques moyennes (état normalisé) du E 335; .....	102
Tableau 6. 1 : Résultats de l'étude statique appliquée à l'arbre cannelé.....	120
Tableau 6. 2 : Résultats de l'étude statique appliquée à la denture de cannelure.....	123
Tableau 6. 3 : Résultats de l'étude statique appliquée à l'arbre de transmission secondaire.....	126
Tableau 6. 4 : Résultats de l'étude statique appliquée au châssis .....	131
Tableau 6. 5 : Résultats de l'étude théorique appliquée a la dent.....	134

## LISTE DES FIGURES

Figure 1. 1 : Les objectifs du travail dusol.....	21
Figure 1. 2 : Les différents modes d'actions des outils.....	23
Figure 1. 3 : Itinéraire technique type pour une préparation du sol.....	24
Figure 2. 1 : Les composants du cultivateur INTERCEP EL.....	29
Figure 3. 1 : les 6 liaisons simples possibles.....	33
Figure 3. 2 : Les coussinets.....	35
Figure 3. 3 : Eléments roulants d'un roulement.....	35
Figure 3. 4 : Les butées à billes et à rouleaux.....	35
Figure 3. 5 : Les vis à billes.....	36
Figure 3. 6 : Les guidages à billes ou à rouleaux sur rails.....	36
Figure 3. 7 : Les rotules lisses.....	36
Figure 3. 8 : Représentation schématique pour une transmission par adhérence.....	37
Figure 3. 9 ; Représentation schématique pour une transmission par obstacles.....	37
Figure 3. 10 : Schémas normalisés pour différents types d'engrenages.....	38
Figure 3. 11: Transmissions par lien flexible( pignons-chaîne).....	39
Figure 3. 12 : Transmissions par lien flexible (courroie- poulie).....	39
Figure 3. 13 : Rigidité des courroie.....	40
Figure 3. 14 : Schéma cinématique du cultivateur rotatif.....	41
Figure 3. 15 : Lubrification au moyen d'un pinceau.....	45
Figure 3. 16 : Allongement maximal admissible du mou dû à l'usure.....	47
Figure 3. 17 : Engrenage cylindrique à denture droite.....	49
Figure 3. 18 : Désignation des différentes parties d'un élément d'engrenage conique.....	51
Figure 3. 19 : Symboles et proportions de la dent normalisée.....	52
Figure 3. 20 : Étude de flexion d'une denture droite.....	54
Figure 3. 21 : Eléments de taillage pour engrenage conique.....	56
Figure 3. 22 : les engrenages coniques à denture droite.....	59
Figure 3. 23 : les engrenages coniques à denture droite.....	63
Figure 3. 24 : Efforts appliquées sur les engrenages cylindriques à denture droite.....	64
Figure 3. 25 : Efforts appliquées sur les engrenages coniques à denture droite.....	65
Figure 3. 26 : Courbe d'équidurée.....	68
Figure 3. 27: Valeurs des coefficients X et Y pour roulements rigides à billes (à contact radial).....	71
Figure 3. 28 : Efforts sur l'arbre et les paliers.....	72
Figure 3. 29 :Dimensions du roulement 6207.....	73
Figure 3. 30 : Dimensions du roulement 6308.....	76
Figure 3. 31 : Dimensions du roulement 6306.....	78
Figure 3. 32 : Dimensions du roulement 6307.....	81
Figure 3. 33 : Dimensions du roulement 6208.....	83
Figure 3. 34 : Liste des désignations pour roulement SKF 6306 proposée par le calculateur.....	86
Figure 3. 35 : Zones caractéristiques d'un arbre.....	87
Figure 3. 36 : Essai de traction simple.....	88
Figure 3. 37 : Valeurs des caractéristiques mécaniques de l'acier 42CrMo4 pour différentes épaisseurs.....	89
Figure 3. 38 : Table de normalisation des cannelures.....	93

<b>Figure 5. 1 : Les trois concepts de base (SOLIDWORKS).....</b>	<b>105</b>
<b>Figure 5. 2 : Châssis .....</b>	<b>106</b>
<b>Figure 5. 3: Cadre de Roue.....</b>	<b>106</b>
<b>Figure 5. 4 : Tête du cultivateur.....</b>	<b>107</b>
<b>Figure 5. 5 : Coupe dans le plan de dessus de la Tête .....</b>	<b>108</b>
<b>Figure 5. 6 : Corps du couple conique .....</b>	<b>109</b>
<b>Figure 5. 7 : Coupe dans le plan de droite de l'assemblage du Corps couple conique et la tête</b>	<b>109</b>
<b>Figure 5. 8 : Coupe dans le plan de dessus de l'assemblage du Corps couple conique et la tête</b>	<b>110</b>
<b>Figure 5. 9 : Vue de face du cadre de levage .....</b>	<b>110</b>
<b>Figure 5. 10 : Vue arrière du cadre de levage.....</b>	<b>111</b>
<b>Figure 5. 11 : Cache machine .....</b>	<b>112</b>
<b>Figure 5. 12 : Coupe dans le plan de face du cache Machine .....</b>	<b>112</b>
<b>Figure 5. 13 : Vue isométrique du cultivateur .....</b>	<b>113</b>
<b>Figure 5. 14 : Vue arrière du cultivateur .....</b>	<b>113</b>
<b>Figure 6. 1: Modélisation de l'arbre cannelé .....</b>	<b>116</b>
<b>Figure 6. 2 : Application des conditions aux limites : déplacements et chargements.....</b>	<b>117</b>
<b>Figure 6. 3 : Création du maillage E.F. sur l'arbre.....</b>	<b>117</b>
<b>Figure 6. 4 : Déformations appliquées sur l'arbre .....</b>	<b>118</b>
<b>Figure 6. 5 : Déplacements de l'arbre.....</b>	<b>118</b>
<b>Figure 6. 6 : Contraintes appliqués sur l'arbre .....</b>	<b>119</b>
<b>Figure 6. 7 : coefficient de sécurité .....</b>	<b>119</b>
<b>Figure 6. 8: Application des déplacements imposés et les chargements sur l'arbre.....</b>	<b>120</b>
<b>Figure 6. 9 : création du maillage .....</b>	<b>121</b>
<b>Figure 6. 10 : Déplacements de l'arbre.....</b>	<b>121</b>
<b>Figure 6. 11 : déformations de l'arbre.....</b>	<b>122</b>
<b>Figure 6. 12 : Contraintes appliqués sur l'arbre .....</b>	<b>122</b>
<b>Figure 6. 13 : coefficient de sécurité .....</b>	<b>123</b>
<b>Figure 6. 14 : Modélisation de l'arbre de transmission non cannelé .....</b>	<b>124</b>
<b>Figure 6. 15 : Déplacements imposés sur l'arbre de transmission secondaire.....</b>	<b>124</b>
<b>Figure 6. 16 : les chargements externes appliqués à l'arbre de transmission secondaire.....</b>	<b>124</b>
<b>Figure 6. 17 : Création du maillage sur l'arbre.....</b>	<b>125</b>
<b>Figure 6. 18 : Déplacements de l'arbre.....</b>	<b>125</b>
<b>Figure 6. 19 : déformations de l'arbre.....</b>	<b>126</b>
<b>Figure 6. 20 : Contraintes appliqués sur l'arbre .....</b>	<b>126</b>
<b>Figure 6. 21 : Modélisation du châssis.....</b>	<b>127</b>
<b>Figure 6. 22 : Application des déplacements imposés et les chargements externes sur le bâti... </b>	<b>128</b>
<b>Figure 6. 23 : Maillage du châssis .....</b>	<b>128</b>
<b>Figure 6. 24 : Déformations du châssis.....</b>	<b>129</b>
<b>Figure 6. 25 : Déplacements résultants du châssis.....</b>	<b>129</b>
<b>Figure 6. 26 : Contraintes appliqués sur le châssis.....</b>	<b>130</b>
<b>Figure 6. 27: Coefficient de sécurité .....</b>	<b>130</b>
<b>Figure 6. 27 : Modélisation de la dent .....</b>	<b>131</b>
<b>Figure 6. 28 : Application des déplacements imposés .....</b>	<b>132</b>
<b>Figure 6. 29 : Application des chargements externes (couple) .....</b>	<b>132</b>
<b>Figure 6. 30 : Création du maillage .....</b>	<b>132</b>
<b>Figure 6. 31 : Déformations résultantes de la dent.....</b>	<b>133</b>
<b>Figure 6. 32 : Déplacements résultants de la dent .....</b>	<b>133</b>

<b>Figure 6. 33 : Contraintes appliqués sur la dent .....</b>	<b>134</b>
<b>Figure 6. 34 : Coefficient de sécurité .....</b>	<b>134</b>

## LISTE DES SIGLES

<b>i</b>	Rapport de transmission.
<b>C</b>	Couple.
<b><math>\omega</math></b>	Vitesse de rotation (rd /s )
<b>N</b>	Vitesse de rotation (tr / min )
<b>V</b>	Vitesse tangentielle.
<b><math>k_s</math></b>	Le facteur de service
<b>Z</b>	Nombre de dents du Pignon/Roue
<b>P</b>	Puissance.
<b><math>P_{eff}</math></b>	Puissance effective
<b><math>P_n</math></b>	Puissance nominale
<b>E</b>	Entraxe.
<b>L</b>	Longueur de la chaîne.
<b>T</b>	Tension sur le brin tendu.
<b>t</b>	Tension sur le brin mou.
<b><math>T_C</math></b>	Effort tangentiel exercé sur une cannelure
<b><math>F_a</math></b>	Forces axiales.
<b><math>F_t</math></b>	Forces tangentielles.
<b>R</b>	Résultante des forces
<b><math>L_m</math></b>	La longueur rapportée au nombre de maillons.
<b><math>E_m</math></b>	Entraxe rapporté au nombre de maillons.
<b><math>m_l</math></b>	Masse linéique
<b>S</b>	Facteur de sécurité
<b><math>\sigma_{adm}</math></b>	Contrainte admissible des matériaux.
<b>K , K'</b>	Facteurs de largeur pour denture.
<b><math>F_c</math></b>	Effort centrifuge.
<b><math>F_f</math></b>	Effort de Flexion.
<b><math>F_U</math></b>	Effort utile.
<b>C</b>	Charge dynamique de base.
<b><math>C_0</math></b>	Charge statique de base
<b><math>L_{10}</math></b>	Durée de vie nominale d'un roulement.

$\sigma_e$	Contrainte équivalente de Von Mises.
$\sigma_t$	Contrainte normale de traction /compression.
$\sigma_f$	Contrainte normale de flexion.
$\tau_t$	Contrainte tangentielle de torsion.
$\tau_c$	Contrainte tangentielle de cisaillement.
$R_{pg}$	Résistance pratique élastique au glissement.
$M_t$	Moment de Torsion.
$M_f$	Moment de flexion.
$P_0$	Charge statique équivalente.
<b>HP</b>	Puissance en chevaux.
$h_a$	Saillie.
$h_f$	Creux.
$h$	Hauteur dent.
$b$	Largeur dent.
$Z$	Nombre de dent du pignon ou la roue.
$P$	pas.
$e$	Intervalle de denture.
$d$	Diamètre primitif .
$d_a$	Diamètre de tête.
$d_f$	Diamètre de pied .
$\theta_a$	Angle de saillie.
$\theta_f$	Angle de creux.
$\delta_a$	Angle de tête.
$\delta_r$	Angle de pied .

## **LISTE DES ABREVIATIONS**

<b>CAO</b>	Conception Assisté Ordinateur
<b>DAO</b>	Dessin Assisté Ordinateur
<b>DXF</b>	Drawing EXchange Format
<b>STL</b>	STereo-Lithography
<b>STEP</b>	STandard for the Exchange of Product model data
<b>IGES</b>	Initial Graphic Exchange Standard
<b>BTP</b>	Bâtiments Travaux Publics
<b>HLE</b>	Haute Limite Elasticité
<b>HRB</b>	Hardness Rockwell B.
<b>HRC</b>	Hardness Rockwell C .
<b>CEV</b>	Carbon Equivalent .



## INTRODUCTION

La Nouvelle Agriculture se concentre sur des solutions novatrices répondant intuitivement aux besoins des agriculteurs dans toutes les étapes du cycle de production. Moteurs de l'augmentation de la productivité agricole, les machines ont transformé et décuplé la capacité de travail des producteurs.

L'agriculture change. Les machines agricoles doivent aussi s'adapter aux nouvelles contraintes et remplir le contrat de l'agriculture écologiquement intensive : associer au quotidien la préservation de l'environnement, inhérentes aux performances technico-économiques, ainsi qu'au confort de l'agriculteur dans son acte de production.

Ainsi l'apparition des Charrues déchaumeuses, cultivateurs, semoirs combinés, semoirs de semis directs ... a permis le développement de pratiques au travail du sol préservant davantage les mécanismes cohérents aux domaines biologiques et chimiques du sol que le labour profond classique.

C'est dans cette envergure que s'inscrit mon Projet de Fin d'Etude effectué au sein de la société **MAG** , dont le principal objectif est la conception d'un Cultivateur à commande hydraulique équipé de dents rotatives.

Notre contribution à la conception et au dimensionnement de la machine est basée sur un modèle industriel existant appelé « **INTERCEP EL 225**. ». Le but est de proposer une démarche scientifique de conception et de validation basée sur une étude analytique et numérique. Cette démarche peut être utilisée pour concevoir d'autres machines.

La conception impose un choix judicieux des matériaux répondant à un mécanisme économique et satisfaisant aux critères environnementaux, ce qui permet aux industriels de procéder à la fabrication des modèles similaires.

Le présent mémoire est organisé de la manière suivante :

- Le chapitre 1 est consacré à la description de l'environnement de la machine et au recensement des principaux types de cultivateurs existants.
- Le chapitre 2 introduit le modèle du cultivateur rotatif qui fait l'objet de notre étude.
- Le chapitre 3 est destiné à l'étude analytique de la machine et au dimensionnement de ses différents composants.
- Le chapitre 4 est dédié à la conception assistée par ordinateur de la machine en utilisant les nouvelles technologies en termes de modélisation et de simulation afin de valider les calculs théoriques abordés dans le chapitre 3.

## Introduction

---

Suite à la lumière des résultats obtenus, une validation de la conception par simulation est effectuée conformément au fonctionnement préalable de l'appareil.

Sur ce, les efforts consentis et l'étude abordée ont mené à un travail permettant la réalisation de plans de fabrication d'un modèle de cultivateur amélioré.

# Partie 1

---

# **CHAPITRE 1**

## **LE TRAVAIL DU SOL : BESOINS ET OUTILS**

---

## 1. TRAVAIL DU SOL

### 1.1. PROBLEMATIQUE

L'agriculture est actuellement en plein essor de développement particulièrement en terme de satisfaction de besoins inhérent à l'accroissement des populations et ce suite aux règles régissant la qualité des consommations et la salubrité vis à vis des consommateurs.

A travers ces dernières années de nouvelles techniques culturales de travail de sol ont vu le jour, et n'ont cessé d'évoluer continuellement dans le monde des grandes cultures.

Toutefois, l'augmentation des coûts de carburant et des coûts de production, ainsi que la diminution de la qualité des grains, etc... sont les facteurs qui ont poussés à introduire ou modifier les outils spécifiques de travail appropriés au sol.

La sensibilisation à la conservation des sols quant à elle a incité les producteurs à modifier leurs façons de travailler leurs terres.

Par conséquent, Le choix de l'outil idéal n'est pas toujours évident, le producteur doit consulter des spécialistes agricoles afin d'adapter l'outil à ses conditions de travail.

Parmi ces outils aratoires nous nous intéressons aux cultivateurs et en particulier aux cultivateurs rotatifs spécialisés dans la reprise de labour et la préparation des lits de semences.

### 1.2. ROLE DU TRAVAIL DE SOL

Le rôle essentiel du travail de sol est d'obtenir un état de la couche cultivable favorable à la mise en place des cultures et à leur développement racinaire.

Il permet l'entretien du sol et la réorganisation de sa structure en vue d'accueillir une nouvelle culture dans les meilleures conditions agronomiques et économiques.

Le travail du sol a pour effet :

#### 1) **D'assurer un semis de qualité :**

La préparation du sol doit permettre d'obtenir une répartition régulière des semences sur le sol, un enfouissement convenable pour les mettre à l'abri des animaux granivores et un placement au contact d'une terre suffisamment humide favorisant leur germination.

#### 2) **D'améliorer les circulations internes dans le sol :**

Le travail du sol permet de conserver et d'accroître la porosité du sol et d'améliorer la perméabilité de la couche travaillée.

Il peut en effet aboutir à la fois à une augmentation de la percolation, c'est-à-dire de la descente de l'eau en profondeur, ainsi qu'une amélioration de la circulation latérale de l'eau.

# Chapitre 1 : Travail du Sol

---

## 3) De facilité le développement racinaire :

Le travail du sol permet d'obtenir la répartition et la mobilité des agrégats les uns par rapport aux autres.

Il favorise le cheminement des racines dans le sol, puisque leurs extrémités exercent des pressions qui peuvent déplacer les particules de terre. Cette mobilité dépend de la structure du sol et de l'humidité.

Pour une structure donnée, une humidité trop faible ou trop élevée peut réduire la mobilité des agrégats et gêner le bon fonctionnement des outils et des racines.

### 1.2.1. Objectifs du travail de sol

Les actions de travail du sol visent, avec ou sans l'appoint des agents climatiques, à ameublir la couche arable et le lit des semences.

Cette action, désigne les opérations mécaniques qui permettent à l'agriculteur d'atteindre plus ou moins chacun des dix objectifs :

- L'enfouissement des débris végétaux et des résidus superficiels
- L'ameublissement de la couche arable
- Le réchauffement du sol
- La formation du lit de semence
- La répartition de la terre fine et des mottes
- Le nivellement du sol
- La correction de l'excès de porosité
- L'ameublissement du sol au-dessous de la zone labourée
- La maîtrise de la propagation des mauvaises herbes des parasites et des maladies...etc.
- L'incorporation des amendements et des fertilisants.

# Chapitre 1 : Travail du Sol

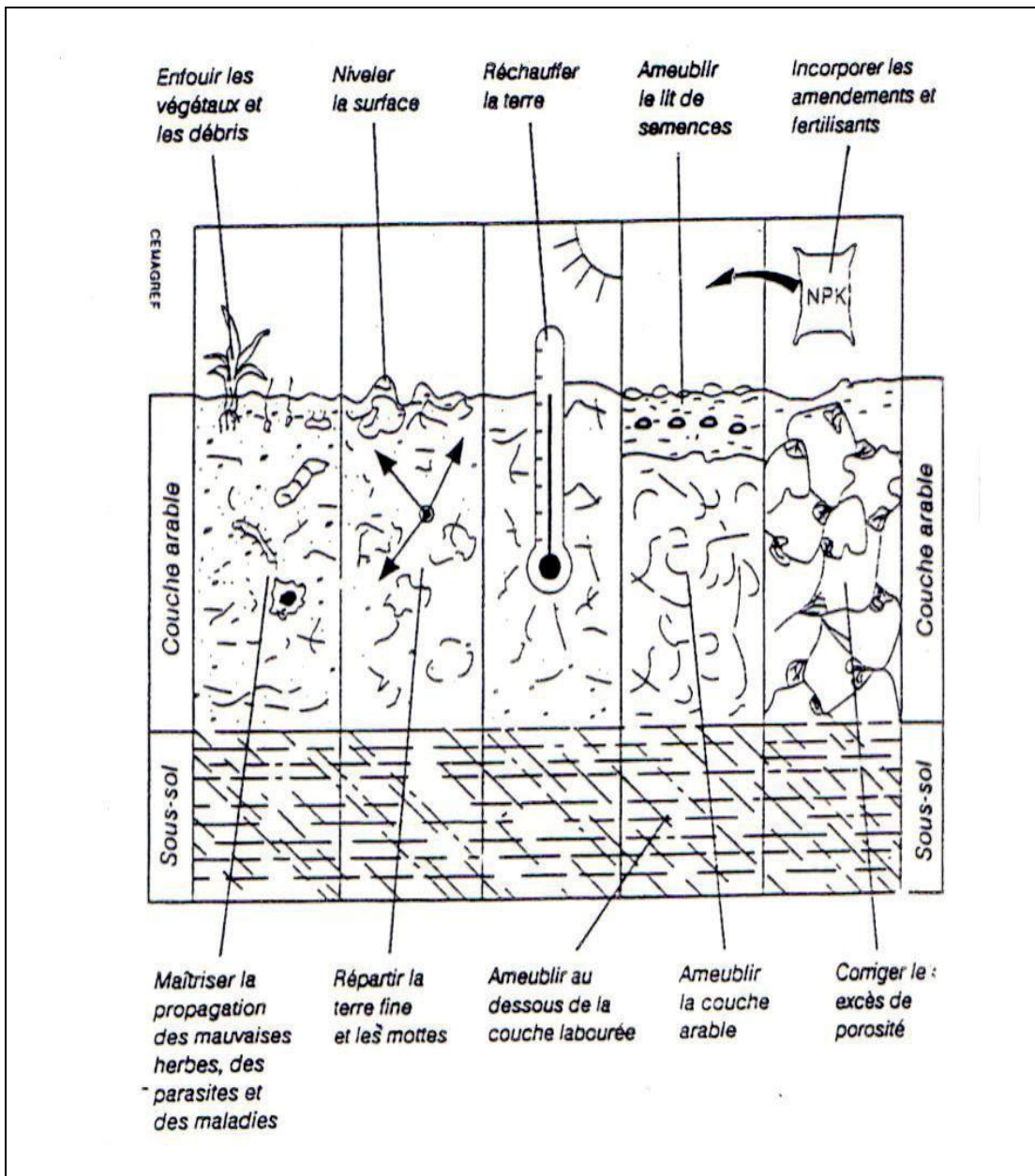


Figure 1. 1 : Les objectifs du travail du sol

# Chapitre 1 : Travail du Sol

---

## 1.2.2. Les différents modes d'actions des outils

### 1) Le fendillement:

Il se manifeste obliquement en avant des outils qui cheminent dans le sol.

En théorie, les fentes prennent naissance à intervalles réguliers et l'angle qu'elles font avec le sens d'avancement est en relation étroite avec la texture et la position de l'outil.

Ce type de fendillement peut être observé en avant des charrues ou des dents de cultivateurs ou de décompacteurs dans des terres d'humidité moyenne.

En pratique, on constate souvent que les fentes suivent plutôt les hétérogénéités de structures préexistantes dans le sol (fentes de retrait, fissurations, mottes,...).

Plus l'humidité du sol et la teneur en argile augmentent, plus le fendillement est faible, voire remplacé par des compressions dues aux arrachements par les socs. Ces compressions sont communément appelées "lards".

### 2) Le sectionnement:

Les outils tranchants agissent surtout par sectionnement de la couche de terre, suivant le sens de leur avancement.

Les charrues, les outils à disques et surtout les cultivateurs rotatifs ("Rotavator") sont les plus connus comme étant des instruments utilisant essentiellement le sectionnement comme mode d'action.

### 3) Le cisaillement:

Les mottes de terre peuvent être cisailées entre des pièces mobiles, c'est le cas par exemple des herses animées par la prise de force du tracteur.

Cette action est particulièrement efficace pour réduire les grosses mottes, si l'humidité n'est pas trop forte.

### 4) Les chocs (ou effets de chocs):

Les chocs entre les mottes, entre elles et contre les outils contribuent à leurs dislocations. Les outils animés par la prise de force, les outils alternatifs et vibrants favorisent les effets de chocs.

La projection des mottes de terre découpées par des outils rotatifs, contre les carters, entraîne un émiettement par chocs. D'une manière générale, cette action est d'autant plus efficace que la structure initiale des mottes de terre est fragile.

### 5) L'écrasement:

L'écrasement des mottes par des rouleaux plus ou moins lourds est un moyen pour les émietter ou produire de la terre fine. Cette action est d'autant plus efficace que la base sur laquelle s'appuient les mottes offre une bonne cohésion. Si la forme de l'outil tasseur est



# Chapitre 1 : Travail du Sol

anguleuse, la division des mottes est accrue par effet de coin. Cet effet n'a d'intérêt réel qu'en terre sèche, sinon le rouleau s'encrasse immédiatement.

## 6) Le frottement:

Le frottement des mottes entre elles contribue à réduire leurs dimensions et à créer de la terre fine. Il en est de même des frottements de la terre avec les pièces travaillantes des outils.

## 7) Le laminage:

Le laminage est engendré par la compression qu'exerce la surface métallique de l'outil (versoir de charrue, soc, lame, ...) sur la terre arable.

En conditions humides, il a souvent pour effet d'accroître la cohésion des particules du sol entre elles. Si cela devient excessif, on peut créer comme pour le fendillement des compressions appelées "lards", qui selon la nature du sol et le type de labour (avec une charrue ,à socs,..). Ces derniers tendent à comprimer la bande venant d'être labourée contre la bande précédente.

Le tableau ci-dessous regroupe les modes d'action des instruments aratoires à dents.

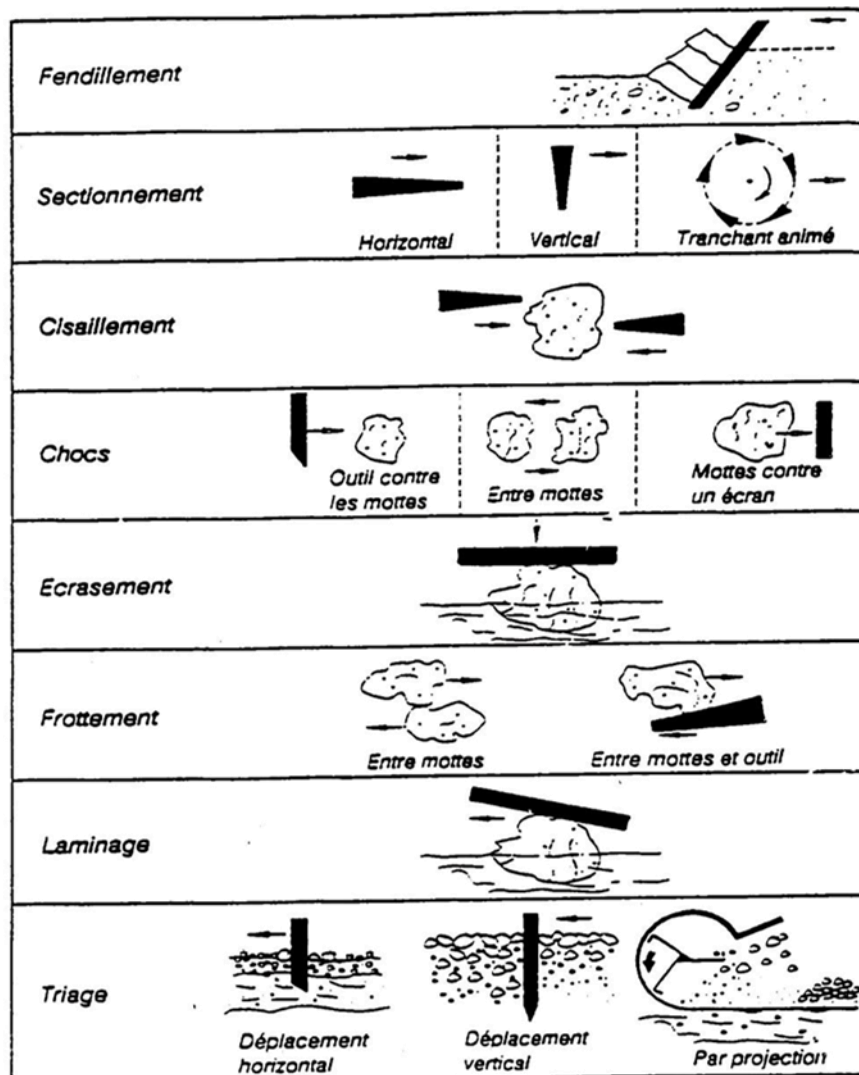


Figure 1. 2 : Les différents modes d'actions des outils

# Chapitre 1 : Travail du Sol

## 1.2.3. Etablissement d'un itinéraire technique :

Bien que chaque culture ou plantation ait des objectifs de production différents, il existe un schéma de base avec des travaux considérés comme indispensables et d'autres facultatifs.

Voici un exemple, d'un itinéraire technique type pour une préparation du sol destinée à une production céréalière, maraîchère, ou spéciale (tubercules tous types).

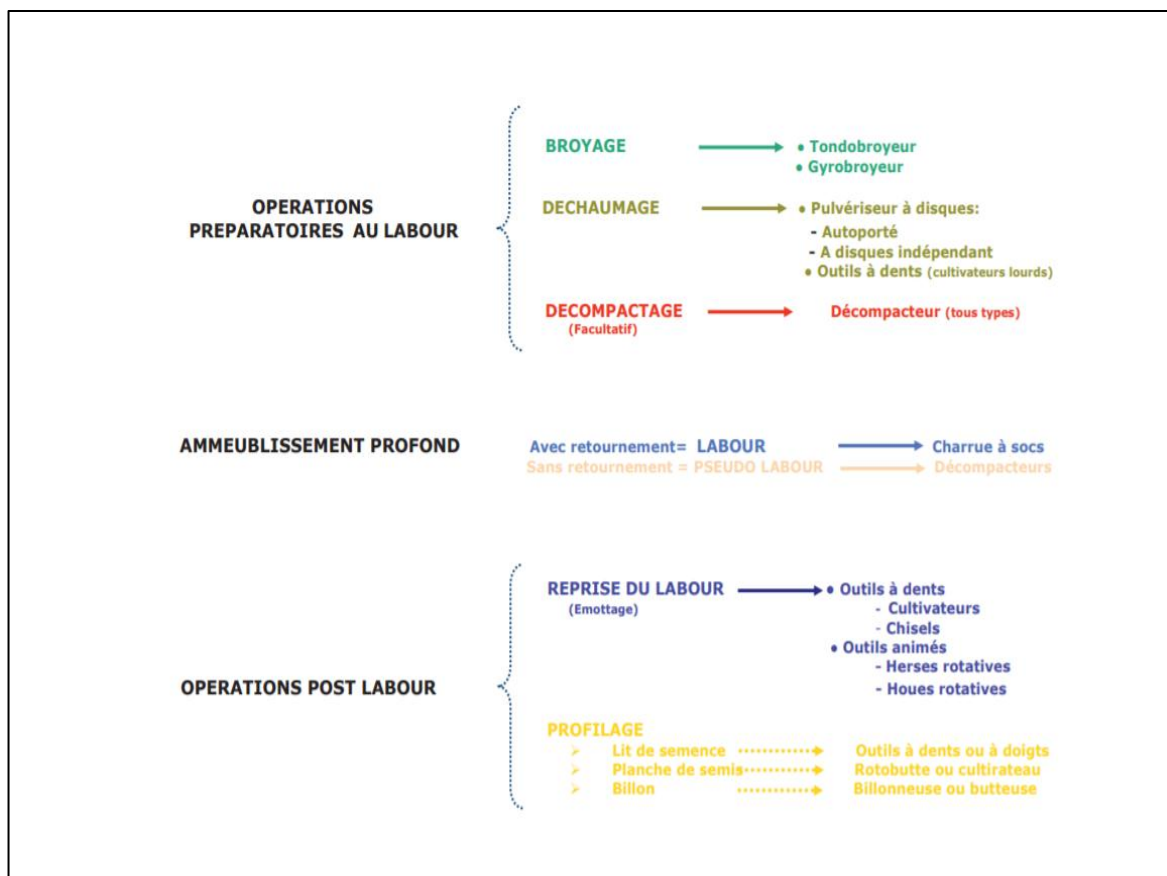


Figure 1. 3 : Itinéraire technique type pour une préparation du sol

## 1.3. CULTIVATEUR

Le terme "cultivateur" regroupe toute une famille d'outils à dents qui se différencient par la forme de leurs dents et leur espacement, leur poids ainsi que leur dégagement sous bâti.

Les cultivateurs lourds (4 à 5 dents au mètre, 60 à 75 cm de dégagement sous bâti) sont adaptés à des opérations de déchaumage et de reprises profondes, voire de décompactage en non labour.

Les cultivateurs légers (4 à 7 dents au mètre, 45 à 60 cm de dégagement sous bâti) sont appropriés pour la préparation des lits de semences.

### 1.3.1. Fonctionnement

Les dents du cultivateur provoquent un fendillement (cas des cultivateurs lourds et légers) de la terre sur leur passage. Les mottes sont alors projetées latéralement et s'entrechoquent, ce qui permet d'affiner la structure de la couche travaillée et d'incorporer éventuellement les résidus de culture. La terre fine glisse dans le sillon formé par la dent tandis que les mottes restent en surface. La souplesse de la dent, obtenue par différents types d'étauçons (double spire, avec ressort plat ou à spire) accroît l'effet de fragmentation de l'outil.

### 1.3.2. Les différents types de cultivateurs

Les cultivateurs lourds sont souvent appelés "canadiens" ou "chisels" et les cultivateurs légers sont parfois baptisés également "canadiens" ou "vibroculteur" en fonction du type de dent.

#### A) Les cultivateurs lourds

Ils sont principalement utilisés pour les déchaumages et les reprises profondes. Ils peuvent avoir des dents rigides (cintrées ou droites), semi-rigides ou flexibles. On peut compléter l'émiettement ou le mélange des débris végétaux avec le sol en ajoutant d'autres équipements à l'arrière du cultivateur (bêches roulantes, herses à peignes, roto-herses, rouleaux). Les socs qui équipent les dents sont de type extirpateur ou scarificateur ('patte d'oie').

#### B) Les cultivateurs légers

Ils sont équipés exclusivement de dents vibrantes en forme de "S" (étauçon double spire) ce qui permet à la dent de vibrer longitudinalement et latéralement. Ce montage permet à la dent de s'effacer latéralement en cas d'obstacle. La section étroite de l'étauçon limite les remontées de mottes et réduit les risques de formation de lards dans les sols à consistance plastique ou semi plastique. Leur effet est généralement complété par un nivellement du sol à l'aide de rouleaux cages, de bêche roulante ou de peignes.

# Chapitre 1 : Travail du Sol

---

## C) Les Cultivateurs rotatifs

### ❖ Utilisation

Les cultivateurs animés par la prise de force du tracteur sont connus depuis le début de la motorisation.

Très utilisés en maraîchage, ces outils ne se sont véritablement développés en grande culture que depuis le milieu des années 70. Ils présentent le double avantage d'utiliser bien mieux que les outils attelés la puissance développée par le moteur et de diminuer l'effort de traction.

L'efficacité des pièces travaillantes est en effet plus grande avec ce type d'outil, car la vitesse d'action élevée des pièces travaillantes se combine à la vitesse d'avancement du tracteur.

Ces outils effectuent un travail d'émiettement très important sur une profondeur qui peut aller **jusqu'à 40 cm**.

### ❖ Fonctionnement

La vitesse d'avancement du tracteur conjuguée à la vitesse de rotation de l'outil détermine le degré d'émiettement qui est extrêmement important comparé à celui obtenu avec un outil simplement traîné. La présence d'un tablier réglable permet d'accroître encore cet émiettement par projection de la terre contre les tôles du tablier.

Ces cultivateurs peuvent être associés à un semoir à céréales pour une implantation en un seul passage après le labour.

### 1.3.3. Réglages des cultivateurs

- ❖ La **profondeur de travail** se règle à l'aide de patins, de roues de jauge ou grâce au rouleau arrière.
- ❖ On peut jouer sur le **degré d'émiettement** en ajustant la vitesse de rotation des dents, leur nombre, la position du tablier ou la vitesse d'avancement du tracteur.
- ❖ La position du tablier joue également sur la **qualité de l'enfouissement des débris végétaux** : s'il est baissé, ces derniers sont recouverts par la terre fine résultant de l'éclatement des mottes sur la tôle. S'il est levé, les débris restent plutôt en surface.
- ❖ Le type de pièce travaillante joue également sur le **degré de nivellement de la surface** : les lames coudées laissent le sol mieux nivelé que les lames droites

---

# **CHAPITRE 2**

## **CULTUVATEUR**

### **MODELE : INTERCEP**

### **EL 225**

---

### 2. INTERCEP EL 225

#### 2.1. INTRODUCTION

Dans un contexte de réduction générale des intrants en agriculture, l'utilisation des outils de travail du sol connaissent un net regain d'intérêt. Depuis plusieurs années déjà, les viticulteurs ont repris le travail du sol dans l'inter-rang au moyen de cadres vigneron ou autres outils de travail du sol.

Aujourd'hui la tendance est nette, les vigneron cherchent des solutions techniques pour supprimer l'utilisation des herbicides sous le rang. Les outils **intercep** de travail du sol présentent un fort intérêt.

Les constructeurs de matériel ont bien compris cette situation et beaucoup d'entre eux ont développé des outils spécifiques de désherbage sous le rang.

#### 2.2. PRESENTATION GENERALE DE LA MACHINE

##### 2.2.1. Description

Le cultivateur rotatif **intercep** à commande hydraulique est équipés de dents montées sur des axes verticaux. Il peut être appliqué à l'attelage trois points des tracteurs de modèles courants dont la puissance varie de **30 à 60 HP**.

Le fonctionnement est assuré grâce à une transmission mécanique via la prise de force.

Il est disponible en deux largeur de travail avec une barre porte-dents de **65 cm** comprenant quatre rotors et une barre porte-dents de **100 cm** comprenant six rotors et en sept mesures de déplacement, calculées depuis le centre du tracteur à l'extrémité droite de la machine (**90 – 115 – 140 – 170 – 200 – 225 – 260 cm**).

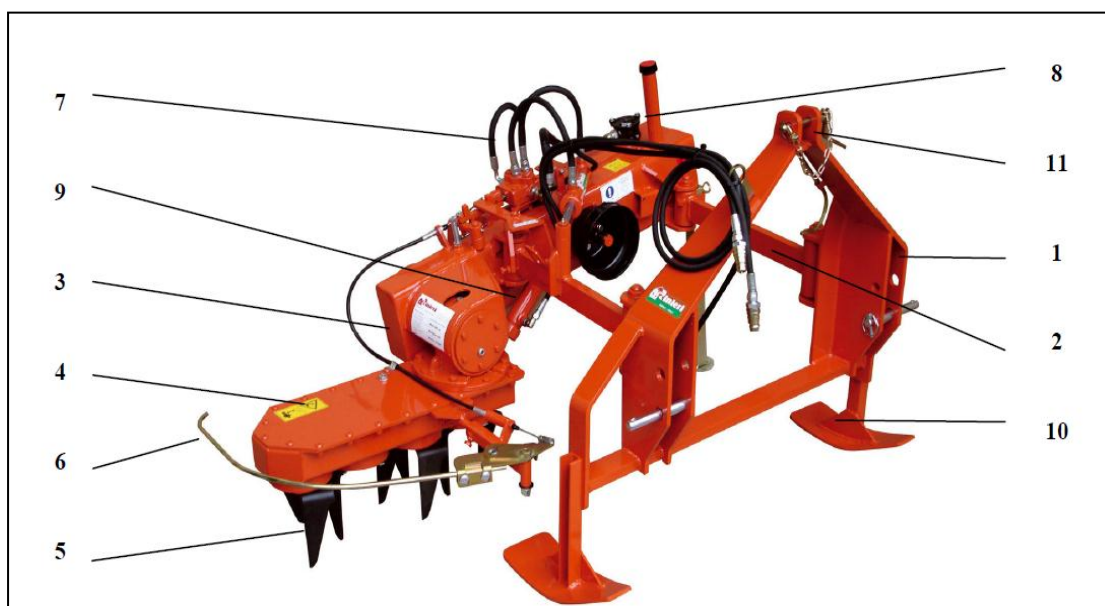
Les rotors sont actionnés mécaniquement au moyen d'une chaîne et d'un système d'engrenages

Le contournement du cep s'effectue grâce à un système de bras parallèles avec le support de roulements à billes boulonnés au dispositif de levage et au corps de la machine

La poussée nécessaire est assurée par un circuit oléo-dynamique autonome.

Pour effectuer le contournement du cep, c'est le tâteur automatique qui donne l'impulsion au distributeur. En cas de besoin, la commande peut être de type mécanique, hydraulique ou électro-hydraulique .

Il est possible de régler l'angle de la barre porte-dents au moyen d'un vérin hydraulique qui peut être commandé depuis le siège du tracteur en soulevant ou abaissant seulement la partie externe afin de se conformer à la pente du terrain.



*Figure 2. 1 : Composants du cultivateur INTERCEP EL*

### LEGENDE :

1. Dispositif de levage
2. Bras parallèles
3. Corps de machine
4. Barre porte-dents
5. Dent
6. Tâteur
7. Distributeur hydraulique
8. Réservoir d'huile
9. Vérin hydraulique
10. Appui sol

### 2.2.2. Fonctions du cultivateur

Il sert à ameublir légèrement le terrain et à le défricher, entre les rangées de vignes ou dans les vergers, entre les plantes ou les cepes, même s'ils sont plutôt rapprochés (jusqu'à 40 cm de distance).

Possibilité d'utilisation dans les vignes ou vergers placés sur terrains en pente, à la terre plus ou moins compacte, même en présence de nombreux cailloux d'une grosseur ne dépassant pas les 12 cm.

## Chapitre 2 : Cultivateur Modèle INTERCEP EL 225

### 2.3. MODELES D'INTERCEP GAMME EL

Les différents modèles de Cultivateur rotatif INTERCEP sont regroupés dans le tableau ci-dessous :

Model		90	115	140	170	200	225	260
Code		60720M	60730M	60740M	60750M	60760M	60770M	60780M
<b>Am.</b>	<b>Min</b>	1,2	1,5	2	2,5	3,5	3,5	4
	<b>Max</b>	2	2,5	3	3,8	6	6	7
<b>B m.</b>		0,9	1,15	1,4	1,7	2	2,25	2,6
<b>C m.</b>		0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	1
<b>D m.</b>		0,4	0,5	0,5	0,55	0,6	0,6	0,6
<b>Poids Kg.</b>		260	300	320	340	410	430	480
<b>Profondeur Travail m.</b>		0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
<b>Vitesse Max Km/h</b>		4	4	4	4	4	4	4
<b>Puissance Tracteur</b>								
<b>HP</b>		22-30	22-30	22-30	22-30	30-40	30-40	50-60
<b>KW</b>		16-22	16-22	16-22	16-22	22-30	22-30	37-44

*Tableau 2. 1 : LES DIFFERENT MODELS D'INTERCEP EL*



---

# **CHAPITRE 3**

## **ETUDE ET DIMENSIONNEMENT THEORIQUE DES ELEMENTS DU CULTIVATEUR**

---

## **Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur**

---

### **3. ETUDE ET DIMENSIONNEMENT THEORIQUE DES ELEMENTS DU CULTIVATEUR**

#### **3.1. SCHEMA CINEMATIQUE DU CULTIVATEUR**

##### **3.1.1. Introduction**

La modélisation cinématique des mécanismes a pour objet la constitution d'un outil de calcul permettant de valider ou vérifier les performances mécaniques d'un système.

Le graphe des liaisons en est la forme la plus fondamentale.

Le schéma cinématique donne quant à lui une représentation simplifiée permettant une meilleure compréhension du fonctionnement (aspect cinématique), il a pour but de représenter un mécanisme sous une forme schématique en faisant apparaître seulement les mouvements relatifs possibles des différents ensembles de pièces qui le constitue.

Dans cette première partie du chapitre nous entamerons la chaîne cinématique du cultivateur assurant le mouvement depuis la prise de force montée sur le tracteur jusqu'aux outils coupants (les dents rotatives) travaillant le sol tout en passant par un système de transmission entraîné par une chaîne à rouleaux, la puissance transmissible est alors communiquée par engrenages.

##### **3.1.2. Modélisation des contacts**

On considère les points suivants :

Les contacts mécaniques entre pièces sont supposés parfaits, sans jeu.

Les surfaces fonctionnelles sont géométriquement exactes, sans frottement ni adhérence et sans déformations sous charge.

La modélisation des liaisons est basée sur l'analyse des surfaces de contact entre les groupes cinématiquement liés.

##### **3.1.3. Etude des liaisons**

En construction mécanique pour étudier les mouvements d'un mécanisme, on construit des modèles qui mettent en évidence les relations cinématiques entre ses constituants. C'est pourquoi il est intéressant de modéliser les liaisons mécaniques, c'est à dire les possibilités de mouvements compatibles avec les surfaces de contact.

##### **3.1.3.a. Liaisons simples ou élémentaires**

On appelle liaison élémentaire de deux solides S1 et S2, tout contact mécanique de S1 et S2 s'effectuant suivant deux surfaces parmi les surfaces élémentaires suivantes : **surfaces planes, surfaces cylindriques, surfaces sphériques.**

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

Les différentes combinaisons donnent naissance à 6 liaisons simples.

- Contact **Plan/Sphère** donne : liaison ponctuelle ou Sphère-Plan
- Contact **Plan/Cylindre** donne : liaison linéaire rectiligne
- Contact **Plan/Plan** donne : liaison appui plan
- Contact **Cylindre /Sphère** donne : liaison linéaire annulaire
- Contact **Cylindre/Cylindre** donne : liaison pivot glissant
- Contact **Sphère/Sphère** donne : liaison sphérique

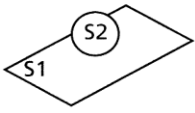
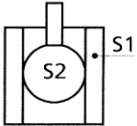
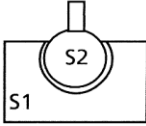
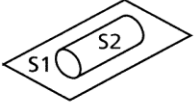
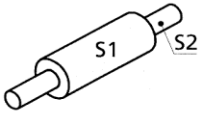
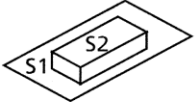
	Plan	cylindre	Sphère
Sphère			
Cylindre			
Plan			

Figure 3. 1 : les 6 liaisons simples possibles .

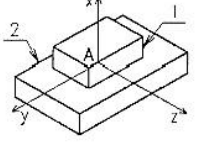
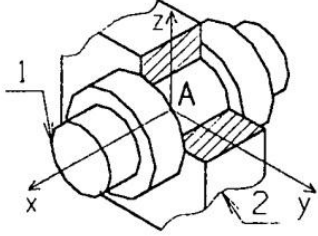
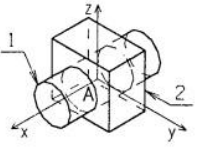
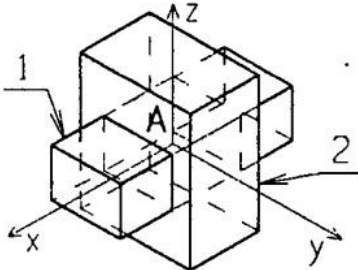
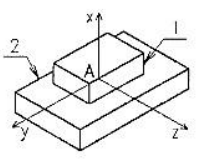
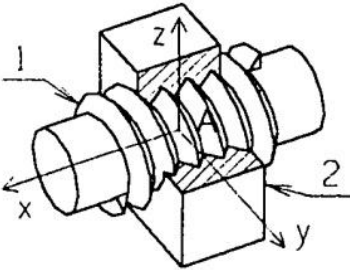
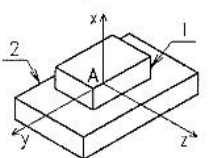
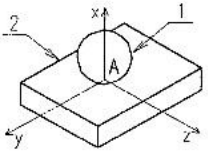
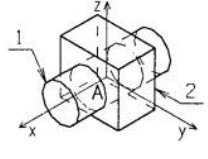
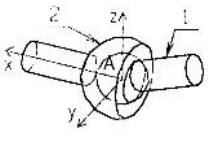
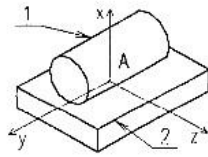
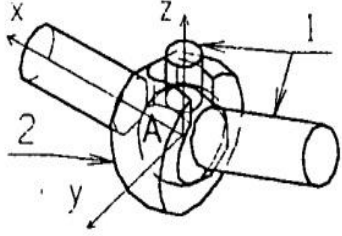
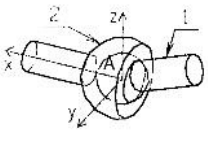
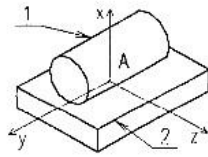
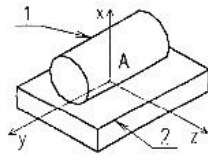
### 3.1.3.b. Liaisons composés

On appelle liaison composée, toute liaison entre deux solides S1 et S2 s'effectuant au moyen d'au moins deux liaisons élémentaires.

Essentiellement à cause des problèmes de fabrication, il est très rare de trouver des liaisons pivot, glissière, hélicoïdale et sphérique à doigt réalisées de façon élémentaire.

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

Exemple de combinaisons possibles :

<b>Appui-plan</b>		<b>Pivot</b>	
<b>Pivot glissant</b>			
<b>Appui-plan</b>		<b>Glissière</b>	
<b>Appui-plan</b>			
<b>Pivot glissant</b>		<b>Helicoïdale</b>	
<b>Ponctuelle</b>			
<b>Sphérique</b>		<b>Sphérique à doigt</b>	
<b>Linéaire rectiligne</b>			

**Tableau 3. 1 : les 6 liaisons composés et leurs combinaisons.**

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

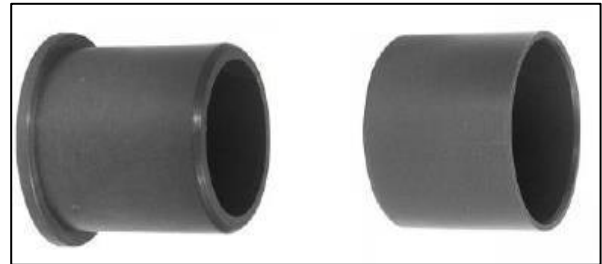
### *Liaisons obtenues par l'ajout de composants*

Certaines liaisons dans les mécanismes n'utilisent pas le principe de contact direct entre les deux solides.

Grâce à l'interposition d'**éléments glissants** ou **roulants** entre les solides, il est possible d'obtenir des mouvements relatifs plus performants d'un point de vue énergétique.

#### 1) Les coussinets

Ils permettent d'obtenir un mouvement relatif entre deux solides modélisables par une liaison **pivot** ou **pivot glissant**.



*Figure 3.2 : Les coussinets*

#### 2) Les roulements à billes, à rouleaux ou à aiguilles

Nous considérerons que lorsque les roulements sont au moins au nombre de **deux** entre les deux solides qu'ils sont modélisables par une liaison **pivot**.

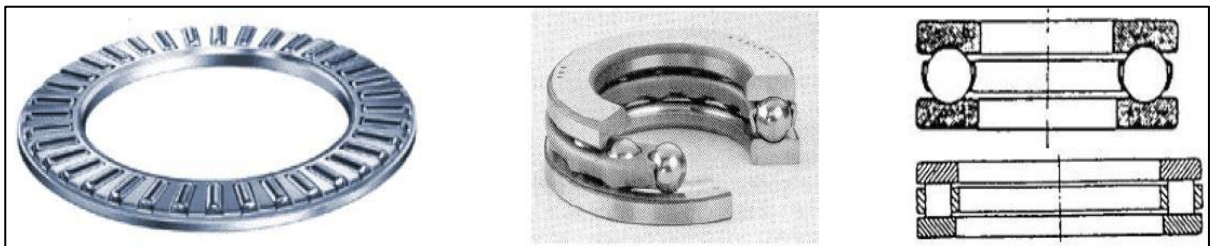
**Exemple d'éléments roulants :**



*Figure 3.3 : Eléments roulants d'un roulement*

#### 3) Les butées à billes et à rouleaux

Elles permettent l'obtention d'un mouvement relatif entre deux solides modélisable par une liaison pivot.



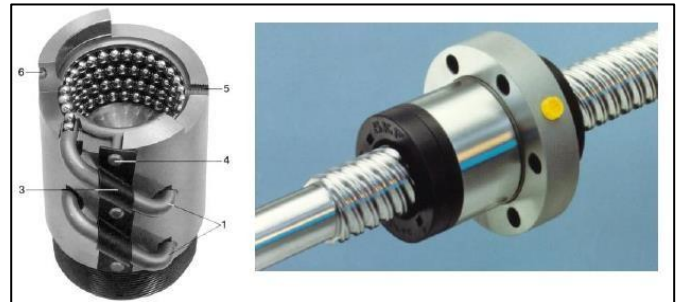
*Figure 3.4 : Les butées à billes et à rouleaux*

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

### 4) Les vis à billes

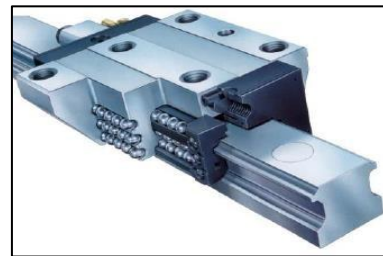
Elles permettent d'obtenir un mouvement relatif entre deux solides modélisable par une liaison hélicoïdale.



*Figure 3. 5 : Les vis à billes.*

### 5) Les guidages à billes ou à rouleaux sur rails

Ils permettent d'obtenir un mouvement relatif entre deux solides modélisables par une liaison **glissière**.



*Figure 3. 6 : Les guidages à billes ou à rouleaux sur rails*

### 6) Les rotules lisses

Elles permettent d'obtenir un mouvement relatif entre deux solides modélisables par une liaison sphérique.



*Figure 3. 7 : Les rotules lisses*

# Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

## 3.1.4. Représentations schématiques complémentaires

### 3.1.4.a. Transmission par adhérence : Roues à friction

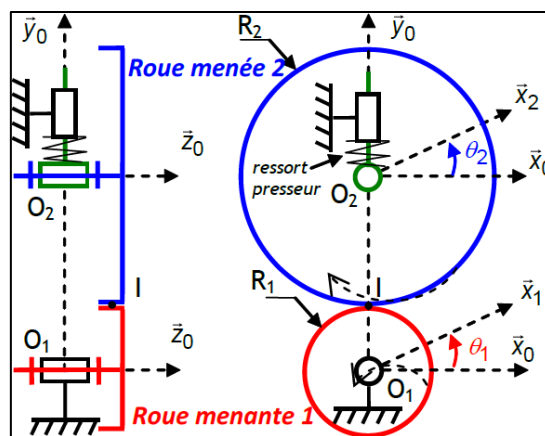
Principe :

Deux roues cylindriques ou coniques sont en contact linéique. L'adhérence au contact des deux roues permet de transmettre le mouvement d'entrée ( roue menante **1**) à la roue de sortie (roue menée **2**).

Pour un bon fonctionnement, il faut assurer un roulement sans glissement en utilisant :

- Un couple de matériaux avec un fort coefficient d'adhérence
- Un effort presseur entre les deux roues.

Schéma normalisé :



*Figure 3. 8 : Représentation schématique pour une transmission par adhérence*

Utilisation :

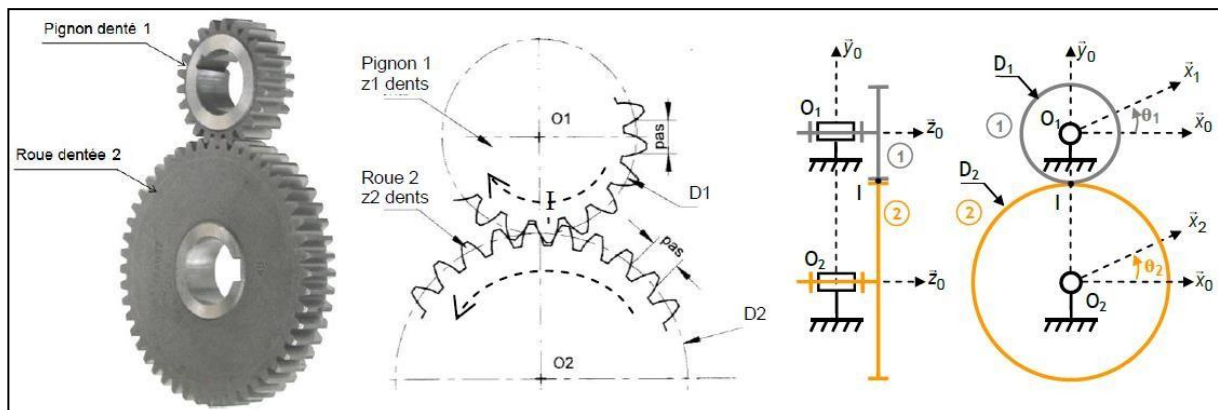
Transmission de faibles puissances

**Application :** petits appareils portables comme des baladeurs, ou dans des variateurs de vitesse.

Caractéristiques géométriques :

Les rayons des roues :  $R_1$  et  $R_2$ .

### 3.1.5. Transmission par obstacles : Engrenages



*Figure 3. 9 ; Représentation schématique pour une transmission par obstacles*

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

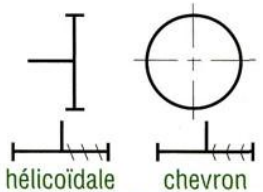
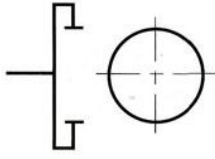
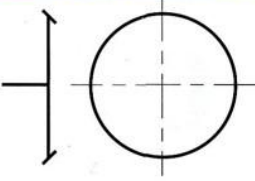
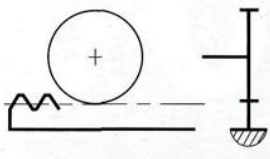
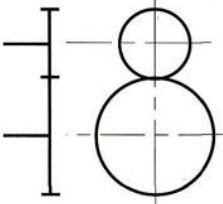
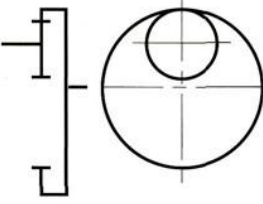
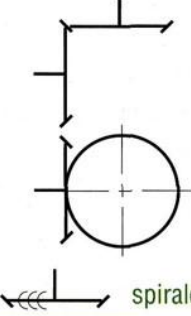
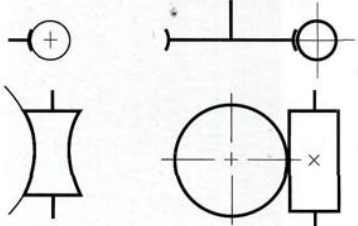
**Utilisation :**

Transmission des faibles et fortes puissances.

**Applications :** de la montre à la boîte de vitesse automobile.

**Caractéristiques géométriques :**

Les rayons primitifs des roues dentées :  $R_1$  et  $R_2$ .

Schémas cinématiques (normalisation)			
 <p>hélicoïdale    chevron</p>			
roue extérieure	roue intérieure	roue conique	roue et crémaillère
		 <p>spirale</p>	 <p>à vis globique    roue creuse vis tangente</p>
engrenages droits		engrenages coniques	roue et vis sans fin

*Figure 3. 10 : Schémas normalisés pour différents types d'engrenages*

### 3.1.5.a. Transmissions par lien flexible : pignons-chaîne

Les liens flexibles sont particulièrement avantageux lorsqu'il s'agit de transmettre un mouvement de rotation entre deux axes parallèles très distants.

Les roues ou poulies tournent dans le même sens (contrairement aux engrenages à contact extérieur).



## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

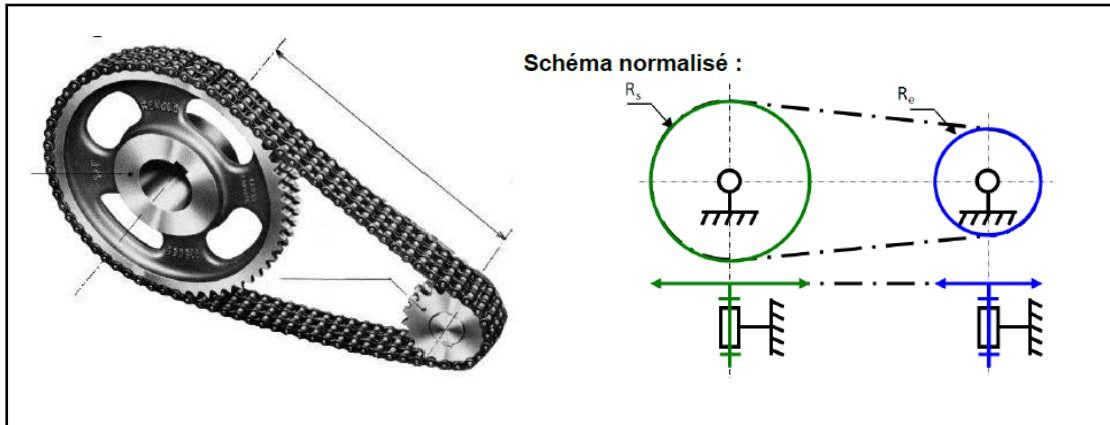


Figure 3.11: Transmissions par lien flexible (pignons-chaîne).

### Avantages :

Transmission de couples très importants.

Aucun glissement.

**Inconvénients :** Bruyant et nécessite une lubrification.

### 3.1.5.b. Transmissions par lien flexible courroie- poulie

La transmission de puissance par poulies-courroie se fait par l'intermédiaire de l'adhérence entre la courroie et les poulies.

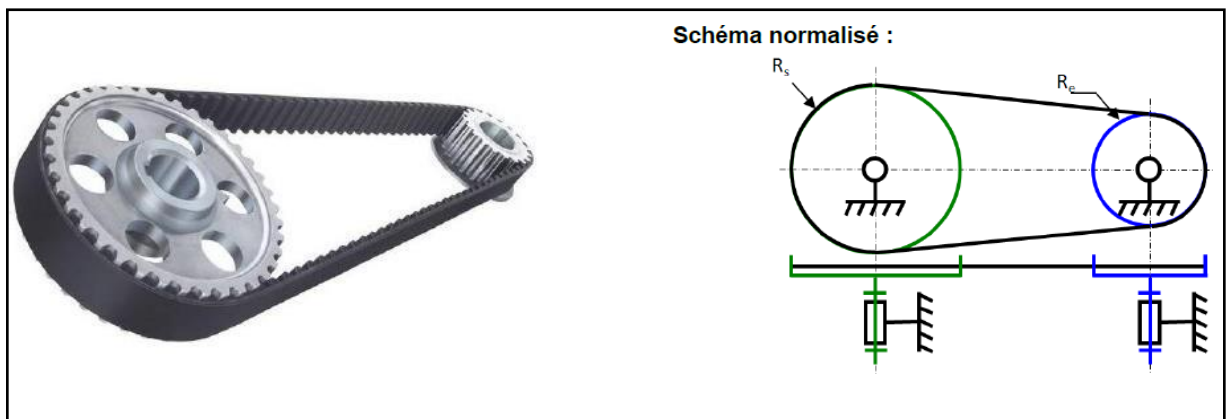


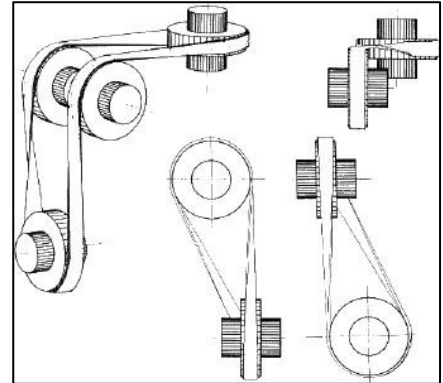
Figure 3.12 : Transmissions par lien flexible (courroie- poulie)

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

### Avantages:

- Rigidité en torsion assez faible, ceci permet leur utilisation lorsque les axes des poulies ne sont pas parallèles (possibilité d'utiliser des galets intermédiaires).
- Solution économique.
- Fonctionnement silencieux.
- Amortissement des à-coups grâce à l'élasticité des courroies.



*Figure 3.13 : Rigidité des courroie*

### Inconvénients :

- Matériaux des courroies non adaptés à des conditions difficiles (température élevée par exemple).
- Durée de vie limitée.
- Nécessite une surveillance périodique en vue du remplacement de la courroie.
- Glissement (sauf pour courroie crantée).

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

### 3.1.6. SCHEMA CINEMATIQUE DU CULTIVATEUR :( Par Solidworks)

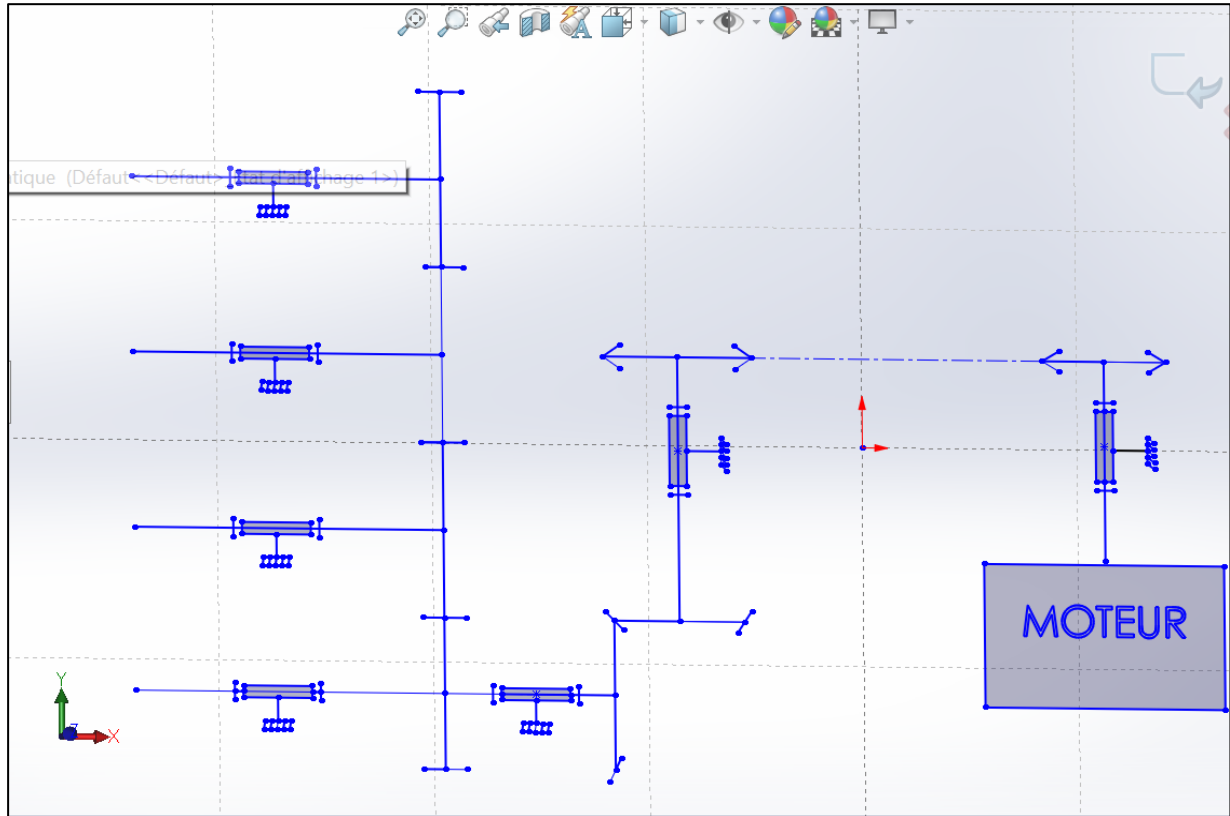


Figure 3. 14 : Schéma cinématique du cultivateur rotatif.

#### EXPLICATION DU SCHEMA CINEMATIQUE :

La transmission de puissance depuis le tracteur s'effectue grâce à une liaison cardan reliant la machine au tracteur via la prise de force. Cette dernière permet de transmettre le couple du moteur à combustion interne à un outil mécanique grâce à la rotation d'un arbre cannelé sur lequel elle vient s'emboîter.

Le mouvement de transmission parcourt l'arbre cannelé principal, anime le premier pignon à chaîne et est transmis au second par le biais d'une chaîne à rouleaux, cela entraîne le second arbre de transmission, qui entraîne à son tour un couple d'engrenages coniques droits identiques destinés à transmettre un mouvement de rotation entre deux arbres non parallèles concourants. Le mouvement est ensuite transmis au premier pignon cylindrique à denture droite qui par une transmission de puissance par obstacles (engrenages identiques) permet une transmission entre les quatre arbres en position verticale, avec un rapport de vitesse constant

Les dents sont simplement insérées dans le fourreau du porte-dents et entraînées en rotation par l'axe du pignon.

Le guidage en rotation est assuré par des roulements à billes à contact radial

# Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

## 3.2. ETUDE THEORIQUE DES ELEMENTS DE MACHINE

### 3.2.1. INTRODUCTION

Dans cette deuxième partie du chapitre 3 nous abordons l'étude théorique des principaux éléments de transmission de puissance tel que la chaîne à rouleaux en adoptant la méthode de calcul des chaînes **REXNORD**, ainsi que les différents engrenages cylindriques et coniques aux dentures droites se montant sur la machine.

En plus des éléments de transmission de mouvement qui consiste en les roulements à billes à contact radiale, compléter à la fin par un dimensionnement des arbres.

Dans le but de s'assurer que ces derniers remplissent pleinement leurs fonctionnalités, garantissent un fonctionnement sécuritaire et procurent une longévité convenable afin de réduire les coûts et les frais de maintenance.

### 3.2.2. CALCUL DE CHAINE METHODE REXNORD

#### 3.2.2.a. Conception d'une transmission par chaîne

Les catalogues et les guides de conception fournis par les fabricants de chaînes donnent les détails qui permettent de choisir les divers paramètres d'un système de transmission par chaîne. Dans cette partie, nous présentons, par exemple, le choix et la vérification des systèmes de transmission par chaînes à rouleaux en utilisant les données fournies par le fabricant des chaînes **Rexnord Kette**.

#### a) Cahier de charge :

- Machine d'entraînement : Tracteur
- Machine entraînée : Cultivateur agricole
- Puissance à transmettre :  $P_n = 22,371$  KW
- Vitesse de rotation de l'arbre de transmission :  $N_1 = 540$  tr/mn
- Rapport de transmission :  $i = 0,75$  ( Réduction )
- Entraxe approximatif : 1150 mm

#### a) Puissance effective

Les types de machines motrices et réceptrices permettent de déterminer le facteur de service  $k_s$ .

**La puissance effective est donc :**

$$P_{eff} = k_s P_n$$

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

Le facteur  $k_s$  est donné par le **tableau 3.2**

	Machine motrice		
Machine réceptrice	Moteur à combustion interne équipé d'une transmission hydraulique	Moteur électrique	Moteur à combustion interne équipé d'une transmission mécanique
<b>Fonctionnement sans à-coups</b>	1	1	1,2
<b>Charge d'impact moyenne</b>	1,2	1,3	1,4
<b>Charge d'impact intensive</b>	1,4	1,5	1,7

*Tableau 3. 2 : Facteur de service  $k_s$  .*

Les types de charge sont présentés dans le **tableau 3.3**

Fonctionnement sans à-coups	Charge d'impact moyenne	Charge d'impact intensive
Machines avec absorption régulière de puissance, sans sens de rotation réversible	Machines avec absorption régulière de puissance irrégulière et un sens de rotation réversible	Machines avec absorption régulière de puissance élevée et irrégulière. Pour un sens de rotation réversible
Transporteurs continus, ventilateurs, pompes centrifuges, agitateurs	Machines-outils, pompes à pistons, machines textiles, machines de traitement du bois	Engins routiers, scarificateurs d'asphaltes, tritureuses, entraînement de pelles excavatrices
Entraînement par tambours avec une absorption de puissance constante, sans sens de rotation réversible	Monte-charges ,trans-élévateurs, entraînement par tambours avec sens de rotation réversible	Pressage, estampage, entraînement par tambours avec inversion de marche par à-coup.

*Tableau 3. 3 : Types de charges .*

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

La transmission entre les deux pignons à chaîne s'effectue sans à-coup. Cependant Le fonctionnement est irrégulier assuré par un Moteur à combustion interne par le biais d'une transmission mécanique «liaison cardan»

Le facteur de service  $k_s$  vaut alors **1,4**.

**La puissance effective** est dans ce cas égale à:

$$P_{\text{eff}} = 31,319 \text{ KW}$$

### b) Type de chaîne :

Considérons une chaîne de la série européenne. Le diagramme de l'annexe 2 pour ces chaînes indique qu'il faut prendre une chaîne 20B de pas de 31,75 mm.

### c) Nombre de dents du pignon et de la roue :

Prenons un nombre de dents normalisé pour le pignon d'entraînement  $Z_1 = 17$  dents. « Afin de réduire les chocs et les vibrations dus à l'effet polygonal »

Connaissant le rapport de transmission

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

on détermine le nombre de dents du pignon entraîné :

$$Z_2 = \left( \frac{\omega_1}{\omega_2} \right) Z_1 = \left( \frac{540}{405} \right) \times 17 = 22,66 \text{ dents}$$

Le nombre de dents adapté au fonctionnement :  $Z_2 = 23$  dents

$$\text{La vitesse de sortie devient : } N_2 = \left( \frac{Z_1}{Z_2} \right) N_1 \cong 399 \text{ tr / mn}$$

### d) Nombre de rangs de la chaîne à utiliser

Le tableau des puissances transmissibles de base de la chaîne 20B (voir annexe 1 ) donne pour

$$Z_1 = 17 \text{ et } N_1 = 540 \text{ tr/mn : } P_t = 36,58 \text{ KW}$$

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

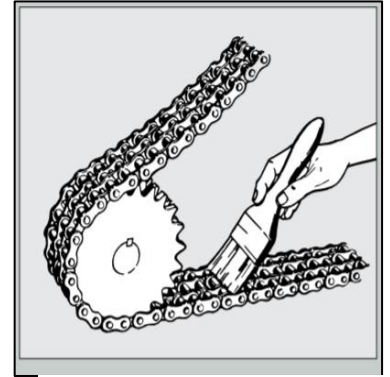
La sélection de chaînes à brins multiples ne s'impose pas dans ce cas, car la puissance transmissible par la chaîne est supérieure à la puissance requise.

$$P_t > P_{\text{eff}}$$

### Type de lubrification

#### ❖ Lubrification manuelle

Pour des transmissions par chaînes fonctionnant à des vitesses jusqu'à **5 m/s** environ, il est possible de choisir une lubrification de type manuel. L'huile sera appliquée au moyen d'un pinceau (**figure 3.15**)



**Figure 3.15 :**  
**Lubrification au moyen d'un pinceau .**

#### e) Détermination de la longueur de la chaîne

La longueur rapportée au nombre de maillons peut être obtenue par la formule approchée :

$$L_m = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + 2E_m + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2 E_m}$$

avec :

$$E_m = \frac{E}{p} = \frac{1150}{31,75} \approx 36,22 \text{ maillons}$$

Il vient :

$$L_m = \frac{17 + 23}{2} + 2 \times 36,22 + \frac{(23 - 17)^2}{4\pi^2 \times 36,22} = 92,46 \text{ maillons}$$

On prend un nombre de maillons paire pour éviter l'emploi de maillons soudés, soit :

$$L_m = 94 \text{ maillons}$$

#### f) Détermination de l'entraxe réel

On a :

$$\text{inv } \theta = \pi \left( \frac{L_m - Z_2}{Z_2 - Z_1} \right) = \pi \left( \frac{93 - 23}{23 - 17} \right) = 37,1755 \text{ rad}$$

soit

$$\theta = 88.5206^\circ$$

L'entraxe vaut donc :

$$E = \frac{p(Z_2 - Z_1)}{2\pi \cos \theta} = \frac{31,75 \times (23 - 17)}{2\pi \cos(88.5206^\circ)} = 1174,3577 \text{ mm}$$

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

Le rapport  $\frac{E}{p}$  vaut alors :  $\frac{E}{p} \approx 36,99$

La condition  $30 < \frac{E}{p} < 50$  est donc **vérifiée**.

### g) Vérification du choix final

- **Vitesse tangentielle**

$$V = \frac{\pi d_1 N_1}{60} = \frac{p Z_1 N_1}{60} = \frac{0,03175 \times 17 \times 540}{60} = 4,86 \text{ m/s}$$

Pour la chaîne 20B-1 ( $p = 31,75 \text{ mm}$ ), la vitesse maximale est de **16 m/s**.

→ **La condition cinématique est donc satisfaite.**

- **Effort dans le brin tendu**

$$F_u = \frac{P_{eff}}{V} = \frac{31319}{4,86} = 6444,24 \text{ N}$$

– **Effort utile :**

Pour la chaîne **20B-1** ( $m_\ell = 3,50 \text{ kg/m}$ ) ( **Tableau des chaînes à rouleaux simples ISO 9001**)

– **Effort centrifuge :**  $F_c = m_\ell V^2 = 3,5 \times 4,86^2 = 82,67 \text{ N}$

– **Effort total dans le brin tendu :**  $F = F_u + F_c = 6526,91 \text{ N}$

- **Pression dans les articulations**

La Pression admissible pour des conditions normales de durée de fonctionnement et d'entretien (lubrification) vaut : **35 MPa**

Pour la chaîne 20B-1, la surface de travail est de  $295 \text{ mm}^2$ . (**Tableau des chaînes à rouleaux simples ISO 9001**)

La pression conventionnelle de contact vaut donc :

$$p = \frac{F}{S} = \frac{6526,91}{295} = 22,125 \text{ MPa} < 35 \text{ MPa}$$

→ **La condition de pression de contact est aussi satisfaite.**



## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

### h) Coefficient de sécurité

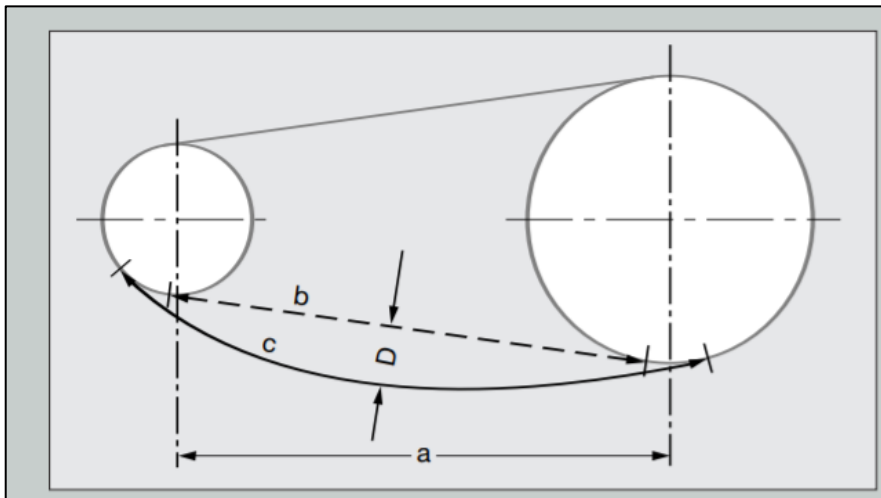
Pour cette chaîne, la charge minimale de rupture est de **95 KN**. (Tableau des chaînes a rouleaux simples ISO 9001)

Le coefficient de sécurité vaut alors :

$$s = \frac{R}{F} = \frac{95000}{6526,91} = 14,56 > 12$$

La chaîne est donc largement sécuritaire. La condition de résistance est évidemment satisfaite.

### i) Calcul du Mou



*Figure 3. 16 : Allongement maximal admissible du mou dû à l'usure*

Sur un brin tendu, l'écartement direct  $b$  des points d'engagement de la chaîne dans le pignon correspond à peu près à la valeur de l'entraxe  $a$ .

D'après le dessin :  $c = b + \text{allongement de la chaîne}$

En posant  $b = a$ , nous obtenons :  $c = a + \text{allongement de la chaîne}$

Le Mou  $D$  est donc calculé suivant la formule ci dessous :

$$D = \frac{\sqrt{3 \times c^2 - 3 \times a^2}}{4}$$

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

### Calcul :

L'allongement maximal admissible dû à l'usure est de 1 % .

**Donnés :** Transmission assurée par chaîne, dont le pas est égal à **31,75 mm** et dont l'entraxe vaut **1149 mm**. Ainsi, la longueur rapportée au nombre de maillons est de **118 maillons**.

### Longueur de la nouvelle chaîne :

$$\text{Pas} \times \text{Nombre de maillons} = 31,75 \times 94 = \mathbf{2984,5 \text{ mm}}$$

### Allongement de la chaîne pour une usure de 1% de la longueur de la chaîne :

$$1 \% \text{ de } 2984,5 = 29,845 \text{ mm}$$

### $c = a + \text{allongement de la chaîne}$

$$c = 1174,3577 + 59,69 = 1234,0477 \text{ mm}$$

### Calcul du mou :

$$D = \frac{\sqrt{3 \times 1234,0477^2 - 3 \times 1174,3577^2}}{4}$$

$$\mathbf{D \cong 53,241 \text{ mm}}$$

Cette flèche (D) détermine l'allongement maximal admissible du mou dû à l'usure et indique la longueur à laquelle, elle devra être remplacée par une autre neuve

### Solution proposée :

Il serait convenable alors de munir la chaîne d'un tendeur afin d'éviter toute irrégularité de fonctionnement en cas d'usure avancée de la chaîne.

# Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

## 3.2.3. CALCUL DES ENGRENAGES

### 3.2.3.a. Introduction générale sur les engrenages

Un **engrenage** est un système mécanique composé de deux roues dentées ou plus engrenées servant :

- ✚ soit à la transmission du mouvement de rotation entre elles
- ✚ soit à la propulsion d'un fluide (on parle alors de pompe à engrenages).

Dans cette partie nous présenterons quelques rappels sur les types d'engrenages présents sur le cultivateur, qui feront l'objet d'une étude cinématique et dynamique par la suite.

#### 1) Engrenage cylindrique a denture droite :

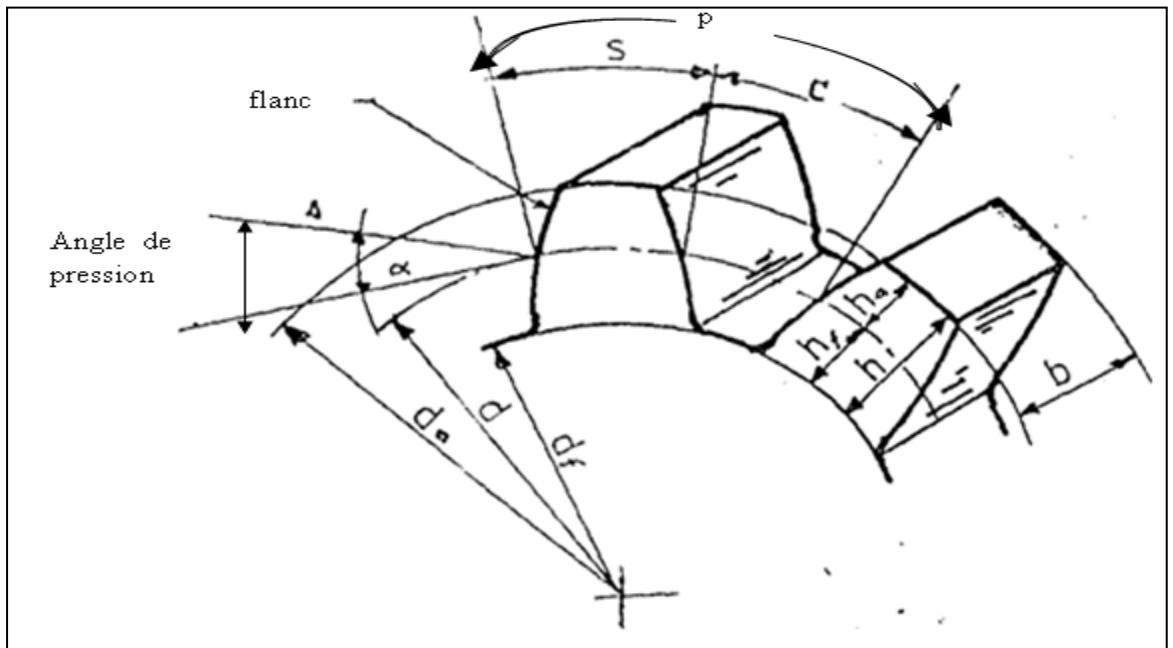


Figure 3. 17 : Engrenage cylindrique à denture droite.

#### ❖ Définitions :

- **Cylindre primitif** : «  $d$  »

Le **cylindre primitif** d'une roue d'engrenage est le cylindre décrit par l'axe instantané du mouvement relatif de la roue conjuguée par rapport à la roue considérée

- **Cercle de tête** : «  $d_a$  »

Cylindre passant par les sommets des dents .

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

- **Cylindre de pied : «  $d_f$  »**

Cylindre passant par le fond de chacune des dents

- **Largeur de la denture : «  $b$  »**

Largeur de la partie dentée d'une roue, mesurée suivant la génératrice du cylindre primitif.

- **Flanc :**

Portion de la surface d'une dent comprise entre le cylindre de tête et le cylindre de Pied.

- **Angle de pression : «  $\alpha$  »**

Angle aigu entre le rayon du cercle primitif passant par le point où le profil coupe le cercle primitif et la tangente au profil du point.

- **Hauteur de la dent : «  $h$  »**

Distance radiale entre le cercle de tête et le cercle de pied, elle se compose de la saillie ( $h_a$ ) et du creux ( $h_f$ ).

- **Module : ( $m$ )**

Quotient du diamètre primitif par le nombre de dent .ou quotient du pas par le nombre  $\pi$  , Il est déterminé par la résistance des matériaux.

	Symboles	Relation
Dents	Saillie $h_a$ Creux $h_f$ Hauteur $h$ Largeur $b$ Nombre $Z$ Pas $p$ Epaisseur $S$ Intervalle $e$	$h_a = 1m$ $h_f = 1.25m$ $h = 2.25m$ $b = k.m$ $p = \pi \frac{d}{Z} = m\pi$ $S = e = p / 2 = m. \pi / 2$
Cercles	Diamètre primitif $d$ Diamètre de tête $d_a$ Diamètre de pied $d_f$	$d = m.Z$ $d_a = d + 2h_a = d + 2m$ $d_f = d - 2h_f = d - 2.5m$

*Tableau 3. 4 : Symboles et proportions de la dent normalisées*

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

**Remarques :**

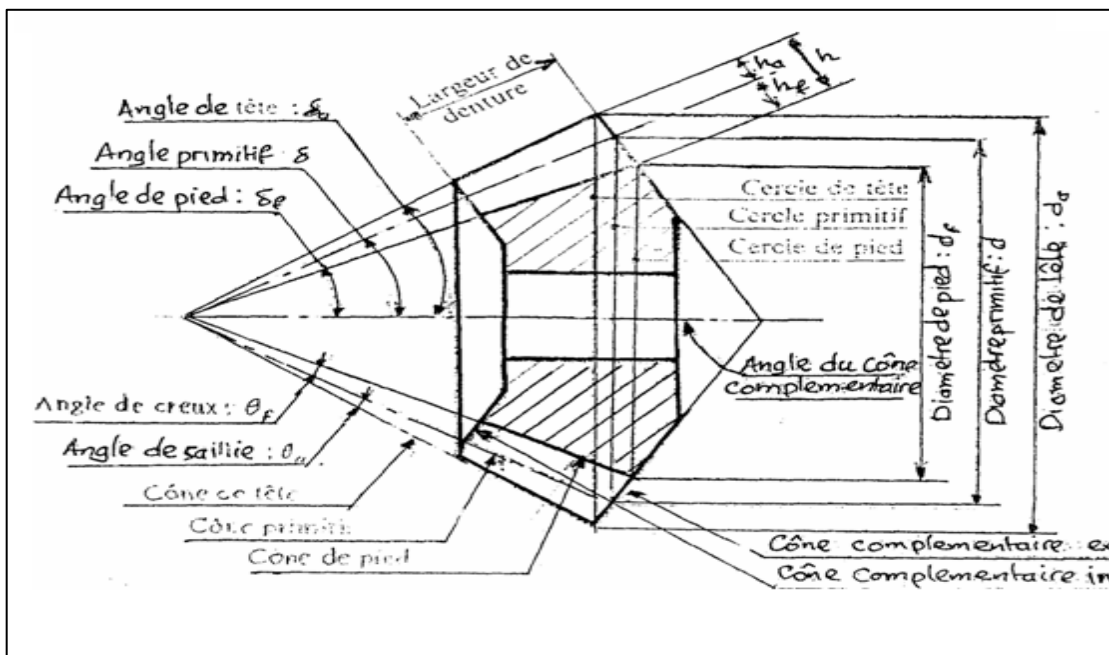
K et K' dépendent des guidages des arbres, du matériau constituant la denture, etc....

Pour une construction précise  $K = 1.25 \div 16$ .

Les valeurs recommandées de b sont :  $b = 10m$ .

**2) Engrenage conique a denture droite :**

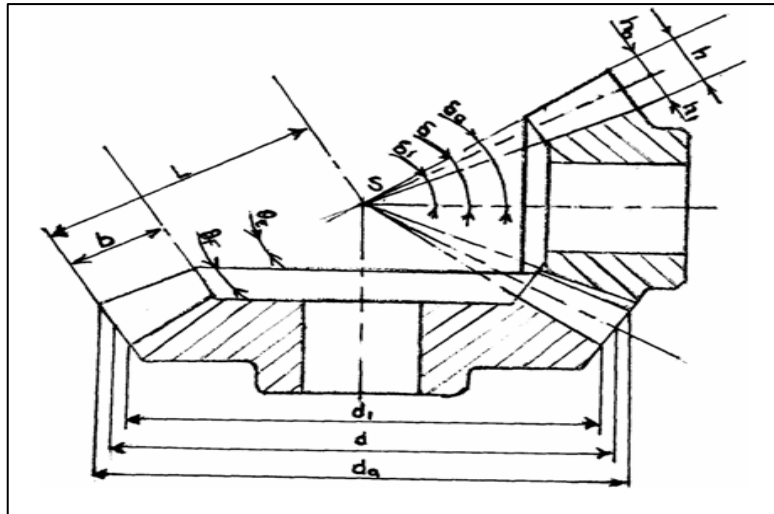
L'engrenage conique a denture droite et un engrenage dont les surfaces primitives de roulement sont, soit deux cônes de révolutions de même sommet. Soit un cône de révolution et un plan.



**Figure 3. 18 : Désignation des différentes parties d'un élément d'engrenage conique**

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---



*Figure 3.19 : Symboles et proportions de la dent normalisée*

❖ **Relations dimensionnelles :**

$n_1$  et  $n_2$  : nombre de (tr / min) du pignon et de la roue.

**Angle primitif  $\delta$  :**

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{d_1}{d_2} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

$$\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{d_2}{d_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

$d_1, d_2$  : diamètre primitif du pignon et de la roue.

$Z_1, Z_2$  : nombre de dents du pignon et de la roue.

On remarque que :

$$\operatorname{tg} \delta_1 = 1 / \operatorname{tg} \delta_2 \dots \dots \dots \Rightarrow \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$$

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

<b>Module m (sur le cône complémentaire)</b>	Détermine par la RDM et choisi dans les modules normalisés	
<b>Nombre de dents <math>Z_a</math> et <math>Z_b</math></b>	Déterminer à partir du rapport des vitesses : $\frac{n_a}{n_b} = \frac{Z_b}{Z_a}$	
<b>Largeur de denture b</b>	Pour les liaisons de taillages $\frac{1}{4}L < b < \frac{1}{3}L$	
<b>Diamètres primitif d</b>	$d_a = m \cdot Z_a$	$d_b = m \cdot Z_b$
<b>Angles primitifs <math>\delta</math></b>	$\text{tg} \delta_a = \frac{Z_a}{Z_b}$	$\text{tg} \delta_b = \frac{Z_b}{Z_a}$
<b>Saillie <math>h_a</math></b>	$h_a = m$	
<b>Creux <math>h_f</math></b>	$h_f = 1.25 \cdot m$	
<b>Hauteur de dent h</b>	$h = h_a + h_f = 2.25 \cdot m$	
<b>Diamètre de tête <math>d_a</math></b>	$d_{aA} = d_A + 2m \text{Cos} \delta_A$	$d_{aB} = d_B + 2m \text{Cos} \delta_B$
<b>Angle de saillie <math>\theta_a</math></b>	$\text{tg} \theta_a = \frac{m}{L}$	
<b>Angle de creux <math>\theta_f</math></b>	$\text{tg} \theta_f = \frac{1.25m}{L}$	Avec $L = \frac{d_A}{2 \text{Sin} \delta_A}$
<b>Angle de tête <math>\delta_a</math></b>	$\delta_{aA} = \delta_A + \theta_a$	$\delta_{aB} = \delta_B + \theta_a$
<b>Angle de pied <math>\delta_f</math></b>	$\theta_{fA} = \delta_A - \theta_f$	$\delta_{fB} = \delta_B - \theta_f$

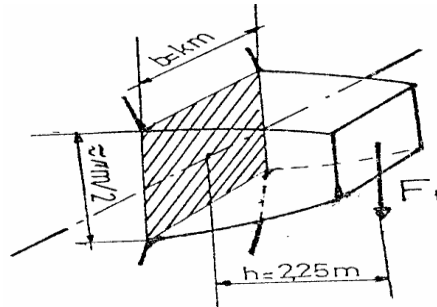
*Tableau 3. 5 : les éléments de taillage d'un engrenage conique droit.*

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

### ❖ Calcul à la résistance des engrenages cylindriques à dentures droites :

Généralement plusieurs dents sont en prise, on suppose que l'effort « F » est appliqué à l'extrémité d'une seule dent (hypothèse défavorable), seule la composante tangentielle «  $F_t$  » produit une flexion sur les dents, qui est assimilée à une pièce encastree à une extrémité et libre de l'autre, tout en étant chargé par l'effort «  $F_t$  » à son extrémité libre.

«  $F_t$  » étant considérée perpendiculaire à l'axe de la dent.



*Figure 3. 20 : Étude de flexion d'une denture droite*

La condition de la résistance à la flexion de la dent s'écrit comme suit :

$$\sigma = \frac{M_{f \max}}{\frac{I_{\alpha\beta}}{\nu}} \leq \sigma_{adm} \Rightarrow \frac{I_{\alpha\beta}}{\nu} \geq \frac{M_{f \max}}{\sigma_{adm}}$$

Le moment de flexion agissant au niveau de la base de la dent

$$M_{f \max} = F_t \cdot h = 2.25 \text{ m} \cdot F_t$$

$$\frac{I_{\alpha\beta}}{\nu} \geq \frac{2.25mF_t}{\sigma_{adm}} \text{ mais : } I_{\alpha\beta} = \frac{bh^3}{12} \text{ et } \nu = \frac{h'}{2}$$

b : la largeur de la dent = K.m

$$\frac{I_{\alpha\beta}}{\nu} = Km \cdot \frac{(\pi m/2)^2}{6} = km^3 \cdot \pi^2 / 24$$

$$\Rightarrow \frac{I_{\alpha\beta}}{\nu} = km^3 \cdot \pi^2 / 24 \geq \frac{2.25mF_t}{\sigma_{adm}} \Rightarrow m^2 \geq 5.471 \frac{F_t}{k\sigma_{adm}}$$

Le couple exprimé en fonction du diamètre primitif de la roue et la force tangentielle «  $F_t$  »

$$C = F_t \cdot \frac{D}{2} \Rightarrow F_t = \frac{2C}{D}$$

Donc la formule donnant le module sera :



## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

$$m^2 \geq 10.94 \cdot \frac{C}{K\sigma_{adm} \cdot D} \cong 11 \cdot \frac{C}{K\sigma_{adm} \cdot D}$$

$$\text{Comme } D = m \cdot Z \Rightarrow m^3 \geq \frac{11 \cdot C}{K\sigma_{adm} \cdot Z} \Rightarrow m \geq \sqrt[3]{\frac{11 \cdot C}{K\sigma_{adm} \cdot Z}}$$

### ❖ Calcul à la résistance des engrenages coniques à dentures droites :

La section d'une dent de roue conique à considérer pour le calcul de la résistance est la section moyenne, mesurée au milieu de la largeur (b) de la dent (**figure 3.23**)

on voit que le rayon primitif ( $r_m$ ) correspondant est égal à  $r_m = r - (b/2) \cdot \sin \delta_1$

Le calcul s'effectuera donc sur un module moyen ( $m_{oy}$ ), il faudra ensuite transposer ce module moyen en module effectif ( $m$ ) valable au cône complémentaire externe en appliquant la relation :

$$m = d \cdot \frac{m_{moy}}{d_{moy}}$$

- Les formules indiquées pour les engrenages droits sont modifiées comme il est dit ci-après :

$$m_{moy}^2 \geq 5.48 \frac{T}{K \cdot \delta_{adm}}$$

T : étant l'effort tangentiel sur la denture en N

$\sigma_{adm}$  : La contrainte normale admissible en N/mm<sup>2</sup> :

K : coefficient de la largeur de denture relatif au diamètre primitif,  $k' = b/m_{moy}$

L'effort tangentiel T est exprimé en fonction du couple :  $T = \frac{2C}{d_{moy}}$  avec  $d_{moy} = m_{moy} \cdot Z$

$$\Rightarrow m_{moy}^2 \geq 5.48 \cdot \frac{\frac{2C}{m_{moy} \cdot Z}}{K' \cdot \sigma_{adm}} \Rightarrow m_{moy}^3 \geq 5.48 \cdot \frac{2C}{k' \cdot Z \cdot \sigma_{adm}}$$

$$\Rightarrow m_{moy} \geq \sqrt[3]{\frac{11C}{k' \cdot Z \cdot \sigma_{adm}}}$$

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

### 3.2.3.b. Etude cinématique et dynamique

#### 1) Calcul de puissance

Entre les arbres (1) et (2) :

Puissance D'entrée = Puissance De sortie = Puissance transmise par la prise de force = 22,371 KW

En admettant une transmission parfaite « rendement idéal des engrenages et des roulements à billes »

La puissance transmise qui parcourt la machine reste conservée et égale à **22,371 KW**.

#### 1) Calcul des couples

Entre les arbres (1) et (2) :

##### ○ arbre principal :

$$P_1 = P_N = C_1 \cdot \omega_1 = \frac{C_1 \cdot \pi \cdot N_1}{30}$$

$$\rightarrow C_1 = \frac{P_N}{\frac{\pi \cdot N_1}{30}} = 395,61 \text{ Nm}$$

##### ○ Second arbre :

$$P_2 = P_N = C_2 \cdot \omega_2 = \frac{C_2 \cdot \pi \cdot N_2}{30}$$

$$\rightarrow C_2 = \frac{P_N}{\frac{\pi \cdot N_2}{30}} = 535,41 \text{ Nm.}$$

En se basant sur le schéma cinématique et en négligeant les pertes mécaniques rencontrés sur les différents organes de transmission, et en s'appuyant sur un bon design de la chaîne la conservation de la puissance nominale est assurée à travers toute la machine.

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

Les arbres	Les rapports des engrenages	Les couples (N.m)	Les puissances (KW)
I - II	Transmission par chaîne $I_{1-2} = 0,75$	395,61	22,371
		535,41	
III	$I_3 = \frac{Z_4}{Z_3} = 1$	535,41	
IV	$I_4 = 1$	535,41	

**Tableau 3. 6: Couples et puissances transmises**

### 1) Etude cinématique des engrenages

a) Pignons à chaîne (1) et (2) :

**Type de transmission** : à chaîne

**Rapport de transmission** ( $I = 0,75$ )

**Nombre de dents du pignon** :  $Z_1 = 17$  dents

**Nombre de dents de la roue** :  $Z_2 = 23$  dents

$R_e = [500 \div 900] N/mm^2$  la résistance à l'extension

$S = [3 \div 5]$  le coefficient de sécurité

$k = 6$  à  $16$  pour engrenage cylindrique droit, nous adopterons une valeur courante  $K = 16$

On choisit  $\begin{cases} R_e = 750 N/mm^2 \\ S = 3 \end{cases}$

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

$$\rightarrow \sigma_{adm} = 250N / mm^2$$

Alors :

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{11.C}{K.Z\sigma_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{11.395,61}{16.17.250.10^6}}$$

$$m \geq 4.10^{-3} \text{ m}$$

On choisit un module normalisé de la série secondaire  $m_n = 5,5\text{mm}$ .

Eléments caractéristique	Formule	Pignon	Roue
Diamètre primitif (mm)	$d = mZ$	93,5	126,5
Diamètre de base (mm)	$d_b = d \cos \alpha$	87,861	118,871
Hauteur de saillie (mm)	$h_a = m$	5,5	
Hauteur de creux (mm)	$h_f = 1,25m$	6,875	
Diamètre de tête (mm)	$d_a = d + 2h_a$	104,5	137,5
Diamètre de pied (mm)	$d_f = d - 2h_f$	79,75	112,75
Epaisseur au cercle primitif (mm)	$s = m \left( \frac{\pi}{2} \right)$	8,639	
Epaisseur au cercle de base (mm)	$s_b = r_b \left( \frac{s}{r} + 2 \operatorname{inv} \alpha \right) = d_b \left( \frac{s}{d} + \operatorname{inv} \alpha \right)$	9,427	9,889
Angle d'incidence $\theta_a$ correspondant au rayon de tête (°)	$\cos \theta_a = \frac{r_b}{r_a} = \frac{d_b}{d_a}$	32.7753°	30.1743°
Epaisseur de tête (mm)	$s_a = r_a \left[ \frac{s}{r} - 2(\operatorname{inv} \theta_a - \operatorname{inv} \alpha) \right]$	3,490	4,426
Pas primitif (mm)	$p = \pi m$	17,279	

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

Pas de base (mm)	$p_b = p \cos \alpha = \pi m \cos \alpha$	16,237
------------------	---	--------

*Tableau 3. 7 : Les éléments des taillages des engrenages cylindriques à denture droite*

**b) Le pignon (3) et la roue (4) :**

Dans ce cas on a le rapport de transmission :  $I = \frac{Z_4}{Z_3} = 1$ .

En se fixant un nombre de dents pour un couple d'engrenage conique à denture droite égale à  $Z_3 = Z_4 = 14$  dents

On a le module moyen :

$$m_{\text{moy}} \geq \sqrt[3]{\frac{11C}{K' \cdot Z \sigma_{\text{adm}}}}$$

$$m = \left( 1 + \frac{b \cdot \sin \delta}{2 r_{\text{moy}}} \right) m_{\text{moy}}$$

$$r_{\text{moy}} = (m_{\text{moy}} \cdot Z) / 2$$

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{R_e}{S}$$

La résistance à l'extension et le coefficient de sécurité :

$$R_e = [500 \div 900]$$

$$S = [3 \div 5]$$

$$\begin{cases} R_e = 750 \text{ N/mm}^2 \\ S = 3 \end{cases}$$

On choisit :

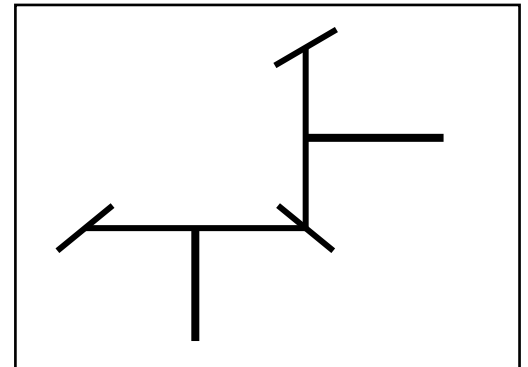
Avec  $\sigma_{\text{adm}} = 250 \text{ N/mm}^2$

$K' = 6$  ( $K' = 4$  à  $6$ ) pour les engrenages coniques

**Effort tangentiel**

On a :  $P = C\omega = T \cdot r_{\text{moy}} \cdot \omega \Rightarrow T = \frac{P}{r_{\text{moy}} \omega}$

Avec :  $r_{\text{moy}} = 31,5 \text{ mm}$  et  $\omega = 128,02 \text{ rd/s}$



*Figure 3. 22 : les engrenages coniques à denture droite*

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

On aura : 
$$T = \frac{22371}{31,5 \times 10^{-3} \times 128} = 5548,36 \text{ N}$$

### ✚ Module moyen

$$m_{\text{moy}} = 2,34 \sqrt{\frac{T}{k\sigma_{\text{adm}}}} = 2,34 \sqrt{\frac{5548,36}{6 \times 250}} = 4,5 \text{ mm}$$

### ✚ Angles primitifs

On a : 
$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\sin \delta_1}{\sin \delta_2}$$

Comme :  $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ \Rightarrow \delta_2 = 90^\circ - \delta_1$

D'où : 
$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \text{tg} \delta_1 \Rightarrow \text{tg} \delta_1 = 1 \Rightarrow \delta_1 = 45^\circ$$

Il vient que :  $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 45^\circ$

### ✚ Module normalisé

Pour le déterminer, il faut calculer sa valeur au gros bout. En désignant par  $m$  le module dans cette section et  $r$  le rayon primitif, on a :

$$\frac{m_{\text{moy}}}{m} = \frac{r_{\text{moy}}}{r}$$

or

$$r = r_{\text{moy}} + \frac{b}{2} \sin \delta_1$$

$b$  étant la largeur de denture donnée par la relation :  $b = km$

il vient : 
$$\frac{r}{r_{\text{moy}}} = 1 + \frac{km}{2r_{\text{moy}}} \sin \delta_1 = \frac{2r_{\text{moy}} + k \cdot m \cdot \sin \delta_1}{2r_{\text{moy}}}$$

ce qui donne : 
$$\frac{m_{\text{moy}}}{m} = \frac{2r_{\text{moy}}}{2r_{\text{moy}} + k \cdot m \cdot \sin \delta_1}$$

on alors : 
$$(2r_{\text{moy}} + k \cdot m \cdot \sin \delta_1) m_{\text{moy}} = 2m \cdot r_{\text{moy}}$$

donc : 
$$2r_{\text{moy}} m_{\text{moy}} = m(2r_{\text{moy}} - k \cdot m_{\text{moy}} \sin \delta_1)$$

d'où :

$$m = \frac{2r_{\text{moy}} m_{\text{moy}}}{2r_{\text{moy}} - k \cdot m_{\text{moy}} \sin \delta_1} = \frac{2 \times 31,5 \times 4,5}{2 \times 31,5 - 6 \times 4,5 \times \sin 45^\circ} = 6,456 \text{ mm}$$

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

Le module normalisé est :  $m_n = 6,5 \text{ mm}$

### ✚ Diamètre primitif approximatif du pignon

La relation : 
$$r = r_{\text{moy}} + \frac{b}{2} \sin \delta_1$$

Permet d'écrire : 
$$\begin{aligned} d_1 = d_2 &= 2r_{\text{moy}} + k \cdot m_n \sin \delta_1 \\ &= 2 \times 31,5 + 6 \times 6,5 \times \sin 45^\circ \\ &= 90,577 \text{ mm} \end{aligned}$$

Symbole	1.1.1 Désignation	1.1.2 valeurs	Symbole	Désignation	valeurs
<b>d</b>	Diamètre primitif	90,577 mm	<b>h</b>	Hauteur de la denture	14,625mm
<b>δ</b>	Angle primitif	45°	<b>θ</b>	Angle de hauteur de la denture	13,0247°
<b>d<sub>a</sub></b>	Diamètre de tête	99,769 mm	<b>h<sub>a</sub></b>	Saillie	6,5mm
<b>δ<sub>a</sub></b>	Angle de tête	50,7949°	<b>θ<sub>a</sub></b>	Angle de saillie	5,7949°
<b>d<sub>f</sub></b>	Diamètre de pied	88,809 mm	<b>h<sub>f</sub></b>	Creux	8,125mm
<b>δ<sub>f</sub></b>	Angle de pied	37,7702°	<b>θ<sub>f</sub></b>	Angle de creux	07,2298°
<b>R</b>	Génératrice primitive	64,048mm	<b>b</b>	Largeur de denture	39mm
<b>R<sub>m</sub></b>	Génératrice moyenne	44,548 mm	<b>m</b>	module	6,5mm

*Tableau 3. 8 : Les différents éléments géométriques caractéristiques de la denture des pignons coniques droits*

c) Les pignons cylindriques à denture droite :

Le rapport de transmission ( $I_4 = 1$ ) pour les 4 pignons cylindriques à denture droite  
Dont le nombre des dent  $Z = 40$  .

$R_e = [500 \div 900] N / mm^2$  la resistance de l'extension

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

$S = [3 \div 5]$  le coefficient t de securite

$$\sigma_{adm} = 250 N / mm^2$$

$k = 6$  à  $16$  pour engrenage cylindrique droit, nous adopterons une valeur courante  $K = 16$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{11.C}{K.Z\sigma_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{11.535,41}{16.40.250.10^6}}$$

Alors :  $m \geq 3,33$  mm

D'après les tableaux de **série principale** on peut choisir le module normalisé ( $m_n = 4$ mm).



### Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

Elément caractéristique	Formule	Pignon
Diamètre primitif (mm)	$d = mZ$	160
Diamètre de base (mm)	$d_b = d \cos \alpha$	150,351
Hauteur de saillie (mm)	$h_a = m$	4
Hauteur de creux (mm)	$h_f = 1,25.m$	5
Diamètre de tête (mm)	$d_a = d + 2h_a$	168
Diamètre de pied (mm)	$d_f = d - 2h_f$	150
Epaisseur au cercle primitif (mm)	$s = m \left( \frac{\pi}{2} \right)$	6,28
Epaisseur au cercle de base (mm)	$s_b = r_b \left( \frac{s}{r} + 2 \operatorname{inv} \alpha \right) = d_b \left( \frac{s}{d} + \operatorname{inv} \alpha \right)$	8,167
Angle d'incidence $\theta_a$ correspondant au rayon de tête (°)	$\cos \theta_a = \frac{r_b}{r_a} = \frac{d_b}{d_a}$	26,5°
Epaisseur de tête (mm)	$s_a = r_a \left[ \frac{s}{r} - 2(\operatorname{inv} \theta_a - \operatorname{inv} \alpha) \right]$	3,032
Pas primitif (mm)	$p = \pi m$	12,566
Pas de base (mm)	$p_b = p \cos \alpha = \pi m \cos \alpha$	11,808
Entraxe normal (mm)	$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{1}{2} m(Z_1 + Z_2)$	160

*Tableau 3. 7 : Les éléments des taillages des engrenages cylindrique a denture droite*

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

### 2) Etude dynamique des engrenages

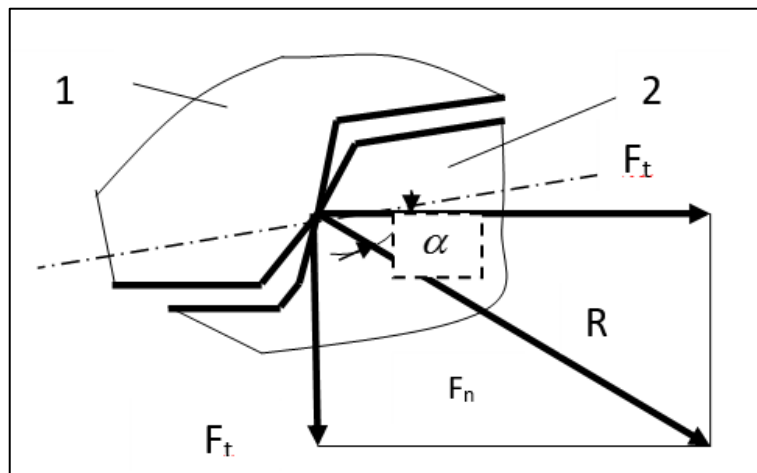
#### **✚ Étude dynamique des engrenages cylindrique à dentures droites :**

Les dents des roues motrices (réceptrices) subissent une action “ $F_n$ ” ayons pour composantes voir figure.

-Effort tangentiel :  $F_{t1/2} = F_{t2/1} = \frac{2M_i}{d_i}$

-Effort radial :  $F_{r1/2} = F_{r2/1} = F_t \operatorname{tg} \alpha$

-  $\alpha$  : angle de pression =  $20^\circ$



**Figure 3. 22: Efforts appliquées sur les engrenages cylindriques à denture droite**

#### **✚ Etude dynamique des engrenages conique a dentures droites :**

Effort tangentiel :  $F_{t1/2} = F_{t2/1} = \frac{2C_i}{d_i}$

$C_i$  : couple moteur transmit en [N.m]

$d_i$  : diamètre primitif de la roue motrice en [m]

Selon la **figure 3.23** l'effort axial de la roue motrice correspond à l'effort radial pour la roue menée, et l'effort radial de la roue motrice correspond à l'effort axial pour la roue menée.

$$F_{a1/2} = F_{r2/1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1$$

$$F_{r2/1} = F_{a1/2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1$$

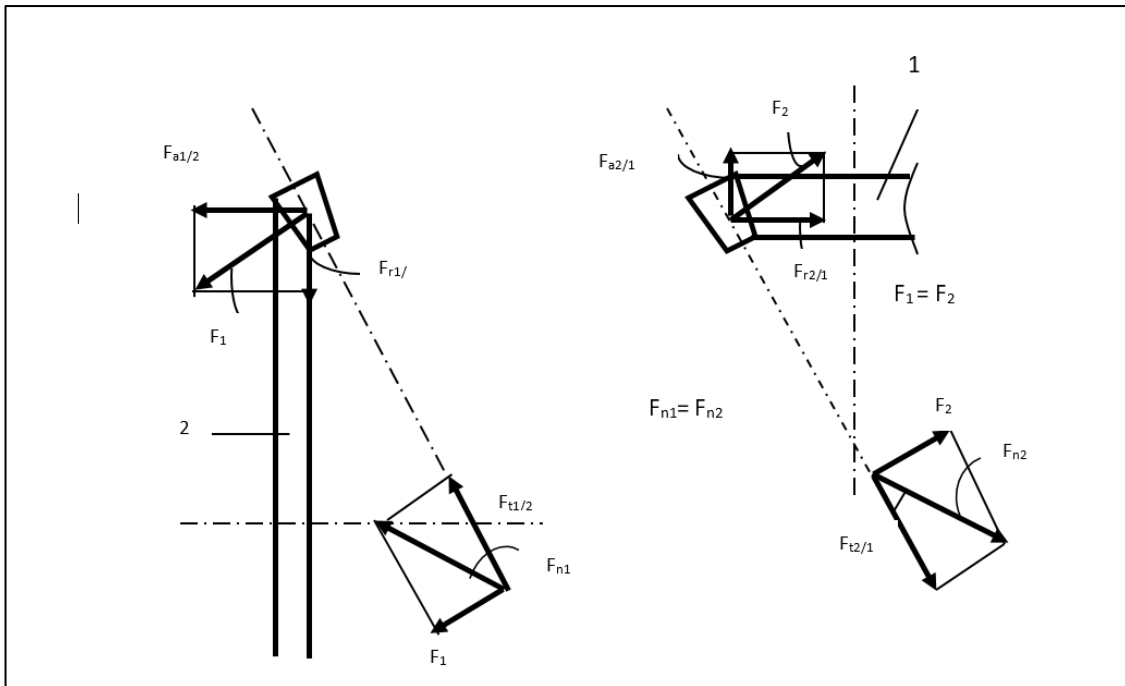
## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

$\alpha$  = Angle de précession

$\delta_1$  = Angle de cône primitif de la roue menante.

Donc : la charge  $F_n$  que subissent les dents à pour intensité

$$F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2} \quad \text{avec} \quad F_r = \frac{F_t}{\cos \alpha}$$



*Figure 3. 24 : Efforts appliqués sur les engrenages coniques à denture droite*

### ✚ Application numérique :

#### Pignons chaîne (1) et (2)

- $C_1 = 395,61 \text{ N.m}$
- $d_1 = 93,5 \text{ mm}$
- $C_2 = 535,41 \text{ N.m}$
- $d_2 = 126,5 \text{ mm}$
- $\alpha = 20^\circ$
- $F_{t1} = \frac{2.395,61}{93,5 \cdot 10^{-3}} = 846,22 \text{ dAN.}$
- $F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha = 341,02 \text{ dAN}$
- $F_{t2} = \frac{2.535,41}{126,5 \cdot 10^{-3}} = 846,50 \text{ dAN.}$
- $F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha = 308,10 \text{ dAN}$

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

### Couple conique pignon( 3 ) et (4)

- $C_3 = C_4 = 535,41 \text{ N.m}$
- $d_3 = d_4 = 90,577 \text{ mm}$
- $\alpha = 20^\circ$
- $F_{t3/4} = F_{t4/3} = \frac{2 \times 535,41}{90,577 \times 10^{-3}} \Rightarrow F_{t3/4} = F_{t4/3} = 1182,22 \text{ dAN}$
- $\delta_3 = \delta_4 = \arctg 1 = 45^\circ$
- $F_{a3/4} = F_{r4/3} = F_t \text{tg} \alpha \cdot \cos \delta_3 = 304,26 \text{ dAN}$
- $F_{r3/4} = F_{r4/3} = F_t \text{tg} \alpha \cdot \sin \delta_3 = 304,26 \text{ dAN}$

### Pignons cylindriques à denture droite (5) et (6)

- $C_5 = C_6 = C_7 = C_8 = C_9 = 535,41 \text{ N.m}$
- $d_5 = 160 \text{ mm}$
- $\alpha = 20^\circ$
- $F_{t5/6} = F_{t6/5} = \frac{2 \times 535,41}{160 \times 10^{-3}} = 659,26 \text{ dAN}$
- $F_{r5/6} = F_{r6/5} = F_t \text{tg} \alpha = 243,59 \text{ dAN}$

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

### 3.2.4. CALCUL DES ROULEMENTS

#### 3.2.4.a. Notions sur les roulements

- **DUREE DE VIE NOMINALE  $L_{10}$**

Exprimée en millions de tours ( $10^6$  tours), elle est définie comme la durée atteinte par 90% des roulements identiques essayés dans les mêmes conditions. Elle est désignée par  $L_{10}$ .

Pour une vitesse de rotation  $N$  en tr/mn, la durée de vie nominale exprimée en heurs est donnée par la relation :

$$L_{10h} = \frac{10^6 L_{10}}{60 N}$$

Pour une fiabilité de 90%, une relation expérimentale est obtenue en étudiant plusieurs roulements en les soumettant chacun à une charge radiale  $P$  (axiale pour les butées) :

$$P_1 L_{110}^{1/n} = P_2 L_{210}^{1/n} = P_3 L_{310}^{1/n} = \dots = P_k L_{k10}^{1/n} = cte$$

Cette constante est la charge dynamique de base. Elle est désignée par  $C$ . On a donc :

$$P L_{10}^{1/n} = C \Rightarrow L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^n$$

Avec :  $n = 3$  pour les roulements à billes

$$n = \frac{10}{3} \text{ pour les roulements à rouleaux}$$

La charge dynamique de base  $C$  est fournie dans les catalogues des fabricants pour chaque roulement.

- **CHARGE DYNAMIQUE EQUIVALENTE**

Le calcul du roulement est basé sur sa durée de vie sous une charge radiale équivalente (axiale pour les butées) qui a même effet que la charge réelle appliquée au roulement.

Par exemple, en soumettant un roulement rigide à billes à une charge axiale  $F_a$  et à une charge radiale  $F_r$  et en portant le tout sur un système d'axes ( $F_a$ ,  $F_r$ )

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

correspondant aux charges combinées  $F(F_a, F_r)$  donnant une même durée de vie du roulement, on obtient la courbe d'équidurée (**figure 3.24**).

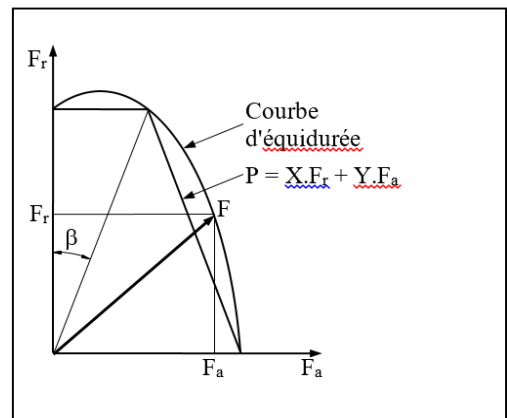
Pour des raisons pratiques, la courbe d'équidurée est remplacée par deux droites limitées par un angle  $\beta$  tel que  $\text{tg}\beta = e$  (valeur indiquée par les constructeurs de roulements).

Ainsi, dans le cas de cette figure, la charge dynamique équivalente est définie par :

$$P = F_r \quad \text{si} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$P = X F_r + Y F_a \quad \text{si} \quad \frac{F_a}{F_r} > e$$

Les coefficients X et Y sont aussi indiqués dans les catalogues de roulements des constructeurs.



**Figure 3. 25 : Courbe d'équidurée**

Pour les butées à billes, à rouleaux ou à aiguilles,  $P = F_a$

Pour les roulements à billes à contact oblique, à rotule sur billes et à rotule sur rouleaux, la courbe d'équidurée est remplacée par deux droites d'équation :

$$P = X_1 F_r + Y_1 F_a \quad \text{si} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$P = X_2 F_r + Y_2 F_a \quad \text{si} \quad \frac{F_a}{F_r} > e$$

- **CHARGE STATIQUE DE BASE  $C_0$**

Lorsque la charge appliquée au roulement est fixe ou tournante à faible vitesse ou animée de faibles mouvements d'oscillations, on utilise la charge statique de base  $C_0$  (comme pour la charge dynamique de base C,  $C_0$  est également fournie par les catalogues de fabricants pour chaque roulement). Elle doit être aussi prise en considération lorsque des chocs importants de courte durée s'exercent sur un roulement en rotation.

La charge statique de base  $C_0$  est définie comme la charge statique qui correspond une contrainte, , égale à :

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

- 4000 MPa pour tous les roulements à rouleaux
- 4600 MPa pour les roulements à rotules sur billes
- 4200 MPa pour tous les autres roulements à billes

Cette contrainte due à une charge radiale (ou axiale pour les butées) provoque une déformation permanente totale (élément et chemin) d'environ 0,0001 du diamètre de l'élément roulant.

### CHARGE STATIQUE EQUIVALENTE

C'est la charge fictive provoquant les mêmes déformations permanentes que la charge réelle. On l'obtient à l'aide de la formule :

$$P_o = X_o F_r + Y_o F_a$$

si  $P_o < F_r$ , prendre  $P_o = F_r$

Pour les butées à billes, à rouleaux ou à aiguilles,  $P_o = F_r$

Les valeurs de  $X_o$  et  $Y_o$  sont données dans les catalogues des fabricants

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

### RECAPITULATIF DES VALEURS DES COEFFICIENTS $e$ , $X$ , $Y$ , $X_0$ ET $Y_0$ EN FONCTION DU TYPE DE ROULEMENT

Le tableau suivant résume les valeurs de ces coefficients pour chaque type de roulement.

type de roulement		e	$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		$X_0$	$Y_0$
			X	Y	X	Y		
<b>A billes à contact radial à une ou deux rangées</b>		dépend du rapport $F_a/C_0$	1	0	0,56	dépend de $F_a/C_0$	0,6	0,5
<b>A billes à contact oblique</b>	à une rangée	1,14	1	0	0,35	0,57	0,5	0,26
	à deux rangées	0,86	1	0,73	0,62	1,17	1	0,63
<b>A rotule sur billes</b>		voir catalogue	1	voir catalogue	0,65	voir catalogue	1	voir catalogue
<b>A rotule sur rouleaux</b>		voir catalogue	1	voir catalogue	0,67	voir catalogue	1	voir catalogue
<b>A rouleaux coniques</b>		voir catalogue	1	0	0,4	voir catalogue	0,5	voir catalogue
<b>Butée à rotule sur rouleaux</b>		_____	_____		si $F_r/F_a \leq 0,55$			
					1,2	1	2,7	1

*Tableau 3. 8: Coefficients  $e$ ,  $X$ ,  $Y$ ,  $X_0$  et  $Y_0$  .*

- **COEFFICIENT DE SECURITE STATIQUE**

Il est défini par le rapport :

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

Le facteur  $s_0$  exprime la sécurité contre une déformation permanente et assure un fonctionnement silencieux.



## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

Le **tableau 3.11** indique ces valeurs d'après le constructeur SKF.

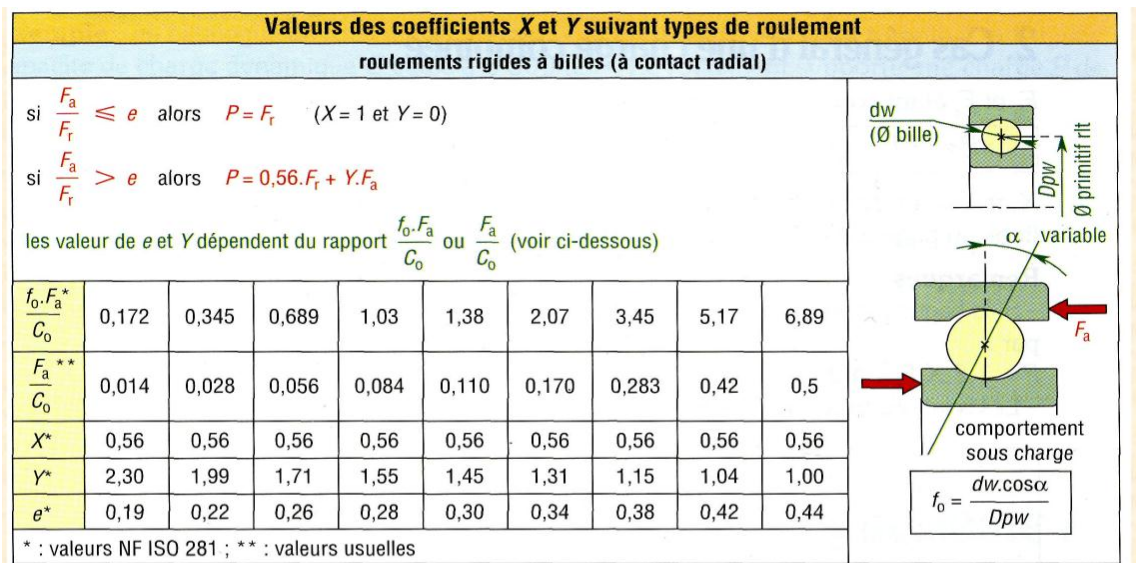
Mode de fonctionnement	Roulements en rotation						Roulement à l'arrêt	
	Exigences de fonctionnement							
	faibles		Normales		élevées			
	Roulements à billes	Roulements à rouleaux	Roulements à billes	Roulements à rouleaux	Roulements à billes	Roulements à rouleaux	Roulements à billes	Roulements à rouleaux
<b>Régulier sans vibrations</b>	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
<b>Normal</b>	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
<b>Chocs prononcés</b>	≥1,5	≥2,5	≥1,5	≥3	≥2	≥4	≥1	≥2

**Tableau 3. 9 : Coefficient de sécurité pour roulement à différents régimes de fonctionnement**

Pour les butées à billes sur rotules sur rouleaux, il est recommandé d'utiliser  $s_o > 4$ .

Pour les roulements à aiguilles,  $s_o$  doit être toujours égal ou supérieur à 3.

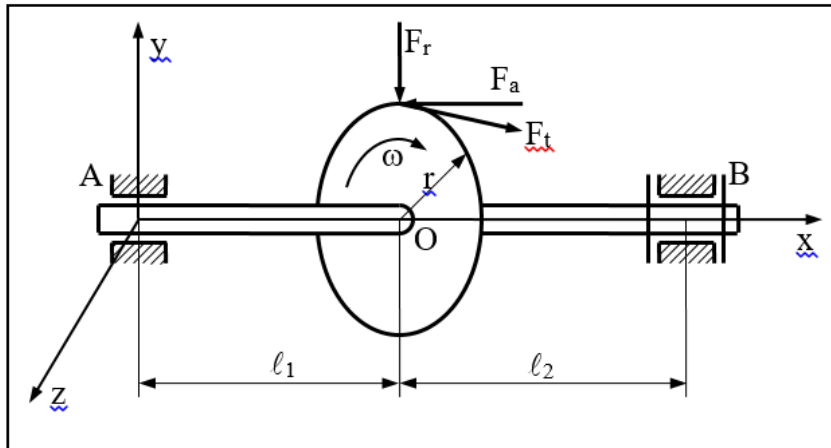
Si  $s_o$  est inférieur à la valeur recommandée pour l'application considérée, il faut opter pour un roulement ayant une charge statique plus élevée.



**Figure 3.25 Valeurs des coefficients X et Y pour roulements rigides à billes (à contact radial)**

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

- Efforts sur l'arbre et les paliers



*Figure 3. 26 : Efforts sur l'arbre et les paliers.*

Bilan des actions sur le système roue-arbre :

- Réaction  $R_A$  au point d'appui A
- Réaction  $R_B$  au point d'appui B
- Force :  $\vec{F} = \vec{F}_a + \vec{F}_r + \vec{F}_t$

L'équilibre du système permet d'écrire :  $\vec{F} + \vec{R}_A + \vec{R}_B = 0$

**Dans le plan (Ax , Ay) :**

$$\text{Proj/x : } R_{Ax} + R_{Bx} = F_a$$

$$\text{Proj/y : } R_{Ay} + R_{By} = F_r$$

$$M_A \vec{F}_{\text{ext}} = 0 \Rightarrow -F_r l_1 + F_a r + (l_1 + l_2) R_{By} = 0$$

$$\text{d'où : } R_{By} = \frac{F_r l_1 - F_a r}{l_1 + l_2} = \frac{l_1}{l_1 + l_2} F_r - \frac{r}{l_1 + l_2} F_a$$

$$\text{et } R_{Ay} = \frac{l_2}{l_1 + l_2} F_r + \frac{r}{l_1 + l_2} F_a$$

Le palier B constituant une liaison pivot, on a alors :

$$R_{Ax} = 0 \quad \text{et} \quad R_{Bx} = F_a$$

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

Dans le plan (Ax , Az) :

$$\text{Proj/z :} \quad R_{Az} + R_{Bz} = F_t$$

$$M_A \overrightarrow{F_{\text{ext}}} = 0 \Rightarrow F_t l_1 - R_{Bz} (l_1 + l_2) = 0$$

$$\text{il vient :} \quad R_{Bz} = \frac{l_1}{l_1 + l_2} F_t$$

$$R_{Az} = \frac{l_2}{l_1 + l_2} F_t$$

Les réactions sur les paliers A et B ont donc pour composantes :

$$R_A \begin{cases} 0 \\ \frac{l_1}{l_1 + l_2} F_r + \frac{r}{l_1 + l_2} F_a \\ \frac{l_1}{l_1 + l_2} F_t \end{cases} ; \quad R_B \begin{cases} F_a \\ \frac{l_1}{l_1 + l_2} F_r - \frac{r}{l_1 + l_2} F_a \\ \frac{l_1}{l_1 + l_2} F_t \end{cases}$$

### 3.2.4.b. Calcul de roulements

Caractéristiques de chaque roulement **SKF** :

Sur l'arbre (1) :

### Roulement 6207

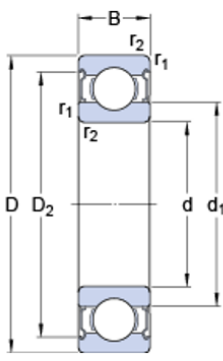
Dimensions			
	d	35	mm
	D	72	mm
	B	17	mm
	d <sub>1</sub>	≈ 46.94	mm
	D <sub>2</sub>	≈ 62.69	mm
	r <sub>1,2</sub>	min. 1.1	mm

Figure 3. 27 :Dimensions du roulement 6207

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

### ➤ Données de calcul

Charge <u>dynamique</u> de base	C	27	kN
Charge <u>statique</u> de base	C <sub>0</sub>	15.3	kN
<u>Limite</u> de fatigue	P <sub>u</sub>	0.655	kN
<u>Vitesse</u> de référence		20000	r/min
<u>Vitesse</u> limite		10000	r/min

### A) Roulements montés sur l'arbre d'entraînement :

- Effort tangentiel :  $F_t = \frac{2P}{\omega d} = 8462,25N$
- Effort de flexion pour denture :  $F_f = F_t = 8462,25N$
- Effort radial pour denture :  $F_r = F_t \tan(\alpha) = 3080 N$
- Effort axial pour denture :  $F_a = 0$
- Effort radial en (A) :  $F_{rA} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2}$
- Effort radial en (B) :  $F_{rB} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2}$
- Effort axial en (A) et (B) :  $R_{Ax} = 0$  et  $R_{Bx} = F_{aB} = 0$

🔧 Pour le palier (A) :

### Calcul de la charge dynamique équivalente :

Paliers soumis aux charges radiales seulement → X=1, Y=0

### La charge dynamique équivalente :

Avec  $\ell_1 = 18,77 \text{ mm}$  ,  $\ell_2 = 32,04 \text{ mm}$

$$\begin{aligned}
 P &= X \cdot F_{rA} \\
 &= X \cdot \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} \\
 &= X \cdot \sqrt{\left(\frac{\ell_1}{\ell_1 + \ell_2} F_r\right)^2 + \left(\frac{\ell_1}{\ell_1 + \ell_2} F_t\right)^2}
 \end{aligned}$$

$$P = 1182,47 \text{ N}$$

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

### Calcul de la charge statique équivalente :

Absence de charge axiale  $\rightarrow X_0 = 1, Y_0 = 0$

$$P_0 = X_0 \cdot F_{rA}$$

$$P_0 = 1182,47 \text{ N}$$

### Calcul de la durée de vie nominale du roulement :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n = \left(\frac{27000}{1182,47}\right)^3 = 11904,77 \text{ Millions de tours}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6 L_{10}}{60 N} = \frac{10^6 \times 11904,77}{60 \times 540} = 367\,431 \text{ heures}$$

### Facteur de sécurité statique :

$$\text{Il est défini par : } s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{13500}{1182,47} = 11,42 > 2$$

**Analyse des résultats :** le roulement 6207 est fiable, avec une durée de vie importante

✚ **Pour le palier (B) :**

### Calcul de la charge dynamique équivalente :

Paliers soumis aux charges radiales seulement  $\rightarrow X=1, Y=0$

### La charge dynamique équivalente :

Avec  $\ell_1 = 18,77 \text{ mm}$  ,  $\ell_2 = 32,04 \text{ mm}$

$$\begin{aligned} P &= X \cdot F_{rB} \\ &= X \cdot \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} \\ &= X \cdot \sqrt{\left(\frac{\ell_1}{\ell_1 + \ell_2} F_r\right)^2 + \left(\frac{\ell_1}{\ell_1 + \ell_2} F_t\right)^2} \\ P &= 1182,47 \text{ N} \end{aligned}$$

### Calcul de la charge statique équivalente :

Absence de charge axiale  $\rightarrow X_0 = 1, Y_0 = 0$

$$P_0 = X_0 \cdot F_{rB}$$

$$P_0 = 1182,47 \text{ N}$$

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

### Calcul de la durée de vie nominale du roulement :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n = \left(\frac{27000}{1182,47}\right)^3 = 11904,77 \text{ Millions de tours}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6 L_{10}}{60 N} = \frac{10^6 \times 673,65}{60 \times 540} = 367 \text{ 431 heures}$$

### Facteur de sécurité statique :

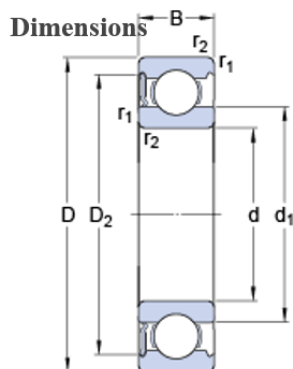
Il est défini par :  $s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{13500}{1182,47} = 11,42 > 2$

**Analyse des résultats :** En l'absence de charges axiales et pour un même roulement (mêmes caractéristiques), les réactions sur les paliers A et B sont identiques induisant a des résultats similaires, confirmant par la suite la sécurité du roulement 6207.

### **B) Roulement assemblé au pignon conique à denture droite :**

#### Sur l'arbre (2) :

### ROULEMENT 6308



d	40	mm
D	90	mm
B	23	mm
d <sub>1</sub>	≈ 56.11	mm
D <sub>2</sub>	≈ 77.7	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1.5	mm

*Figure 3. 28 : Dimensions du roulement 6308.*

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

### Données

Charge dynamique debase	C	42.3	kN
Charge statique debase	C <sub>0</sub>	24	kN
Limite de fatigue	P <sub>u</sub>	1.02	kN
Vitesse limite		5000	r/min

### Les efforts sur denture

- Effort tangentiel :  $F_t = \frac{2C_3}{d_3} = 11822,21N$
- Effort de flexion :  $F_f = \frac{F_t}{\cos \alpha_n} = 12581 N$
- Effort axial :  $F_a = F_t \cos \alpha_n \cdot \sin \delta = 7855,42N$
- Effort radial :  $F_r = F_t \cdot \tan \alpha_n \cdot \cos \delta = 3042,63N$
- Effort résultant :  $F = \sqrt{F_t^2 + F_a^2 + F_r^2} = 14516,54 N$

### Calcul des réactions sur le palier (A) :

- Effort radial en (A):  $F_{rA} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2}$
- Effort axial en (A) :  $R_{Ax} = 0$  « Le palier A constitue une liaison pivot »

### Calcul de la charge dynamique équivalente :

Paliers soumis à des charges radiales seulement → X=1, Y=0

Avec  $\ell_1 = 47 \text{ mm}$  ,  $\ell_2 = 91 \text{ mm}$  ,  $r = 45,279 \text{ mm}$

$$\begin{aligned}
 P &= X \cdot F_{rA} \\
 &= X \cdot \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} \\
 &= X \cdot \sqrt{\left(\frac{\ell_1}{\ell_1 + \ell_2} F_r + \frac{r}{\ell_1 + \ell_2} F_a\right)^2 + \left(\frac{\ell_1}{\ell_1 + \ell_2} F_t\right)^2} \\
 &= 5414,22 N
 \end{aligned}$$

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

### Calcul de la charge statique équivalente :

Absence de charge axiale  $\rightarrow X_0 = 1, Y_0 = 0$

$$P_0 = X_0 \cdot F_{rA}$$

$$P_0 = 5414,22 \text{ N}$$

### Calcul de la durée de vie nominale du roulement :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n = \left(\frac{42300}{5414,22}\right)^3 = 476,88 \text{ Millions de tours}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6 L_{10}}{60 N} = \frac{10^6 \times 476,88}{60 \times 399} = 19\,920 \text{ heures}$$

### Facteur de sécurité statique :

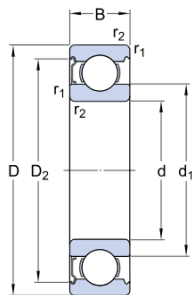
$$\text{Il est défini par : } s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{24000}{5414,22} = 4,43 > 2$$

**Analyse des résultats :** d'après les résultats obtenus le roulement **6308** reste sécuritaire malgré les importantes sollicitations qu'il subit, cependant cela affecte rudement sa durée de vie .

## Roulement 6306

SKF explorer

### Dimensions



d	30	mm
D	72	mm
B	19	mm
d <sub>1</sub>	≈ 44.6	mm
D <sub>2</sub>	≈ 61.88	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1.1	mm

*Figure 3.29 : Dimensions du roulement 6306*



## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

### Données

Charge <u>dynamique</u> de base	C	29.6	<u>kN</u>
Charge <u>statique</u> de base	C <sub>0</sub>	16	<u>kN</u>
<u>Limite</u> de fatigue	P <sub>u</sub>	0.67	<u>kN</u>
<u>Vitesse</u> de référence		20000	r/min
<u>Vitesse</u> limite		13000	r/min

### Les efforts sur denture

- Effort tangentiel :  $F_t = \frac{2C_3}{d_3} = 11822,21N$
- Effort de flexion :  $F_f = \frac{F_t}{\cos \alpha_n} = 12581 N$
- Effort axial :  $F_a = F_t \cos \alpha_n \cdot \sin \delta = 7855,42N$
- Effort radial :  $F_r = F_t \cdot \tan \alpha_n \cdot \cos \delta = 3042,63N$
- Effort résultant :  $F = \sqrt{F_t^2 + F_a^2 + F_r^2} = 14516,54 N$

### Calcul des réactions sur le palier (B) :

$$\ell_1 = 47 \text{ mm} \quad , \quad \ell_2 = 91 \text{ mm} \quad , \quad r = 45,279 \text{ mm} .$$

- Effort radial en (B) : 
$$F_{rB} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2}$$

$$= \sqrt{\left(\frac{\ell_1}{\ell_1 + \ell_2} F_r - \frac{r}{\ell_1 + \ell_2} F_a\right)^2 + \left(\frac{\ell_1}{\ell_1 + \ell_2} F_t\right)^2}$$

$$= 4315,16 N$$
- Effort axial en (B) :  $R_{Bx} = F_{aB} = F_a = F_t \cos \alpha_n \cdot \sin \delta = 7855,42N$

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

### Calcul de la charge dynamique équivalente :

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = 1,82 > e = 1,14$$

X=0,56 et Y dépend de  $\frac{F_a}{C_0}$

Comme  $\frac{F_a}{C_0} = 0,49$

D'après le tableau de « **la figure 3.25** » : Valeurs des coefficients X et Y pour roulement rigide à bille (à contact radial) les valeurs de X et Y sont les suivantes : **X =0,56 et Y = 1,005**.(Interpolation )

$$P = X \cdot F_{rB} + Y \cdot F_{aB} = 10\,311,19 \text{ N}$$

### Calcul de la charge statique équivalente :

Pour un roulement à 1 rangée à contact radial  $X_0 = 0,6$  et  $Y_0 = 0,5$

$$P_0 = X_0 \cdot F_{rB} + Y_0 \cdot F_{aB}$$

$$P_0 = 0,6 \times 4315,16 + 0,5 \times 7855,42$$

$$P_0 = 6516,81 \text{ N.}$$

### Calcul de la durée de vie nominale du roulement :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n = \left(\frac{29600}{10311,19}\right)^3 = 23,656 \text{ Millions de tours}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6 L_{10}}{60 N} = \frac{10^6 \times 23,656}{60 \times 399} = 988,15 \text{ heures}$$

### Facteur de sécurité statique :

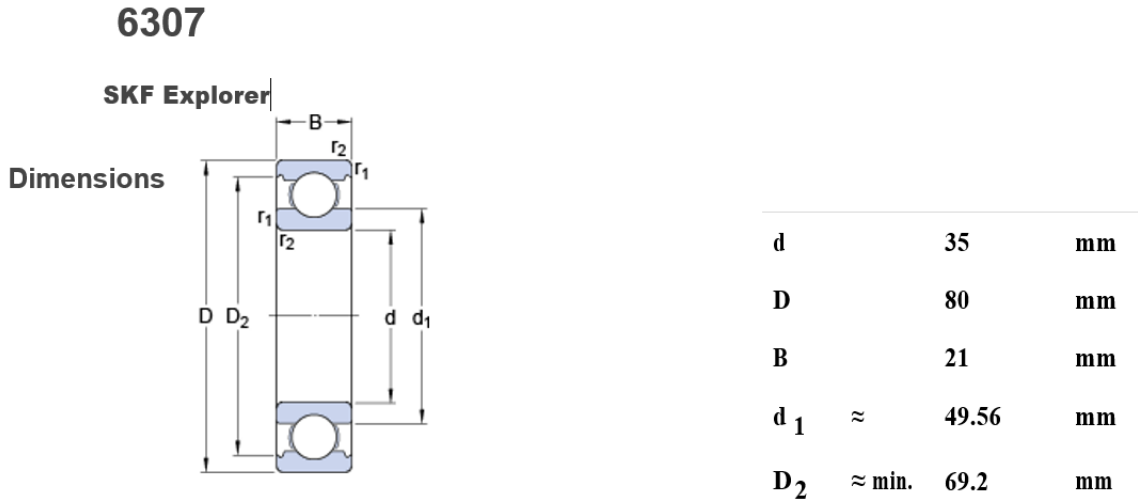
$$\text{Il est défini par : } s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{16000}{6516,81} = 2,46 > 2$$

**Analyse des résultats : le roulement 6306** est dans les limites sécuritaires, avec une faible durée de vie, cela est tout à fait présumable du fait des forts chargements axiaux et radiaux supportés par ce dernier.

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

C) Roulements assemblés aux pignons cylindriques à denture droite.

### Roulement 6307



*Figure 3. 26 : Dimensions du roulement 6307*

#### Données

$\oplus$ Charge dynamique de base	C	35.1	kN
Charge statique de base	C <sub>0</sub>	19	kN
Limite de fatigue	P	0.815	kN

#### Les efforts sur denture

- Effort tangentiel :  $F_t = \frac{2P}{\omega d} = 6692,625N$
- Effort de flexion sur denture :  $F_f = F_t = 6692,625N$
- Effort radial sur denture :  $F_r = F_t \tan(\alpha) = 2435,92N$
- Effort résultant sur denture :  $F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = 7122,14 N$

#### Calcul des réactions sur le palier (A) :

- Effort radial en (A):  $F_{rA} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2}$
- Effort axial en (A) :  $R_{Ax} = 0$  « Le palier A constitue une liaison pivot »

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

### Calcul de la charge dynamique équivalente :

Paliers soumis à des charges radiales seulement →  $X=1, Y=0$

Avec  $\ell_1 = 53,5 \text{ mm}$  ,  $\ell_2 = 1,40 \text{ mm}$  .

$$\begin{aligned} P &= X \cdot F_{rA} \\ &= X \cdot \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} \\ &= X \cdot \sqrt{\left(\frac{\ell_1}{\ell_1 + \ell_2} F_r\right)^2 + \left(\frac{\ell_1}{\ell_1 + \ell_2} F_t\right)^2} \\ &= 6936,97 \text{ N} \end{aligned}$$

### Calcul de la charge statique équivalente :

Absence de charge axiale →  $X_0 = 1, Y_0 = 0$

$$P_0 = X_0 \cdot F_{rA}$$

$$P_0 = 6936,97 \text{ N}$$

### Calcul de la durée de vie nominale du roulement :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n = \left(\frac{35100}{6936,97}\right)^3 = 129,542 \text{ Millions de tours}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6 L_{10}}{60 \text{ N}} = \frac{10^6 \times 129,542}{60 \times 399} = 5411,11 \text{ heures}$$

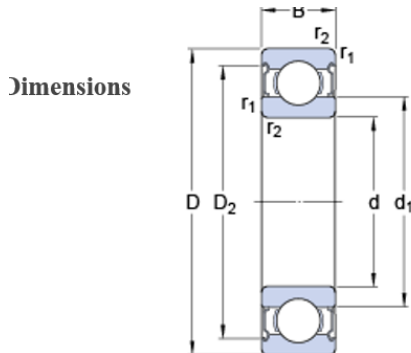
### Facteur de sécurité statique :

$$\text{Il est défini par : } s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{19000}{6936,97} = 2,74 > 2$$

**Analyse des résultats :** le roulement **6307** reste sécuritaire avec une durée de vie modérée.

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

### Roulement 6208



d	40	mm
D	80	mm
B	18	mm

*Figure 3. 27 : Dimensions du roulement 6208*

#### Données

Charge <u>dynamique</u> de base	C	32.5	<u>kN</u>
Charge <u>statique</u> de base	C <sub>0</sub>	19	<u>kN</u>
<u>Limite</u> de fatigue	P <sub>u</sub>	0.8	<u>kN</u>

- **Les efforts sur denture**

- Effort tangentiel :  $F_t = \frac{2P}{\omega d} = 6692,625N$
- Effort de flexion sur denture :  $F_f = F_t = 6692,625N$
- Effort radial sur denture :  $F_r = F_t \tan(\alpha) = 2435,92N$
- Effort résultant sur denture :  $F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = 7122,14 N$

#### Calcul des réactions sur le palier (B) :

- Effort radial en (A):  $F_{rB} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2}$
- Effort axial en (B) :  $R_{Bx} = 0$  « pignon cylindrique droit »

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

### Calcul de la charge dynamique équivalente :

Paliers soumis à des charges radiales seulement →  $X=1, Y=0$

Avec  $\ell_1 = 53,5 \text{ mm}$  ,  $\ell_2 = 1,40 \text{ mm}$  .

$$\begin{aligned} P &= X \cdot F_{rB} \\ &= X \cdot \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} \\ &= X \cdot \sqrt{\left(\frac{\ell_1}{\ell_1 + \ell_2} F_r\right)^2 + \left(\frac{\ell_2}{\ell_1 + \ell_2} F_t\right)^2} \\ &= 6936,97 \text{ N} \end{aligned}$$

### Calcul de la charge statique équivalente :

Absence de charge axiale →  $X_0 = 1, Y_0 = 0$

$$\begin{aligned} P_0 &= X_0 \cdot F_{rB} \\ P_0 &= 6936,97 \text{ N} \end{aligned}$$

### Calcul de la durée de vie nominale du roulement :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n = \left(\frac{32500}{6936,97}\right)^3 = 102,835 \text{ Millions de tours}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6 L_{10}}{60 N} = \frac{10^6 \times 102,835}{60 \times 399} = 4295,53 \text{ heures}$$

### Facteur de sécurité statique :

$$\text{Il est défini par : } s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{19000}{6936,97} = 2,74 > 2$$

Analyse des résultats : le roulement **6208** est sécuritaire avec une durée de vie de fonctionnement modérée.

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

### 3.2.4.c. Récapitulatif des résultats obtenus :

- Tous les roulements à billes à contact radial sont sécuritaires et assurent pleinement la transmission du mouvement.
- Les roulements les plus sollicités (combinaison de charges axiales et radiales) ont des durées de vie limitées, ce qui engendre un changement systématique de ces derniers, augmentant ainsi les coûts de maintenance.

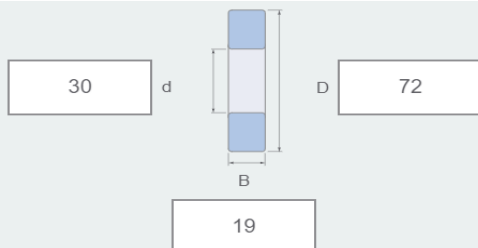
### 3.2.4.d. Solutions proposées

On se retrouve face à trois solutions possibles :


1. La préserve du même type de roulement mais en changeant seulement le type de série de la série **normal** vers les série existantes « **C1, C2, C3, C4** », cela a pour conséquence l'augmentation de l'encombrement radial , mais cela n'est nullement envisageable.
2. L'augmentation du diamètre nominal de l'arbre, en optant carrément pour un autre type de roulement à billes à contact radial présentant des caractéristiques de fonctionnement plus améliorés, mais cela nécessite l'apport de sérieux modifications sur la machine.
3. A l'aide du calculateur « **SKF Bearing Select version 1.0.36** » et après avoir introduit les dimensions du **roulement 6306** (le roulement le plus sollicité) et l'arrangement de ce dernier, le calculateur propose une série de désignations du même roulement mais avec différentes caractéristiques (**C - C<sub>0</sub>**) , nous optons alors pour la désignation **6306 ETN9** présentant la plus grande charge dynamique de base ainsi que statique Afin d'améliorer la durée de vie du roulement , réduire les coûts de maintenance ,assurer le fonctionnement complet de la machine durant les heures d'ouvertures

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

× Deep groove ball bearings
 ▼



Enter exact dimensions or ranges in mm to filter  
(e.g. 23-27, -40)



Search designation
🔍

**SKF Explorer**

▶ Popular item

d	D	B	C	C <sub>0</sub>	Designation
mm			kN		
30	72	19	32.5	17.3	<b>6306 ETN9</b>
30	72	19	29.6	16	6306 N
30	72	19	29.6	16	6306 NR
30	72	19	29.6	16	▶ 6306-2RS1
30	72	19	29.6	16	6306-2RSH
30	72	19	29.6	16	6306-2RZ
30	72	19	29.6	16	▶ 6306-2Z

*Figure 3. 32 : Liste des désignations pour roulement SKF 6306 proposée par le calculateur*



# Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

## 3.2.5. Dimensionnement des arbres

### 3.2.5.a. Notions sur les arbres

#### 1) Définition

Les arbres sont des pièces mécaniques, de section droite généralement circulaire dont la dimension suivant l'axe de révolution est grande par rapport aux autres dimensions.

On peut distinguer deux catégories d'arbres :

- Ceux qui transmettent un couple entre différents organes mécaniques (poulies, engrenages, cannelures)
- Ceux qui ne transmettent pas de couple (supports d'organes mécaniques ou axes d'articulation), ils sont désignés sous le nom d'axes.

#### 2) Introduction

Un arbre est composé des plusieurs surfaces fonctionnelles séparées le plus souvent par des épaulements. On trouve généralement :

- Les zones de contact avec les éléments assurant le guidage
- Les zones motrices assurant la liaison avec le moteur ou une poulie ou une roue...
- Les zones réceptrices sur lesquelles viennent se monter les éléments récepteurs (poules, roues, pignons, cannelures...)
- Les zones intermédiaires assurant la continuité de matière entre les zones précédemment évoquées.

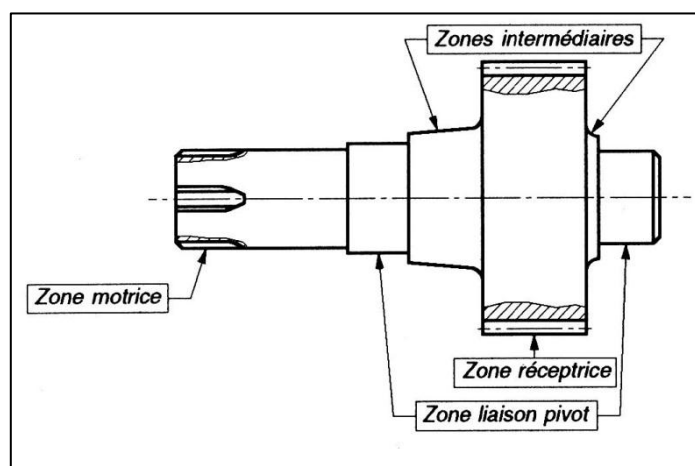


Figure 3. 28 : Zones caractéristiques d'un arbre

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

Dans la pratique, les sollicitations extérieures permettent de dimensionner les organes mécaniques liés à l'arbre (paliers, clavettes, roulements, cannelures...). Leurs dimensions conduisent à définir les dimensions et la géométrie de l'arbre. Au moment du calcul de l'arbre, les sollicitations et la géométrie de l'arbre sont donc souvent connues.

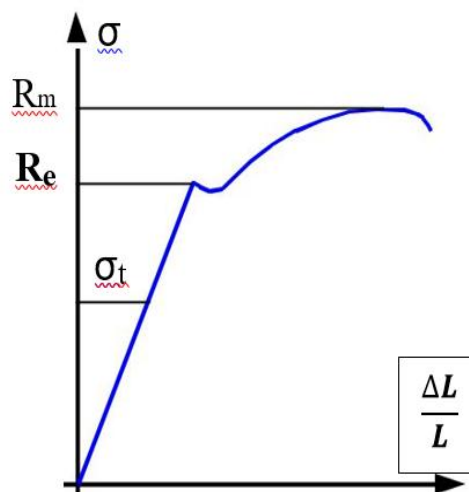
D'une manière générale, le calcul de prédétermination d'un arbre se fait sous deux aspects :

**Un aspect statique** : à partir du calcul de la résistance de l'arbre et de sa déformation

**Un aspect dynamique** : à partir du calcul de la tenue en fatigue de l'arbre et des vibrations engendrée.

### 3) Critères de résistance statique

En pratique, le seul essai de caractérisation des matériaux isotropes est l'essai de traction simple



Cet essai permet principalement de déterminer la résistance à la rupture  $R_m$  et la résistance élastique  $R_e$ . Ce sont ces informations qui sont exploitées pour le dimensionnement des arbres.

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

Le tableau suivant fournit les valeurs de  $R_m$  et  $R_e$  pour des matériaux de construction usuels.

ACIER	$R_m$ (MPa)	$R_e$ (MPa)	E (GPa)
S 235 (E24 )	340	185	205
E 335 (A60)	570	335	205
C35 (XC38) recuit	585	340	205
34 CrMo4 (35 CD4) trempé revenu	920	550	205
36 NiCrMo16 (35 NCD16) trempé revenu	1200	900	205

*Tableau 3. 10 : valeurs de  $R_m$  et  $R_e$  pour des matériaux de construction usuels*

42CrMo4

SPECIAL STEELS

### CARACTÉRISTIQUES MÉCANIQUES

Propriétés mécaniques à température ambiante à l'état de trempé et revenu

Dimensions		$R_e$ (N/mm <sup>2</sup> )	$R_m$ (N/mm <sup>2</sup> )		A (%)	Z (%)	KV (J)	Dureté indicative
mm		min.	min.	max.	min.	min.	min.	HB
	≤ 16	900	1100	1300	10	40	-	325-380
> 16	≤ 40	750	1000	1200	11	45	35	294-353
> 40	≤ 100	650	900	1100	12	50	35	269-326
> 100	≤ 160	550	800	950	13	50	35	238-282
> 160	≤ 250	500	750	900	14	55	35	220-269
> 250		Consulter						

*Figure 3. 30 : Valeurs des caractéristiques mécaniques de l'acier 42CrMo4 pour différentes épaisseurs*

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

### ➤ Le critère de Tresca ou du cisaillement maximum

Ce critère convient pour les aciers doux et les alliages légers. Il peut s'énoncer ainsi : deux états de contrainte sont également dangereux s'il y a égalité des contraintes tangentielles maximales.

On obtient la formulation suivante :

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_f)^2 + 4(\tau_t^2 + \tau_c^2)}$$

### ➤ Le critère de Von Misès

Ce critère est très utilisé pour l'ensemble des matériaux métalliques. Il est basé sur l'hypothèse que la défaillance du matériau se produit lorsque l'énergie de variation de forme atteint une valeur limite fixée

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_f)^2 + 3(\tau_t^2 + \tau_c^2)}$$

#### 4) Coefficient de sécurité S :

Les coefficients de sécurité sont des paramètres permettant de dimensionner des dispositifs. Mais la connaissance des charges normales en utilisation n'est guère suffisante. Il faut alors prévoir la possibilité d'une utilisation inadaptée (imprudence de l'utilisateur, surcharge accidentelle, défaillance d'une pièce, événement extérieur imprévu). C'est pour cela qu'on utilise un coefficient de sécurité, noté habituellement s.

Valeurs indicatives				
s	Charges exercées sur la structure	Contraintes dans la structure	Comportement du matériau	Observations
1 < s < 2	régulières et connues	connues	testé et connu	fonctionnement constant sans à-coups
2 < s < 3	régulières et assez bien connues	assez bien connues	testé et connu moyennement	fonctionnement usuel
3 < s < 6	moyennement connues	moyennement connues	non testé	avec légers chocs et surcharges modérées
	mal connues ou incertaines	mal connues ou incertaines	connu	

**Tableau 3. 11 : Valeurs indicatives du coefficient de sécurité pour arbres**

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

### 3.2.5.b. Arbre principal de transmission

L'organe cœur de la transmission, sur lequel sont montés : un pignon à chaîne menant, deux roulements à billes **6207**, un joint d'étanchéité, et une clavette parallèle.

Les deux roulements servent pour le guidage en rotation de l'ensemble.

La clavette permet une liaison directe entre l'arbre et le pignon à chaîne.

#### ✚ DIMENSIONNEMENT DE L'ARBRE

Cette étape consiste à faire un calcul de résistance aux couples de torsion et de flexion combinées afin d'obtenir le diamètre optimum de l'arbre principal en utilisant le critère de Von Mises.

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_f)^2 + 3(\tau_t^2 + \tau_c^2)}$$

Le choix du diamètre doit satisfaire la condition suivante

$$\sigma_e \leq R_{pg}$$

Tel que  $R_{pg} = \frac{R_g}{s}$  avec  $s$  Coefficient de sécurité, pris dans notre cas, égal à 5

$$R_g = 0,5 R_e$$

Où :

$\sigma_e$  Contrainte équivalente de Von Mises

$\sigma_t$  contrainte normale de traction /compression  $\sigma_t = \frac{4 N}{\pi D^2}$

$\sigma_f$  contrainte normale de flexion  $\sigma_f = \frac{32 M_f}{\pi D^3}$

$\tau_t$  contrainte tangentielle de torsion  $\tau_t = \frac{16 M_t}{\pi D^3}$

$\tau_c$  contrainte tangentielle de cisaillement  $\tau_c = \frac{T}{\pi D^2}$

$R_{pg}$  résistance pratique élastique a la traction .

Pour le cas étudié, la condition de résistance prend la forme suivante :

$$\begin{aligned} \sigma_e &= \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \tau_t^2} \leq \frac{R_e}{s} \\ &= \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \tau_t^2} \leq \frac{R_e}{s} \\ &= \sigma_f^2 + 3 \tau_t^2 \leq \left(\frac{R_e}{s}\right)^2 \dots (I) \end{aligned}$$

Avec  $R_e = 750 \text{ N/mm}^2$

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

➤ **Le couple de Torsion :**

Celui fourni par la prise de force :

$$M_t = \frac{P}{\omega}$$

$$M_t = \frac{22371}{\frac{\pi \times 540}{30}} = 395,61 \text{ Nm}$$

➤ **Le couple de flexion :**

Vue que :

- la longueur de l'arbre n'est pas assez importante ( $L = 234 \text{ mm}$ )

- l'arbre n'est pas trop chargé axialement (Poids des composants montés dessus faible) ainsi que leur disposition peu espacée.

- Vitesse de rotation pas trop importante.

⇒ **Le couple de flexion peut être négligé.**

En remplaçant dans l'équation (I) on obtient :

$$\left(\frac{32 M_f}{\pi D^3}\right)^2 + 3 \left(\frac{16 M_t}{\pi D^3}\right)^2 \leq \left(\frac{R_e}{s}\right)^2$$

$$3 \left(\frac{16 M_t}{\pi D^3}\right)^2 \leq \left(\frac{R_e}{s}\right)^2$$

$$\left(\frac{1}{D^6}\right) \left(3 \left(\frac{16 M_t}{\pi}\right)^2\right) \leq \left(\frac{R_e}{s}\right)^2$$

$$D^6 \geq \frac{25 \times 3 (16 M_t)^2}{(R_e \times \pi)^2}$$

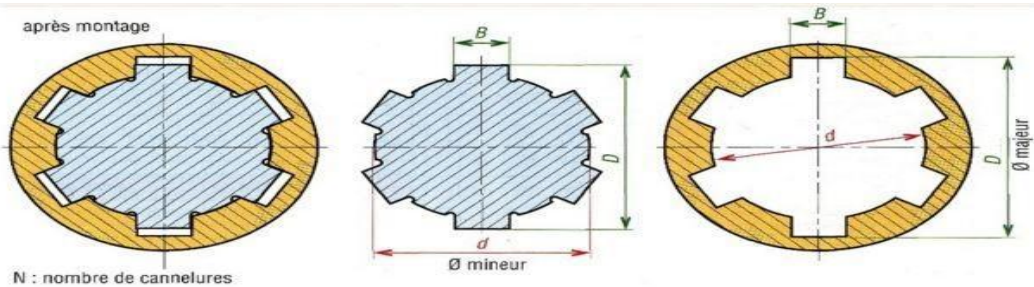
**$D \geq \text{mm}$**

Le diamètre nominal approprié à l'arbre afin d'assurer une transmission à la fois complète et sécuritaire est égale à **mm**.

En réalité, le diamètre de la partie sollicitée aux efforts de torsion et de flexion vaut **45 mm**, cela garantit un fonctionnement en toute tranquillité de l'arbre.

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

### Dimensionnement des cannelures :



Cannelures à flancs parallèles : principales dimensions normalisées (NF E 22-131)																			
série légère								série moyenne											
d	D	N	B	d	D	N	B	d	D	N	B	d	D	N	B				
23	26	6	6	56	62	8	10	11	14	6	3	28	34	6	7	62	72	8	12
26	30	6	6	62	68	8	12	13	16	6	3,5	32	38	8	6	72	82	10	12
28	32	6	7	72	78	10	12	16	20	6	4	36	42	8	7	82	92	10	12
32	36	8	6	82	88	10	12	18	22	6	5	42	48	8	8	92	102	10	14
36	40	8	7	92	98	10	14	21	25	6	5	46	54	8	9	102	112	10	16
42	46	8	8	102	108	10	16	23	28	6	6	52	60	8	10	112	125	10	18
46	50	8	9	112	120	10	18	26	32	6	6	56	65	8	10				
52	58	8	10																
tolérances de l'arbre		glissant		d	D	B	tolérances du moyeu		non traité		d	D	B						
		fixe		f7	a11	d10			traité après brochage		H7	H10	H9						
		glissant juste		h7	a11	h10					H7	H10	H11						

**Figure 3. 31 : Table de normalisation des cannelures**

Par adéquation avec le langage de normalisation des arbres à cannelures, l'arbre de transmission est doté de cannelures à flancs parallèles appartenant à la série moyenne.

$d = 28$  mm (diamètre intérieur de l'arbre)

$D = 34$  mm (diamètre extérieur de l'arbre).

$Z = 6$  (nombre de cannelures).

$B = 7$  mm (largeur de la cannelure).

#### a) Calcul de l'effort tangentiel total exercé sur l'arbre

$$M_t = \frac{P}{\omega}$$

$$T = \frac{P}{r \omega} \text{ Avec } r = \frac{d}{2} = 14 \text{ mm}$$

$$T = 28257,58 \text{ N}$$

#### b) Calcul de l'effort tangentiel exercé sur une cannelure

$$T_c = \frac{T}{Z}$$

$$T_c = \frac{28257,58}{6}$$

$$T_c = 4709,59 \text{ N}$$

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

### c) Vérification de la résistance des cannelures au matage

Pour éviter le matage des cannelures

$$P \leq P_{adm}$$

Avec  $100 \text{ Mpa} < P_{adm} < 400 \text{ Mpa}$  (En fonction de la précision de l'usinage)

Avec H : hauteur de cannelure =  $(D - d) / 2$

$$\frac{T_c}{\frac{H}{2} \times l} \leq P_{adm}$$

$$l \geq \frac{2 T_c}{H \cdot P_{adm}}$$

$$l \geq \frac{2 \cdot 4709,59}{3 \cdot 300}$$

$l \geq 10,466 \text{ mm}$  → Condition sur la longueur afin de vérifier la résistance des cannelures au matage !

Pour la conception nous opterons pour une longueur égale à **90 mm**, afin d'assurer un bon emboîtement entre l'arbre cannelé, le cardan

### d) Vérification de la résistance des cannelures au cisaillement

$$\tau_{max} \leq R_{pg}$$

$$\frac{T_c}{B \times l} \leq \frac{0,5 R_e}{s}$$

$$\frac{4709,59}{7 \times 90} \leq \frac{0,5 R_e}{s}$$

$64,284 \leq 75$  → Condition de résistance au cisaillement vérifiée

### e) Calcul de la longueur des cannelures intérieures du moyeu

Pour le choix de longueur on opte pour la formule suivante :

$$1,5d \leq l' \leq 2,5d$$

Prenons  $l' = 2,5 d \Rightarrow l' = 70 \text{ mm}$

#### 3.2.5.c. Second Arbre de transmission :

Sur lequel sont montés : le pignon à chaîne mené, le pignon conique à denture droite, les roulements à billes **6308** et **6306**, le joint d'étanchéité, ainsi qu'un anneau élastique (circlips), et deux clavettes parallèles.

Les deux roulements servent pour le guidage en rotation de l'ensemble.

Les clavettes permettent une liaison directe entre l'arbre et les pignons.



## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

Pour le cas étudié, la condition de résistance prend la forme suivante :

$$\begin{aligned}\sigma_e &= \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \tau_t^2} \leq R_{pg} \\ \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \tau_t^2} &\leq \frac{R_e}{s} \\ \sigma_f^2 + 3 \tau_t^2 &\leq \left(\frac{R_e}{s}\right)^2 \dots \text{(II)}\end{aligned}$$

Avec  $R_e = 750 \text{ N/mm}^2$

➤ **Le couple de Torsion** est celui généré sur la deuxième roue

$$\begin{aligned}M_t &= \frac{p}{\omega} \\ M_t &= \frac{22371}{\frac{\pi \times 399}{30}} = 535,41 \text{ Nm}\end{aligned}$$

➤ **Le couple de flexion** : négligeable, pour les mêmes arguments que ceux de l'arbre principal

En remplaçant dans l'équation (II) on obtient :

$$\begin{aligned}\left(\frac{32 M_f}{\pi D^3}\right)^2 + 3 \left(\frac{16 M_t}{\pi D^3}\right)^2 &\leq \left(\frac{R_e}{s}\right)^2 \\ 3 \left(\frac{16 M_t}{\pi D^3}\right)^2 &\leq \left(\frac{R_e}{s}\right)^2 \\ \left(\frac{1}{D^6}\right) \left(3 \left(\frac{16 M_t}{\pi}\right)^2\right) &\leq \left(\frac{R_e}{s}\right)^2 \\ D^6 &\geq \frac{25 \times 3 (16 M_t)^2}{(R_e \times \pi)^2}\end{aligned}$$

**D** ≥

Le diamètre nominal approprié à l'arbre afin d'assurer une transmission à la fois complète et sécuritaire est égal à **mm**.

De même, le diamètre nominale de ce dernier en réalité vaut **45 mm**, par conséquent l'arbre est sécuritaire.

## Chapitre 3 : Etude et Dimensionnement Théorique des Eléments du Cultivateur

---

### 3.2.5.d. Les arbres entrainant les dents rotatives( de position verticale)

#### Dimensionnement des arbres en Torsion

$$\tau^{max} = \frac{16M_t}{\pi d^3} \quad \text{avec} \quad M_t = 535,41 \text{ Nm}$$

$$\tau_t \leq \frac{R_g}{s}$$

$$\tau_t \leq \frac{R_e}{2s}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_t}{\pi \frac{R_e}{2s}}}$$

$$d \geq \mathbf{33,128 \text{ mm}}$$

Vue que, le diamètre nominal de ce dernier est égal à **35 mm**, les arbres sont sécuritaires.

---

---

# **CHAPITRE 4**

## **CHOIX ET SELECTION DES MATERIAUX**

---

---

### 4. CHOIX DES MATERIAUX

#### 4.1. INTRODUCTION

Le choix des matériaux est une tâche fondamentale et très complexe. En effet, dans un nombre important de cas, il ne concerne pas seulement un aspect purement technique répondant à des exigences fonctionnelles, mais aussi à des attentes relevant des préférences des utilisateurs dans le cadre d'un marché spécifique. Ainsi, le choix des matériaux doit être analysé sous l'angle de l'ingénierie de matériaux mais aussi sur celle du design industriel, tout en tenant compte de toutes les informations qui lui seront associées.

On distingue deux grandes catégories de matériaux :

- (A) : **Les matériaux de structure**, qu'on utilise essentiellement pour leurs capacités à soutenir des sollicitations mécaniques et thermiques.
- (B) : **Les matériaux fonctionnels**, qu'on utilise pour leurs propriétés physiques (la conductivité ou semi-conductivité électrique, magnétisme, propriétés optiques...etc).

#### 4.2. SELECTION DES MATERIAUX

L'art de la conception du projet est de trouver des solutions techniques, tout en répondant aux exigences de stabilité et de résistance, et aux contraintes architecturales de viabilité, de sécurité et d'esthétique.

La sélection d'un matériau n'est jamais due au hasard dans l'industrie. Lors de la phase de conception, les caractéristiques des matériaux doivent être soigneusement étudiées et fixées afin d'éviter toutes complications lors de leur utilisation, ce qui a pour effet d'éviter des coûts superflus.

##### 4.2.1. Matériaux pour châssis

- **ACIER HLE OU A HAUTE LIMITE D'ELASTICITE : S355 POUR TUBES SOUDES**

##### a) Applications typiques

Les aciers à haute limite d'élasticité sont mis en œuvre dans des secteurs aussi divers que le transport (engins de chantiers, remorques, machines agricoles, matériel ferroviaire, etc.), le profilage (rayonnage industriel, etc.) et la construction (grues, glissières de sécurité, etc.).

✚ **S315** : pièces automobiles difficiles : carters, pédales.

✚ **S355-S420** : châssis, remorques, longerons et tubes soudés.

✚ **S500** : bougies, chaudrons, châssis ferroviaires.

## Chapitre 4 : Choix et Sélection des Matériaux

### b) Spécifications générales

Nuance	C(%)	Mn (%)	Si (%)	P (%)	S(%)	≥Al (%)	Nb (%)	V (%)	Ti(%)	Galvanisation
S355MC	0,12	1,5	0,5	0,025	0,02	0,015	0,09	0,2	0,15	aucune
S420MC	0,12	1,6	0,5	0,025	0,015	0,015	0,09	0,2	0,15	aucune

*Tableau 4. 1 : Composition chimique du S355*

### c) Caractéristiques

Les aciers à Haute Limite d'Elasticité peuvent permettre d'envisager des réductions de poids significatives. Ils se caractérisent par leurs excellentes résistances, résiliences, tenues à la fatigue et leur bonne formabilité et soudabilité.

Les aciers à haute limite d'élasticité (HLE) se caractérisent aussi par une ductilité élevée, une structure à grains fins et une faible teneur en carbone.

#### 4.2.2. Matériaux dent

- **46 S7** : Acier faiblement allié.

#### a) Applications typiques

Ressorts, marteaux de broyeurs, barres de torsion, pièces d'usure ....

#### b) Propriétés mécaniques

C (%)	S(%)	Mn(%)	P(%)	Si(%)	Cr(%)
0,51- 0,60	≤ 0,025	0,60 - 0,90	≤ 0,035	1.60– 2.00	0,45

*Tableau 4. 2 : composition chimique du 46 S7*

#### c) Caractéristiques mécaniques moyennes (état recuit)

(état recuit) Rm ( MPA)	(état trempe et revenu) Rm ( MPA)	A%	Dureté HRB
750 MAXI	1190-1570	14	97 MAXI

*Tableau 4. 3 : Caractéristiques mécaniques du 45 S7*

## Chapitre 4 : Choix et Sélection des Matériaux

### d) Caractéristiques

Dans la famille des manganèse-siliceux, on trouve les aciers **46 S7 (AFNOR) ou 46Si7 (DIN)** qui sont encore utilisés pour leur résistance à l'abrasion et leur élasticité. L'acier **46 S7** à une dureté de **300HB**. Sa composition est de 0.51 à 0.60% de carbone, 1.5% de silicium et 0.6% de manganèse. Il est donc difficilement soudable, cependant le silicium a un effet bénéfique sur le fluage.

On les trouve utilisés sous forme de ressorts à lames plates superposées pour la suspension de camions ou dans les chemins de fer. C'est leur élasticité qui leur permet d'absorber l'énergie sans déformation plastique. Ainsi que leur résistance à l'abrasion, ce qui explique leur utilisation fréquente dans le domaine agricole. On les appelle aussi aciers à ressorts ou aciers à soc.

Matériaux tôles

**S235** : Acier non allié d'usage général

### a) Spécifications générales

Spécifications générales Chimiques						
C	Mn	P	S	N	Cu	CEV
Max 0.2	Max 1.4	Max 0.04	Max 0.04	Max 0.012	Max 0.55	Max 0.38

*Tableau 4. 4 : Composition chimique du S235*

Pour une épaisseur de **3 à 100 mm** :

Propriétés mécaniques			
<b>RM - Résistance à la traction</b>	360-510 MPA	<b>Re-Limite d'élasticité minimale</b>	235 MPA

*Tableau 4. 5 : Propriétés mécaniques du S235*

### 4.2.3. Matériaux réservoir

#### NATURE DE L'HUILE DE LUBRIFICATION :

**MOBIL DTE 26** : l'huiles Mobil DTE™ 26 fait partie des huiles hydrauliques de hautes performances, anti-usure.

Elle répond aux exigences de lubrification rigoureuses dans les circuits hydrauliques de hautes pressions, les pompes à haut rendement ainsi que les autres composants hydrauliques tels que les servo-valves à faible jeu et les machines à commande numérique.

## Chapitre 4 : Choix et Sélection des Matériaux

Ainsi il suffit seulement d'éliminer l'usure par rapport au milieu ambiant en optant pour de l'acier galvanisé S235JR.

### 4.2.4. Matériaux pour pignons et arbres : 42 Cr Mo4

#### a) Spécifications générales

C	Cr	Mo	S	Mn	P	Si
0,38 - 0,45	0,90 - 1,20	0,15 - 0,30	≤ 0,035	0,60 - 0,90	≤ 0,035	0,40 Maxi

Tableau 4. 6 : Composition chimique du 42 Cr Mo4 .

- **Caractéristiques mécaniques moyennes (état trempé revenu)**

Rm (MPa)	Re (MPa)	A %	Dureté HRC
750 / 1300	500 / 900	10 / 14	62-63

Tableau 4. 7 : Caractéristiques mécaniques moyennes (état trempé revenu) du 42 Cr Mo4 .

- **Caractéristiques**

Acier de construction faiblement allié au chrome molybdène pour trempe et revenu.

Présentant une bonne trempabilité à l'huile, ainsi qu'une bonne résistance aux surcharges à l'état traité.

- **Applications typiques**

Acier très employé en mécanique, pour des pièces de moyennes à fortes sections, arbres, essieux, crémaillères, vilebrequins, bielles, engrenages.

Cet acier est parfois utilisé pour des pièces trempées superficiellement.

#### 4.2.5. Matériaux pour éléments de fixation ou positionnement des pièces

Visseries, boulonneries, goupilles, rondelles, ... etc, cela dépend du constructeur.

#### 4.2.6. Matériaux pour chaîne à rouleaux

Dépend du constructeur **REXNORD**, le leader fiable de l'industrie ainsi que le leader incontournable dans la fabrication de chaînes industrielles.

#### 4.2.7. Matériaux pour roulement

Dépend du constructeur suédois **SKF**, le leader global de la production de **roulements**

## Chapitre 4 : Choix et Sélection des Matériaux

### 4.2.8. Matériaux pour clavette parallèle type a

En général E 335 ancienne Norme (A 60)

- **Propriétés**

- ✚ Acier à usage courant en mécanique générale. Non traité, il offre une bonne résistance mécanique ( $R_m$ ).

- ✚ Acier de construction non allié d'usage général, non effervescent.

- **Domaines d'application**

Pièces soumises à de fortes pressions de surface, vis sans fin, pignons, clavettes, axes, bagues.....

#### c) Caractéristiques mécaniques moyennes (état normalisé)

$R_m$ (MPa)	$R_e$ (MPa)	A %	Dureté HRC
590 / 770	305 / 335	6 / 16	59,4

*Tableau 4. 8 : Caractéristiques mécaniques moyennes (état normalisé) du E 335;*



---

---

# **CHAPITRE 5**

## **CONCEPTION 3D DU CULTIVATEUR ROTATIF INTERCEP EL 225**

---

---

# Chapitre 5 : Conception 3D du Cultivateur Rotatif

## INTERCEP EL 225

---

### 5. CONCEPTION EN 3D DU CULTIVATEUR ROTATIF

#### 5.1. INTRODUCTION

Dans l'objectif de fabriquer un outil aratoire (cultivateur rotatif), répondant aux exigences de terrain, notamment les exigences agro-techniques concernant la culture en matière de travail de sol et les exigences pédologiques concernant la préservation du sol et enfin qui peut être utilisé avec un minimum de consommation d'énergie, deux principales opérations sont à respecter de façon convenable, la conception et le processus de fabrication de cet outil.

Le chapitre présent est composé de trois parties, une première partie présentant une brève description du le logiciel CAO« **SolidWorks** ».

Ensuite, une deuxième partie traitant la conception en 3D des parties essentielles du cultivateur rotatif à l'aide du logiciel CAO : Solidworks

Enfin, une troisième partie regroupant les sous assemblages de la machine.

#### 5.2. LE LOGICIEL SOLIDWORKS

SolidWorks est un logiciel de conception assistée par ordinateur basé sur un modelleur géométrique 3D capable de modéliser des formes complexes.

La méthodes des éléments finis fait partie du logiciel SolidWorks ce qui va nous permettre de valider la conception des éléments du cultivateur en utilisant un maillage adéquat.

En effet, la modélisation avec SolidWorks repose sur des esquisses dimensionnées, ce qui permet de spécifier très précisément les distances et mesures de l'objet, en ayant également la possibilité grâce à l'historique de Solidworks d'en modifier les valeurs. Cela rend la modélisation précise et souple.

L'utilisation de ce logiciel a été choisie vu qu'il est capable de réaliser les différentes formes de nos composants de machine ; de plus il nous permet d'enregistrer le modèle 3D sous les différents formats neutres (DXF, STL, STEP, IGES, etc....) afin de faire des études plus avancées sur d'autres logiciels tels que (Ansys, Abaqus, ...).

##### 5.2.1. Historique

Créé en 1993 par l'éditeur américain éponyme, SolidWorks a été acheté le 24 juin 1997 par la société Dassault Systèmes.

Parmi les plus grandes organisations utilisant SolidWorks, on peut citer Michelin, AREVA, Patek Philippe, MegaBlocs, Axiome, ME2C, SACMO, Le Boulch, Robert Renaud.

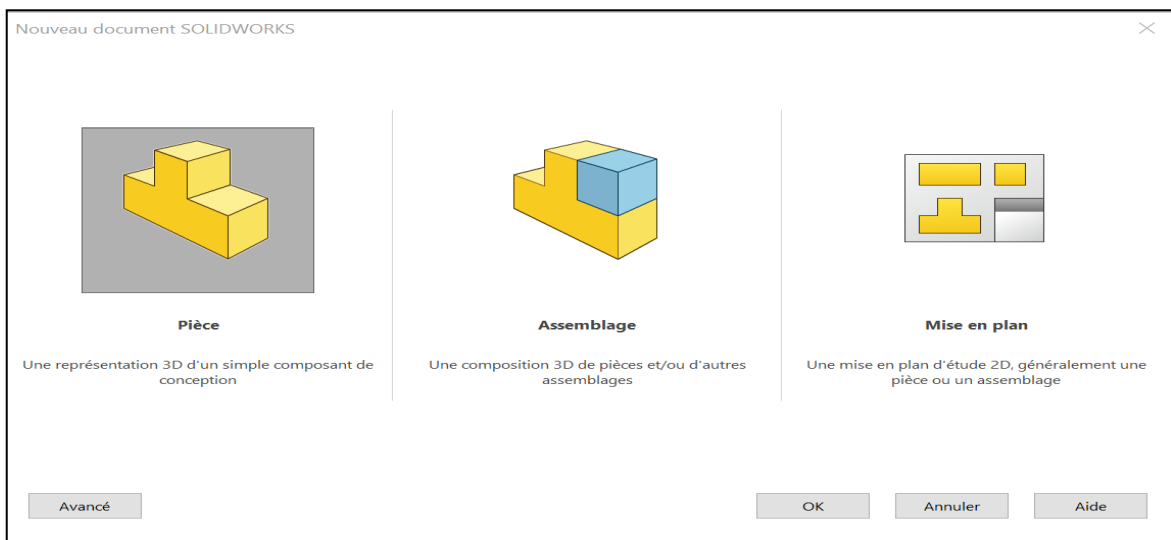
# Chapitre 5 : Conception 3D du Cultivateur Rotatif

## INTERCEP EL 225

### 5.2.2. Fonctionnement

SolidWorks utilise un modèleur 3D utilisant des formes paramétriques. Il génère 3 types de fichiers relatifs à trois concepts de base : la pièce, l'assemblage et la mise en plan.

Ces fichiers sont en relation. Toute modification à n'importe quel niveau du fichier traité sera répercutée directement vers tous les fichiers concernés.



*Figure 5. 1 : Les trois concepts de base (SOLIDWORKS).*

Ainsi un dossier complet contenant l'ensemble des relatifs à un même système constitue une maquette numérique.

De nombreux modules viennent compléter l'éditeur Solid Works. Des modules orientés métiers (tôlerie, bois, BTP...), mais aussi des applications de simulation mécanique ou d'image de synthèse travaillent à partir des éléments de la maquette virtuelle.

## Chapitre 5 : Conception 3D du Cultivateur Rotatif INTERCEP EL 225

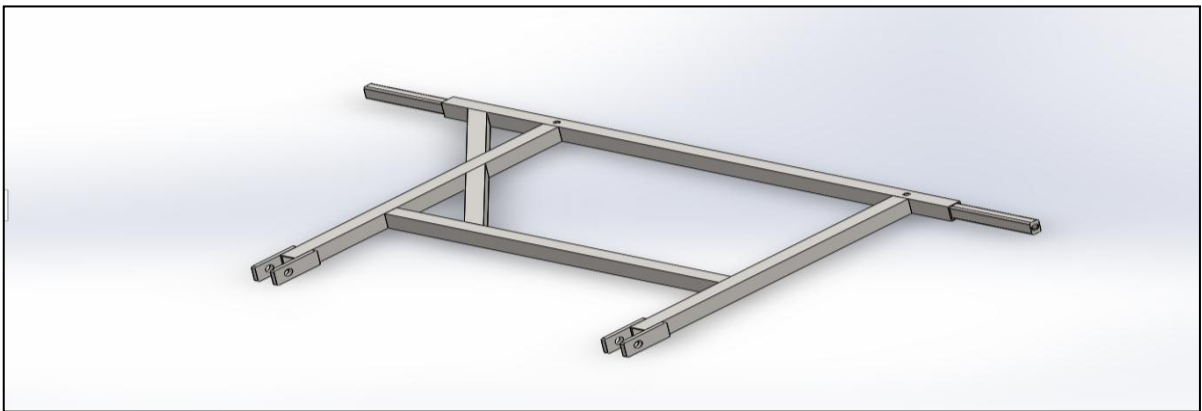
---

### 5.3. MODELISATIONS GEOMETRIQUES DES DIFFERENTS COMPOSANTS DU CULTIVATEUR

#### 5.3.1. Châssis

Composé de tubes métalliques rectangulaires en acier de construction type HLE, Présentant une résistance à la rupture ainsi qu'aux sollicitations et chocs rencontrés dans le domaine agricole.

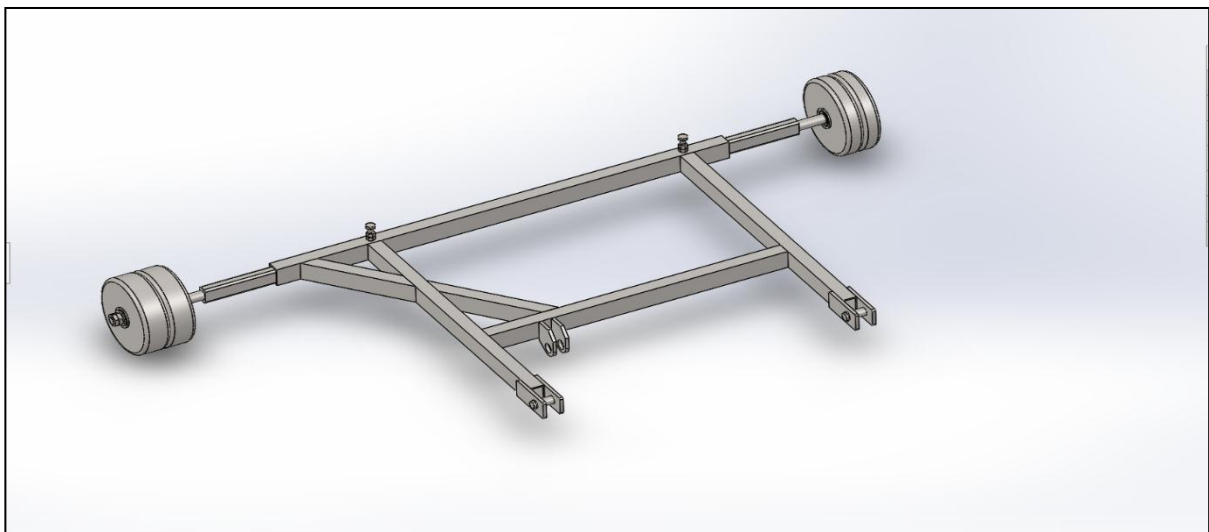
- Résistant aux variations de température.
- Bâti apte à être souder sans difficultés.



*Figure 5. 2 : Châssis*

#### 5.3.2. Cadre de Roue

Assemblage des roues avec le châssis, habilitant le cultivateur à se déplacer dans les vergers et dans notre cas entre les vignobles.



*Figure 5. 3: Cadre de Roue*

## Chapitre 5 : Conception 3D du Cultivateur Rotatif INTERCEP EL 225

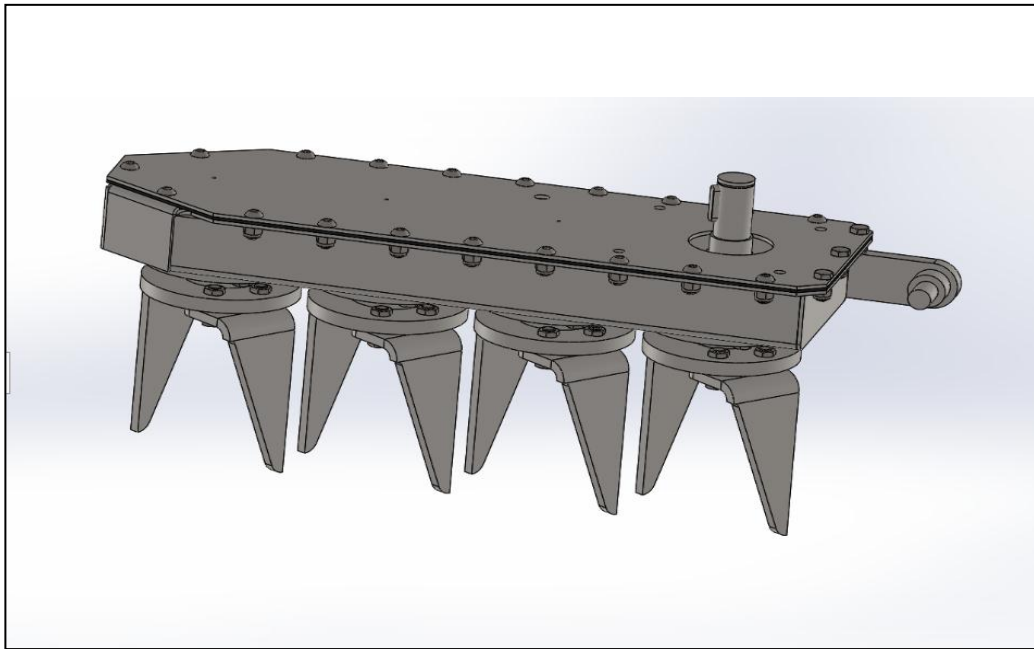
---

### 5.3.3. Tête (Barre portes-dents)

L'organe portant les outils tranchants (dents rotatives), inclinable à l'aide d'un vérin à double effet, qu'on actionne depuis la cabine du tracteur. Celle-ci permet de travailler les couches arables des vignes et vergers en **pentés**.

Elle est composée :

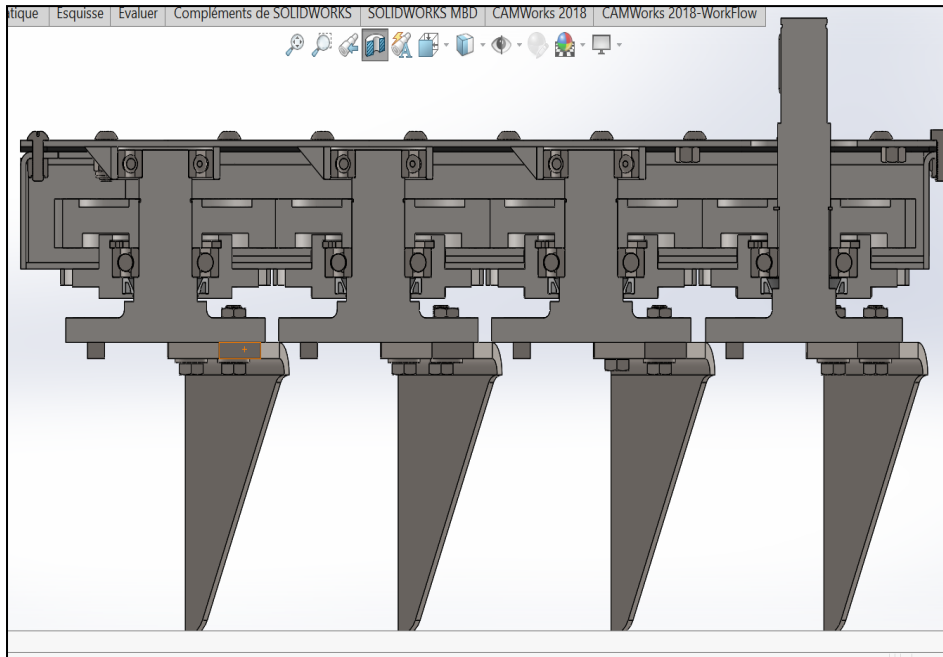
- D'engrenages droits avec grandes dentures identiques.
- De roulement à billes à contact radial.
- Tous les écartements des logements de roulement sont rigoureusement identiques.
- De 4 joints d'étanchéités afin d'éviter la pénétration d'éléments extérieurs (saletés et résidus végétaux )ainsi que l'échappement de l'huile de lubrification.
- Tous les écartements des logements de roulement sont rigoureusement identiques
- Les pignons droits et les paliers tournent dans un bain d'huile et par conséquent ne nécessitent pas d'entretien .



*Figure 5. 4 : Tête du cultivateur*

## Chapitre 5 : Conception 3D du Cultivateur Rotatif INTERCEP EL 225

---



*Figure 5. 5 : Coupe dans le plan de dessus de la Tête*

### 5.3.4. Corps du couple conique

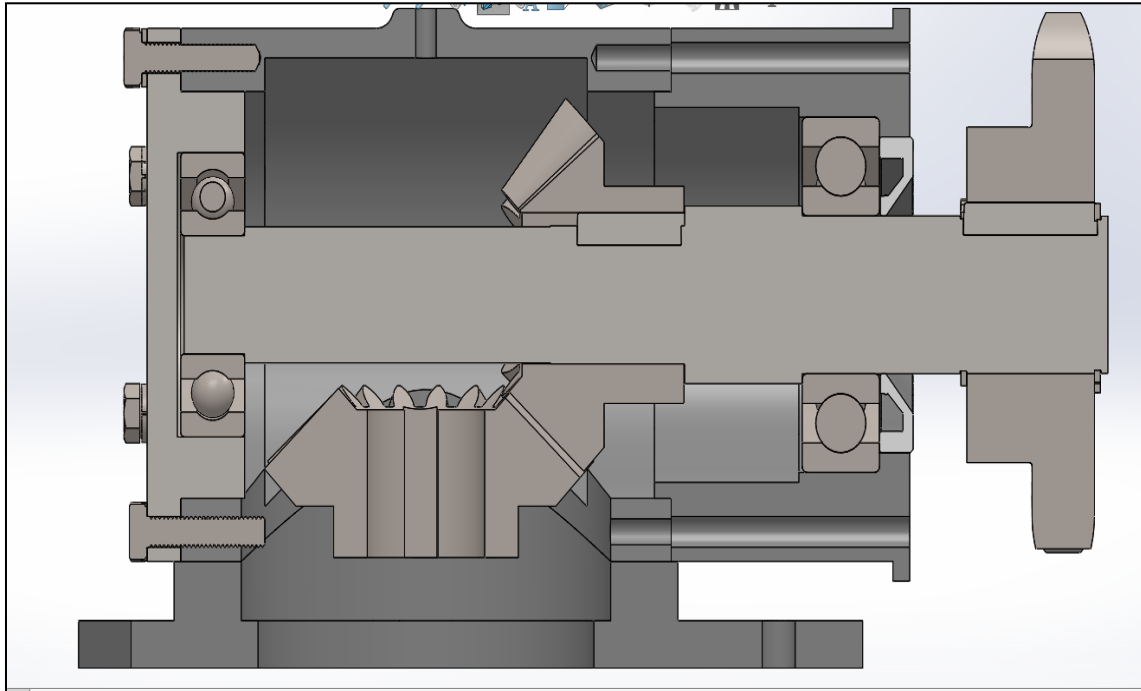
Sert d'intermédiaire entre le cache Machine et la tête assurant ainsi la continuité du mouvement tout en gardant le même rapport de transmission qu'à l'entrée.

Il est composé :

- D'un cache corps couple conique reposant sur une bride à 8 trous.
- D'un couple d'engrenage conique à denture droite identique.
- De roulement à billes à contact radiales.
- De joints d'étanchéité et de circlips.
- D'un second arbre de transmission sur lequel se monte à son extrémité le second pignon à chaîne.

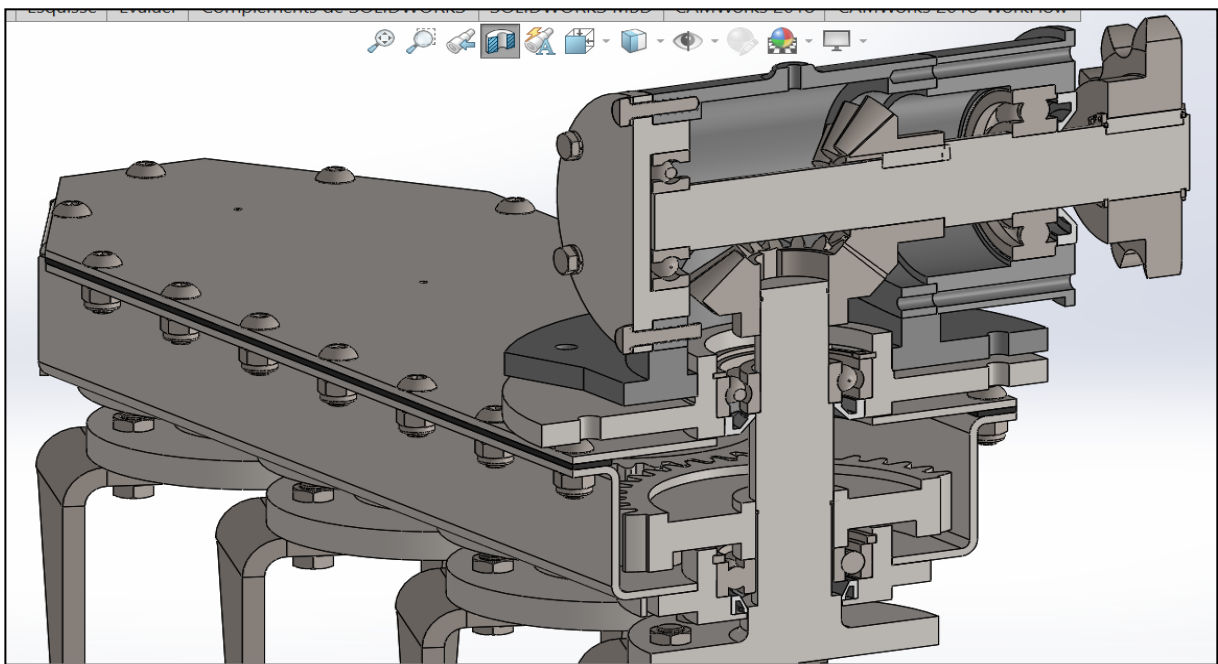
## Chapitre 5 : Conception 3D du Cultivateur Rotatif INTERCEP EL 225

---



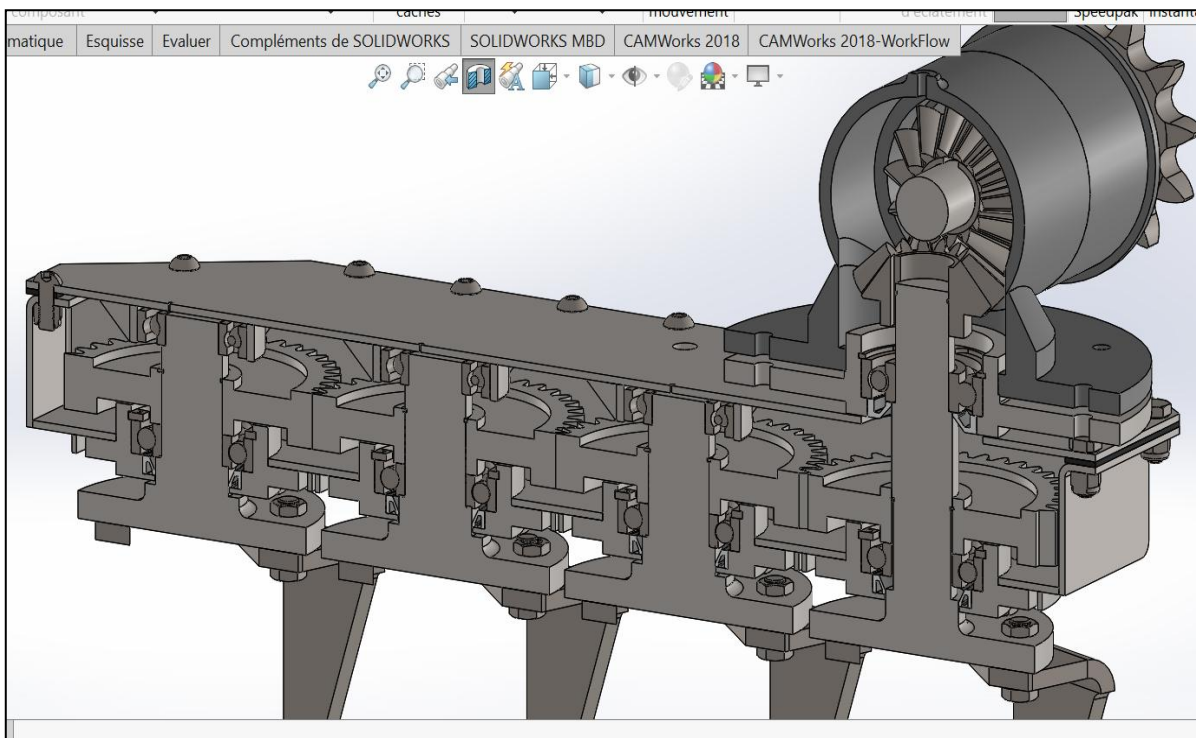
*Figure 5.6 : Corps du couple conique*

### 5.3.5. Assemblage du Corps du couple conique et la Tête



*Figure 5.7 : Coupe dans le plan de droite de l'assemblage du Corps couple conique et la tête*

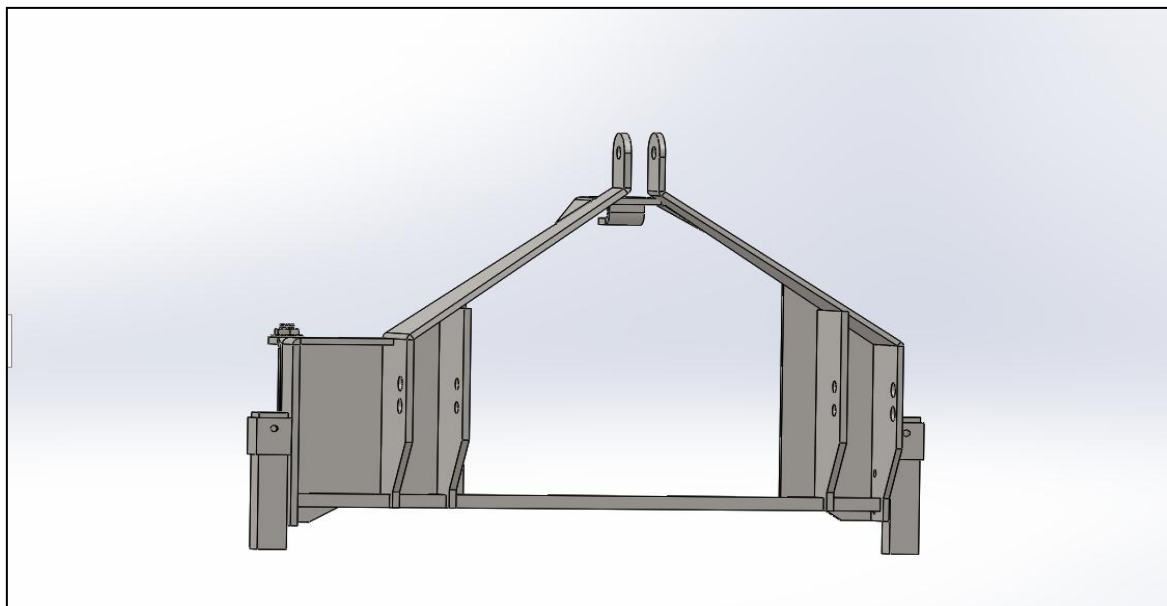
## Chapitre 5 : Conception 3D du Cultivateur Rotatif INTERCEP EL 225



*Figure 5. 8 : Coupe dans le plan de dessus de l'assemblage du Corps couple conique et la tête*

### 5.3.6. Cadre de levage

Il constitue un relais entre le tracteur et la machine agricole via le système d'attelage à 3 points, permettant à l'outil agricole d'être porté ou bien remorqué selon le modèle du cultivateur .

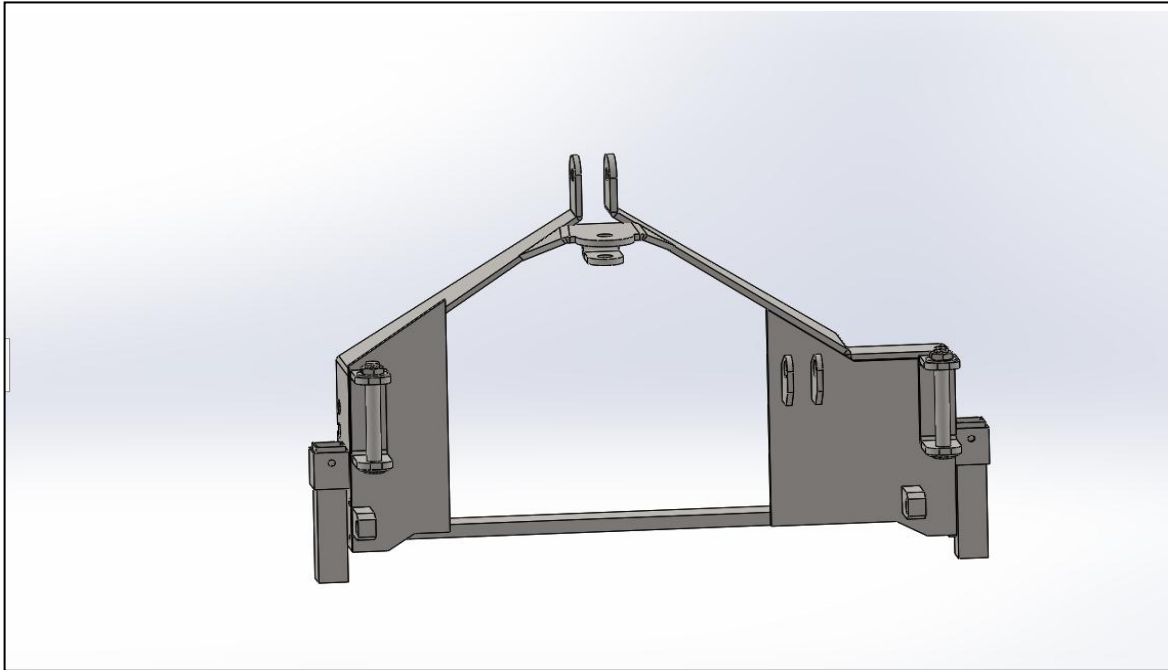


*Figure 5. 9 : Vue de face du cadre de levage*



## Chapitre 5 : Conception 3D du Cultivateur Rotatif INTERCEP EL 225

---



*Figure 5. 10 : Vue arrière du cadre de levage*

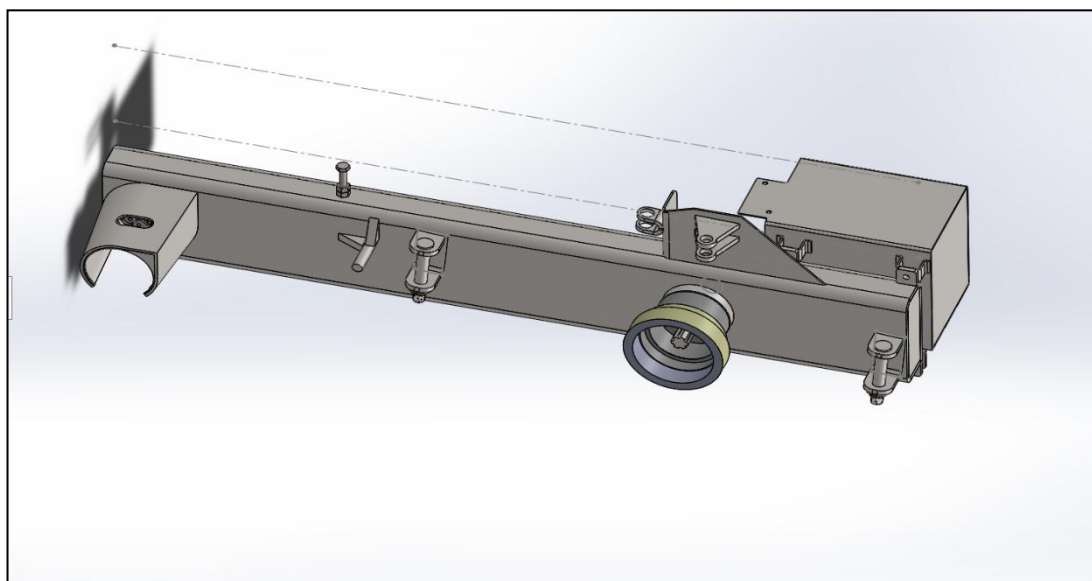
### 5.3.7. Cache Machine

Cache à base de tôles pliées comportant :

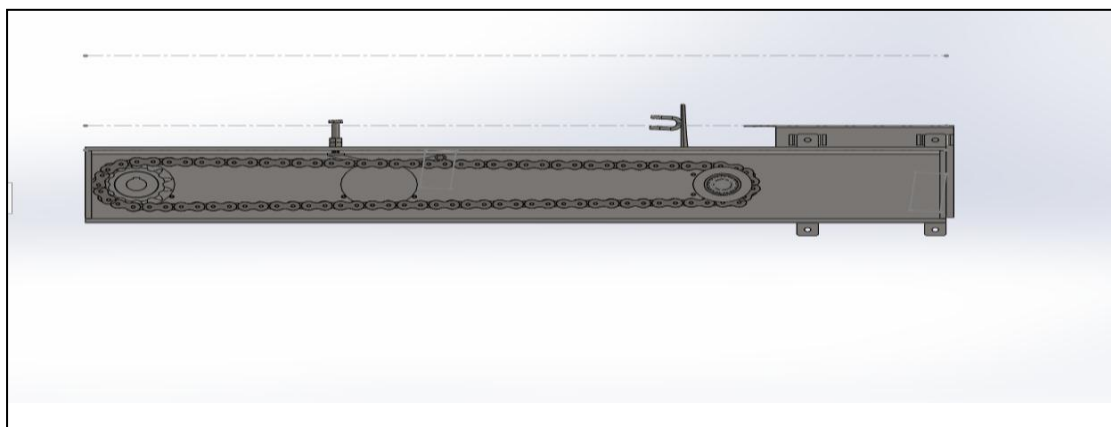
- L'arbre de transmission principal (arbre cannelée) sur lequel sont montés les pignons à chaînes, deux roulements à billes ainsi que les circlips.
- Les éléments auxiliaires tel que la pompe, le distributeur , le réservoir , la tête du couvercle du cardan....

## Chapitre 5 : Conception 3D du Cultivateur Rotatif INTERCEP EL 225

---



*Figure 5. 11 : Cache machine*



*Figure 5. 12 : Coupe dans le plan de face du cache Machine*

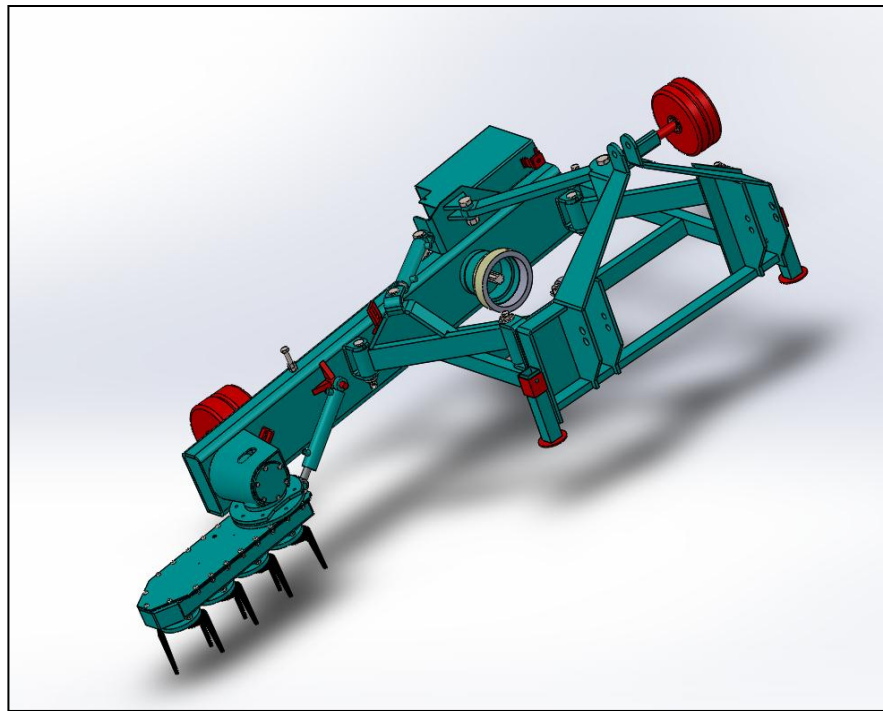
# Chapitre 5 : Conception 3D du Cultivateur Rotatif INTERCEP EL 225

---

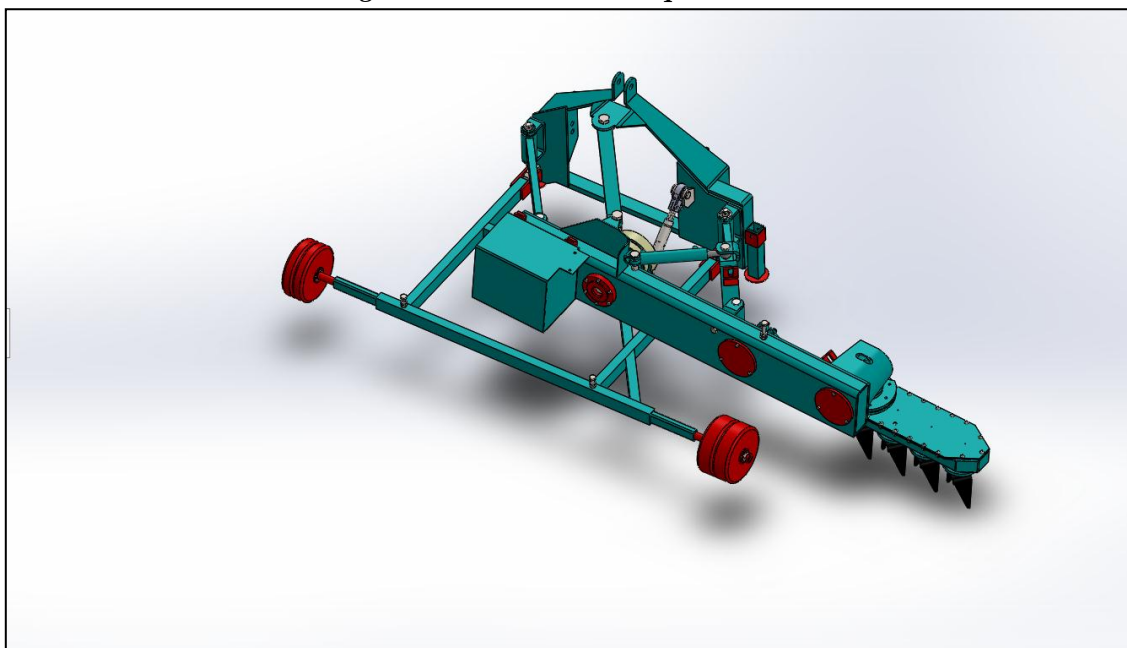
## 5.4. CULTIVATEUR INTERCEP

### 5.4.1. Le Model 3D

Le regroupement des sous-ensembles de la machine permet d'aboutir à :



*Figure 5. 13 : Vue isométrique du cultivateur*



*Figure 5. 14 : Vue arrière du cultivateur*

5.4.2. Le dessin d'ensemble du cultivateur

REP	DESIGNATION	MATIERE	QTE
1	CADRE DE LEVAGE	VOIR PLANS CADRE DE LEVAGE	1
2	TETE D'INTERCEP ASSEMBLE	VOIR PLANS TETE	1
3	ATTACHE VERIN 2	ACIER NON ALLIE	1
5	VERIN DE DEPLACEMENT	CONSTRUCTEUR	1
5	VERIN D'INCLINAISON	CONSTRUCTEUR	1
6	ASSEMBLAGE CADRE DE ROUE	VOIR PLAN CADRE DE ROUE	1
7	ROTULE VERIN MECANIQUE M27	CONSTRUCTEUR	1
8	CYLINDRE VERIN MECANIQUE M27 L 460	CONSTRUCTEUR	1
9	CACHE MACHINE	VOIR PLANS CACHE MACHINE	1
10	BRAS ASSEMBLE	VOIR PLANS CADRE DE LEVAGE	2
11	BRAS SUPERIEUR	VOIR PLANS CADRE DE LEVAGE	1
12	VIS H- ISO 7412 - M24 x 75	CONSTRUCTEUR	2
13	ECROU H- ISO7413 - M24	CONSTRUCTEUR	2
14	DIN EN 22341 - B - 33 x 65 x 8 - St	CONSTRUCTEUR	2
15	GOUPILLE DE BLOCAGE_ISO 4014 - M12 x 50 x 30	CONSTRUCTEUR	1
16	GOUPILLE DE BLOCAGE- DIN EN 22341 - B - 27 x 80 x 6.3	CONSTRUCTEUR	1
17	GOUPILLE DE BLOCAGE-DIN EN 22341 - B - 27 x 75 x 6.3 - St	CONSTRUCTEUR	1
18	PIECE D'ANCRAGE	ACIER NON ALLIE	2

SAUF INDICATION CONTRAIRE: LES COTES SONT EN MILLIMETRES		FINITION:		CASSER LES ANGLES Vifs		NE PAS CHANGER L'ECHELLE		REVISION	
ETAT DE SURFACE:									
TOLERANCES:									
LINEAIRES:									
ANGULAIRES:									
	NOM	SIGNATURE	DATE						
AUTEUR	BOUDAA BOUCHRA		30/05/2015						
VERIF.	IBRAHIM OUS		30/05/2015						
APP.	OKBA HAMRI								
FAB.									
QUAL.									
MATERIAU: VOIR PLANS DE FABRICATION DETAILLES						No. DE PLAN		INTERCEP EL 225	
MASSE: 400 kg						ECHELLE: 1/20		FEUILLE 1 SUR 1	

---

---

# **CHAPITRE 6**

## **SIMULATION NUMERIQUE DES ELEMENTS DE MACHINE**

---

---

## 6. SIMULATION NUMERIQUE

### 6.1. INTRODUCTION

**SOLIDWORKS Simulation** est un module d'analyse structurelle intégré facile à utiliser qui fait appel à la méthode des éléments finis (MEF) pour prédire le comportement physique réel d'un produit en testant virtuellement des modèles de CAO. Le module propose des fonctionnalités d'analyse dynamique et statique non linéaire et linéaire.

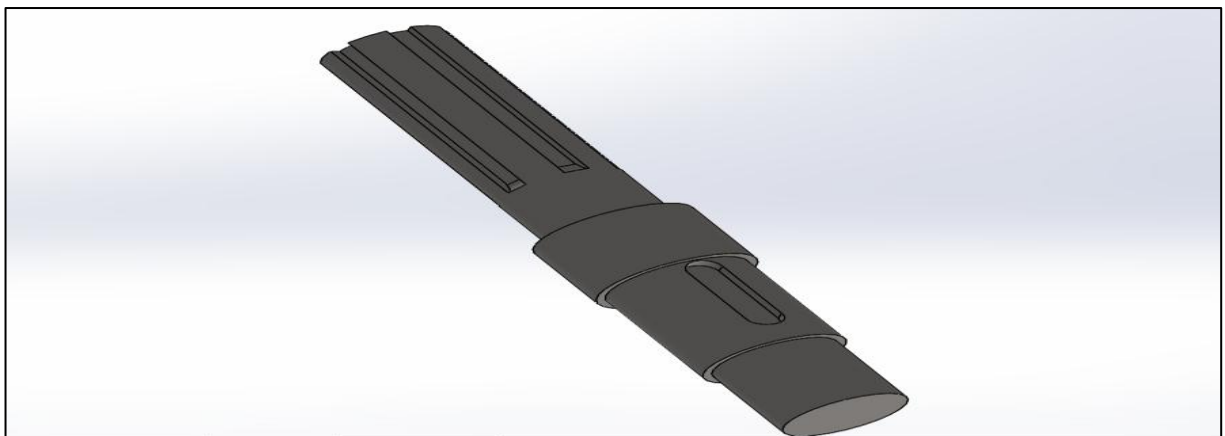
Ainsi, **SOLIDWORKS Simulation Standard** est un environnement de test virtuel intuitif pour la simulation linéaire statique, la simulation de mouvement temporelle et la simulation de fatigue mégacyclique.

Dans ce chapitre nous adopterons l'approche numérique afin de valider à la fois les résultats de l'approche théorique (chapitre 3) et vérifier le fonctionnement correct des éléments de la machine tout en évaluant la qualité, la fiabilité et les performances de ces derniers.

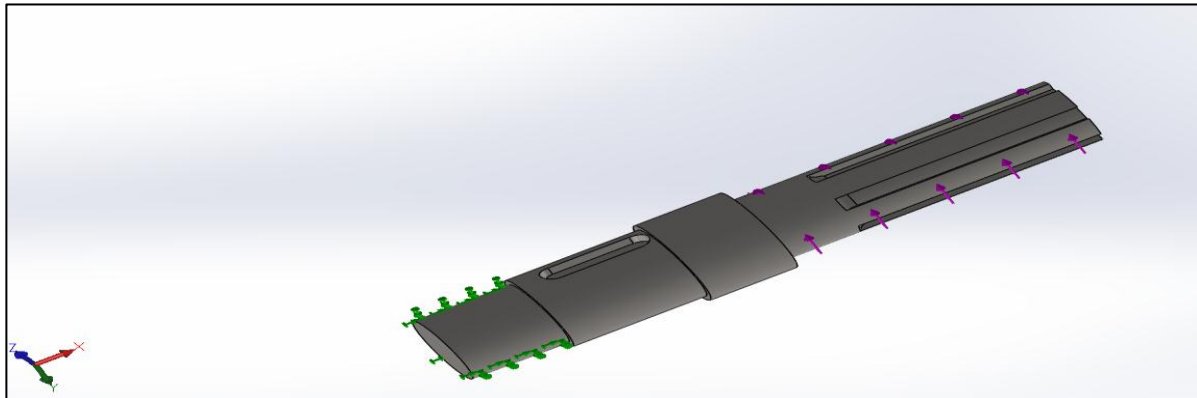
### 6.2. ARBRE DE TRANSMISSION PRINCIPAL CANNULE

#### 6.2.1. Arbre principal cannelé

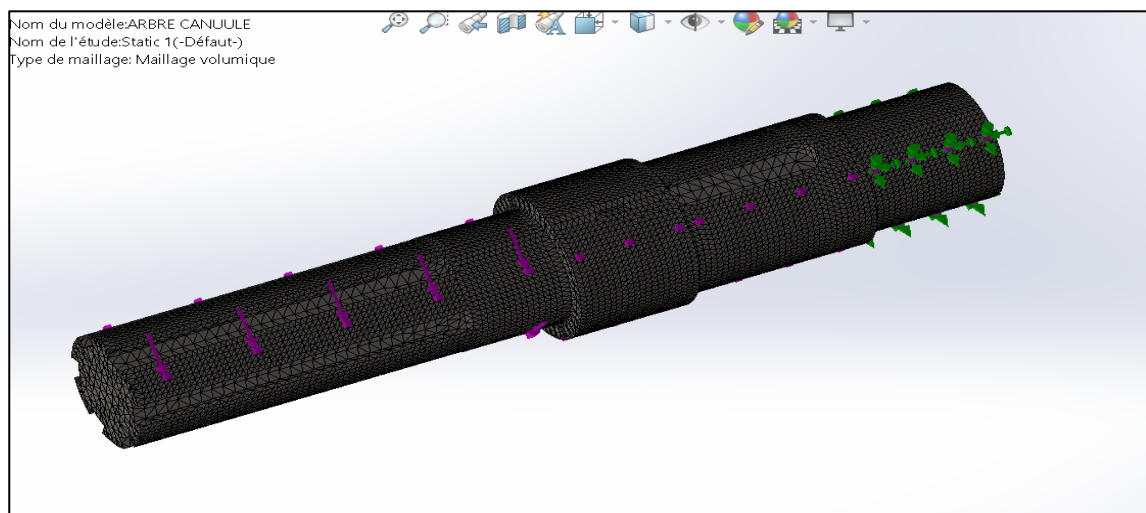
- **Appliquer un matériau** : l'acier non allié (42CrMo4)
- **Déplacement imposé** : géométrie fixe sur l'une des extrémités de l'arbre comme le montre la (figure 6.2)
- **Chargement** : Application d'un couple de torsion de **395,61 Nm** sur l'autre extrémité de l'arbre ,comme l'illustre la (figure 6.2)
- **Création du maillage sur l'arbre** : (figure 6.3).



*Figure 6. 1: Modélisation de l'arbre cannelé*



*Figure 6. 2 : Application des conditions aux limites : déplacements et chargements*



*Figure 6. 3 : Création du maillage E.F. sur l'arbre*

Les résultats obtenus sont représentés sur les **figures (6.4/ 6.5/6.6/6.7)**

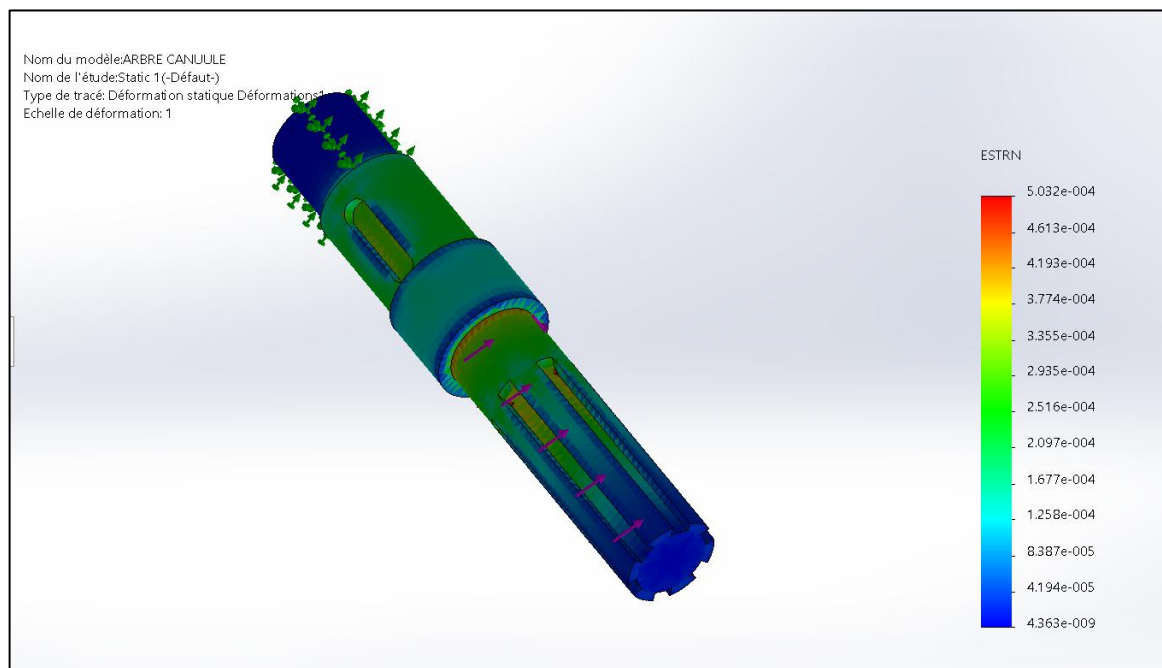


Figure 6. 4 : Déformations appliquées sur l'arbre

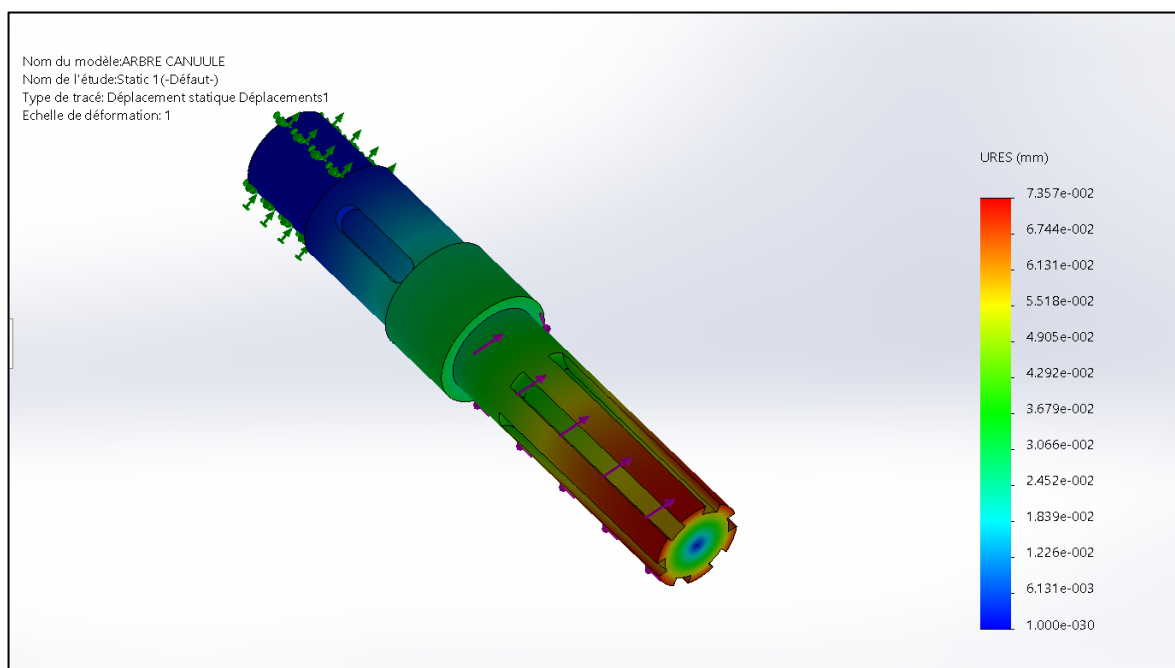


Figure 6. 5 : Déplacements de l'arbre cannelé



# Chapitre 6 : Simulation Numérique des Eléments de Machine

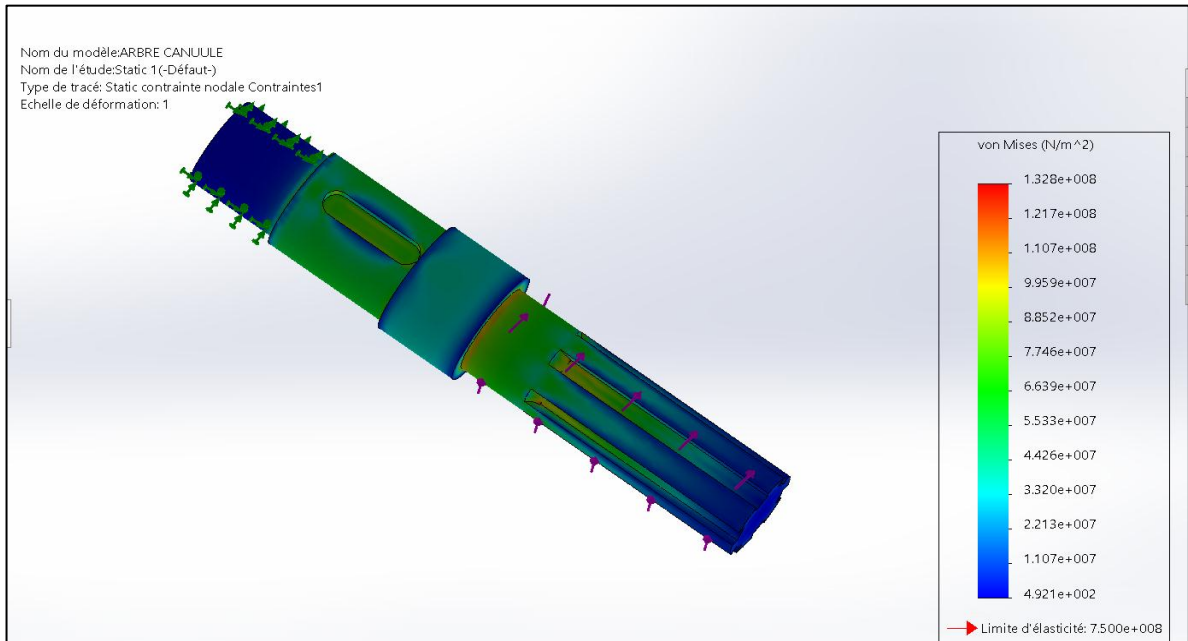


Figure 6. 6 : Contraintes appliqués sur l'arbre cannelé

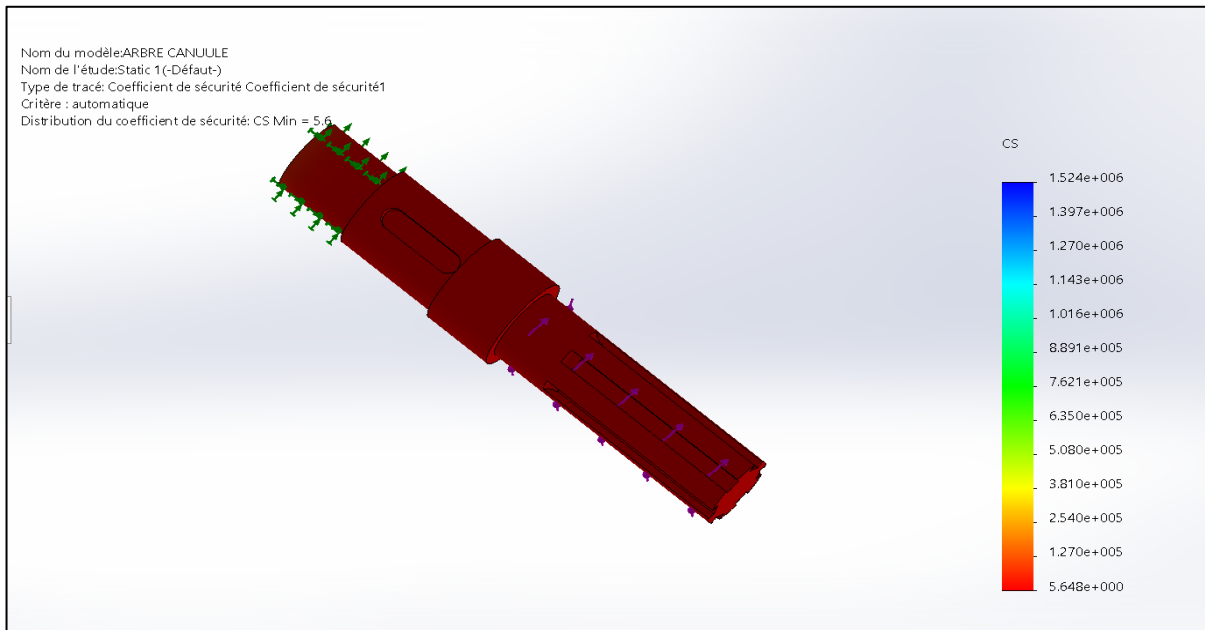


Figure 6. 7 : coefficient de sécurité

❖ Tableau récapitulatif des résultats :

L'arbre	Valeur de couple [Nm]	Limite d'élasticité [MPa]	Contrainte		Déplacement
			$\sigma_{max}$ [MPa]	$\sigma_{min}$ [MPa]	$U_{max}$ [mm]
	395,61	750	132,8	$4,921 \times 10^{-6}$	$7,357 \times 10^{-2}$

## Chapitre 6 : Simulation Numérique des Eléments de Machine

*Tableau 6. 1 : Résultats de l'étude statique appliquée à l'arbre cannelé*

### ✓ Analyse des résultats

D'après les résultats obtenus on remarque que la contrainte Max sur l'arbre est très petite par rapport à la limite élastique ce qui signifie qu'il est loin du domaine plastique et on constate que pour atteindre cette limite d'élasticité il faut appliquer 5,6 fois l'effort appliquée, cette constante est un coefficient de sécurité supplémentaire.

Le déplacement quant à lui est de l'ordre  $10^{-2}$  [mm] sa reste toléré sachant que c'est une machine destinée au travail agricole

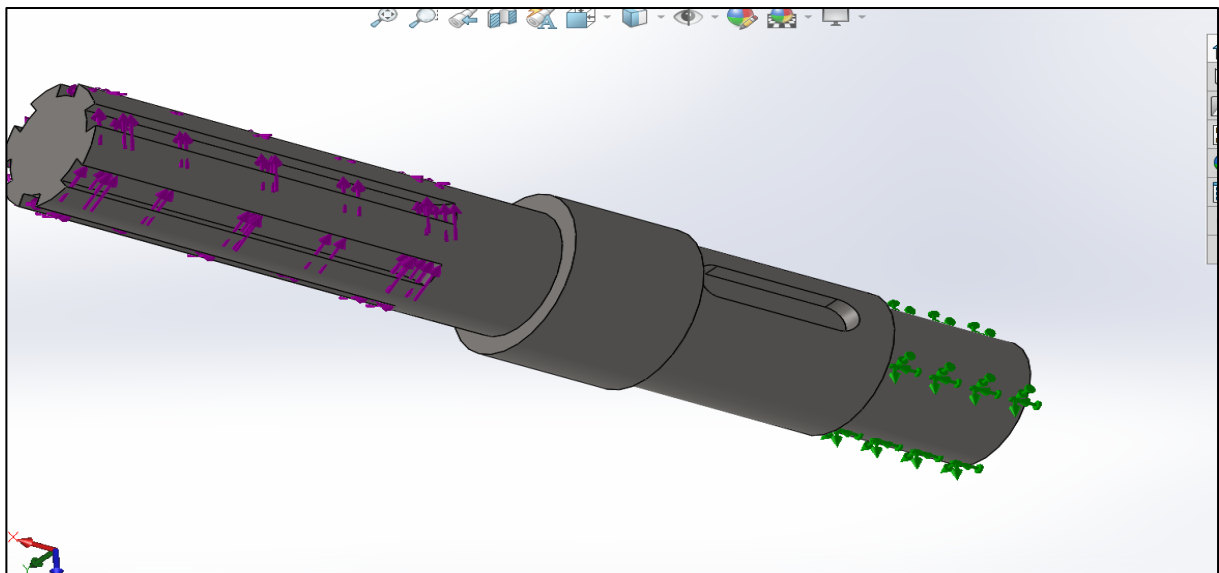
Les zones de concentration de contraintes se limitent à l'épaulement ainsi qu'aux zones de taillage de la cannelure ce qui est logique.

### 6.2.2. Denture (effort sur la cannelure)

En premier lieu on a défini le matériau qui est dans notre cas de l'acier non allié (42CrMo4), puis les conditions aux limites, ensuite on a généré le maillage.

Nous avons appliqué les conditions aux limites suivantes :

- **Déplacement imposé** : géométrie fixe sur la surface cylindrique extrême de l'arbre comme le montre la (figure6.8).
- **Chargement** : une force de **4709,59 N** sur chaque face de cannelure comme le montre la (figure 6.8).
- Création du maillage (figure 6.9).



*Figure 6. 8: Application des déplacements imposés et les chargements sur l'arbre*

## Chapitre 6 : Simulation Numérique des Eléments de Machine

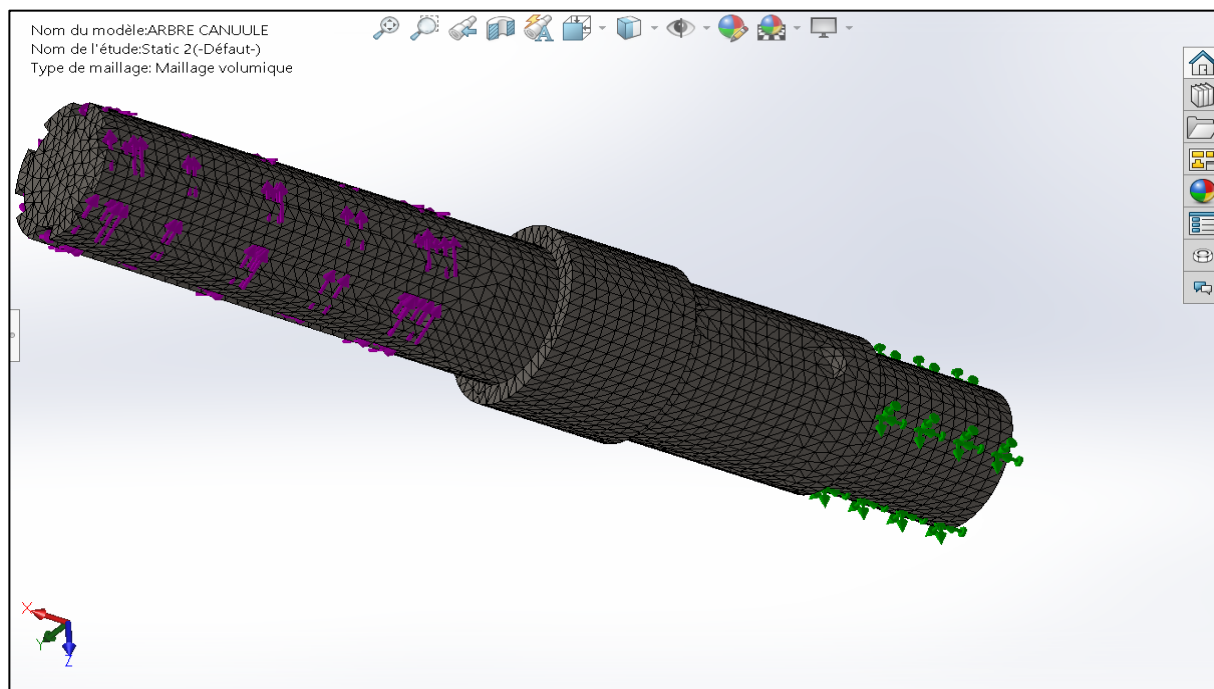


Figure 6. 9 : création du maillage

Les résultats obtenus sont représentés sur les **Figures (6.10 / 6.11/ 6.12/ 6.13)**

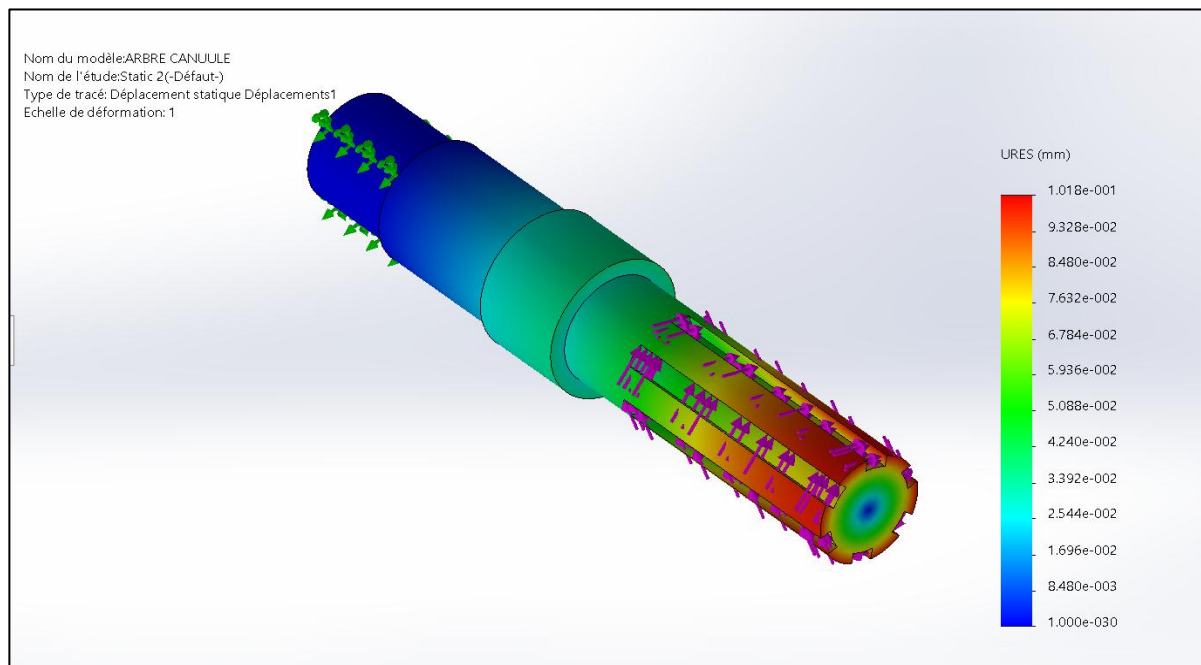


Figure 6. 10 : Déplacements de l'arbre

# Chapitre 6 : Simulation Numérique des Eléments de Machine

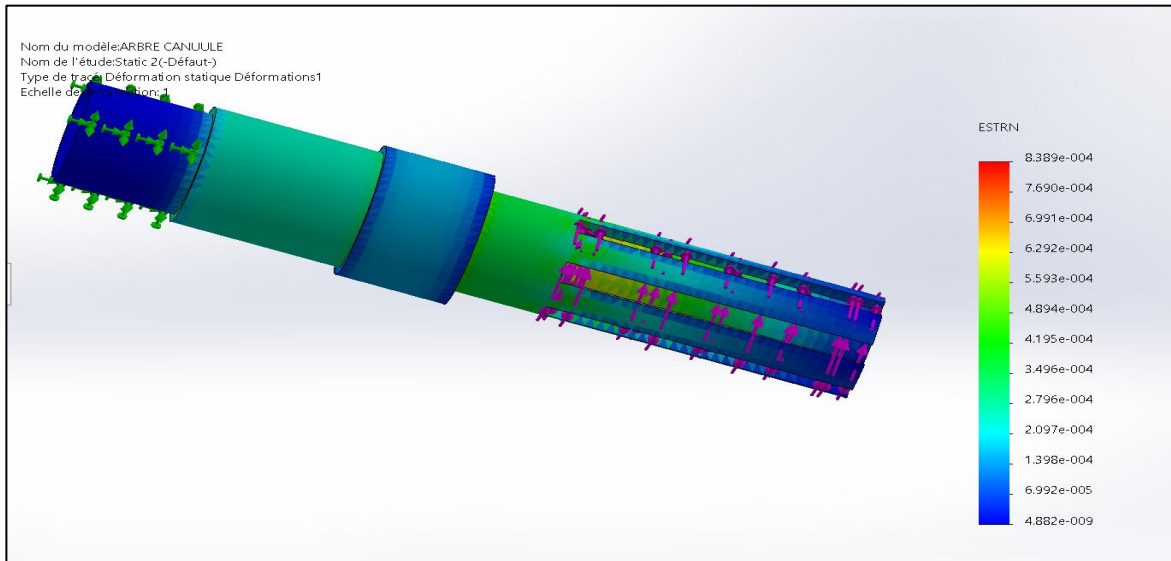


Figure 6.11 : déformations de l'arbre

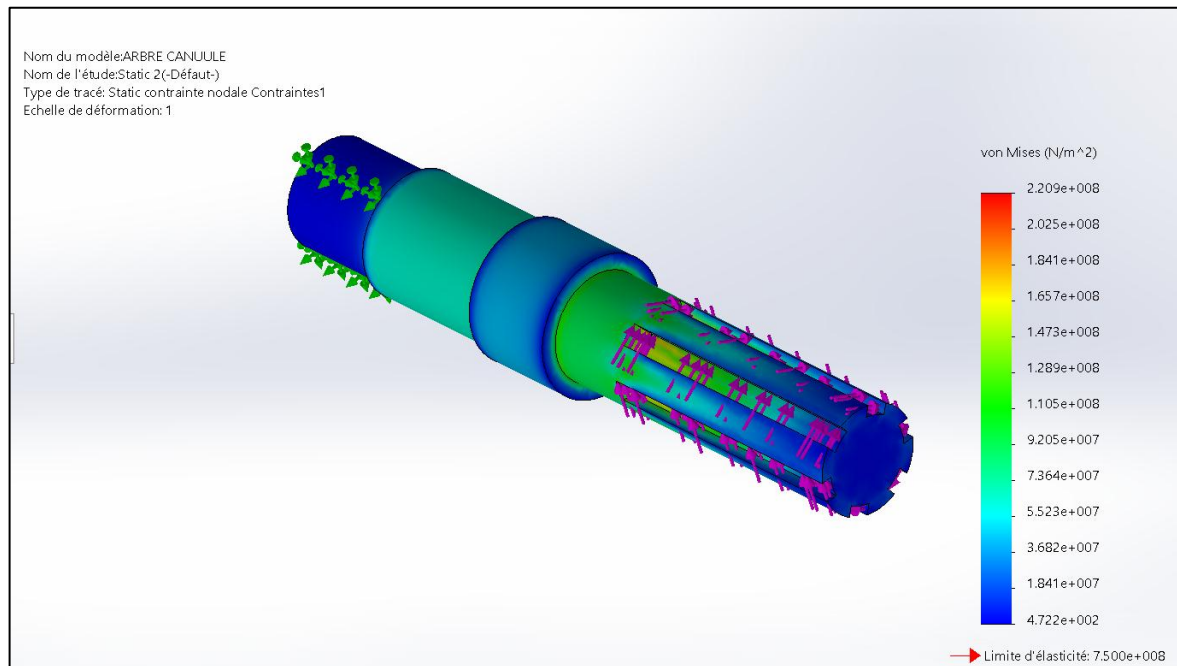


Figure 6.12 : Contraintes appliqués sur l'arbre

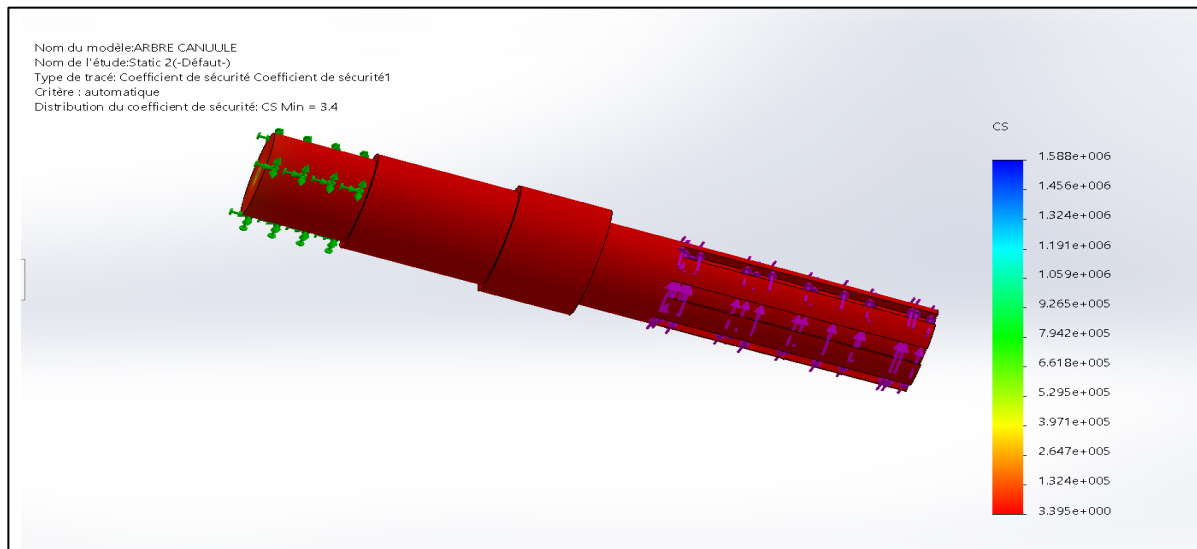


Figure 6.13 : coefficient de sécurité

❖ **Tableau récapitulatif des résultats :**

Denture	Valeur de La force [N]	Limite d'élasticité [MPa]	Contrainte		Déplacement
			$\sigma_{max}$ [MPa]	$\sigma_{min}$ [MPa]	$U_{max}$ [mm]
	4709,59	760	220,9	$4,722 \times 10^{-4}$	$1,018 \times 10^{-1}$

Tableau 6.2 : Résultats de l'étude statique appliquée au niveau des dentures de l'arbre cannelé

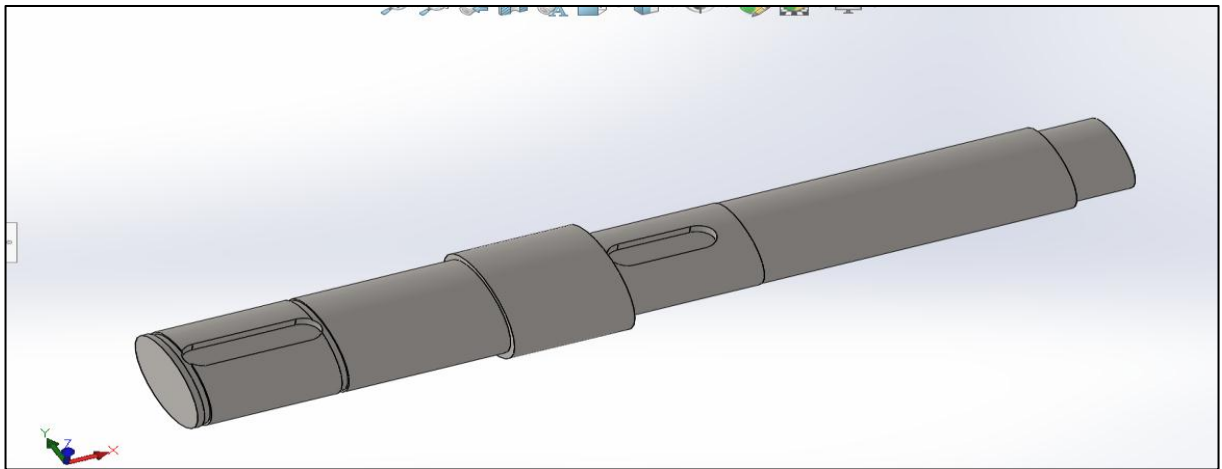
✓ **Analyse des résultats**

D'après les figures (6.10 et 6.12) et le tableau 6.2 on remarque qu'il y'a une large différence entre la contrainte obtenue en appliquant la force sur la cannelure et la limite d'élasticité du matériau cela confirme la rigidité des dentures des cannelures.

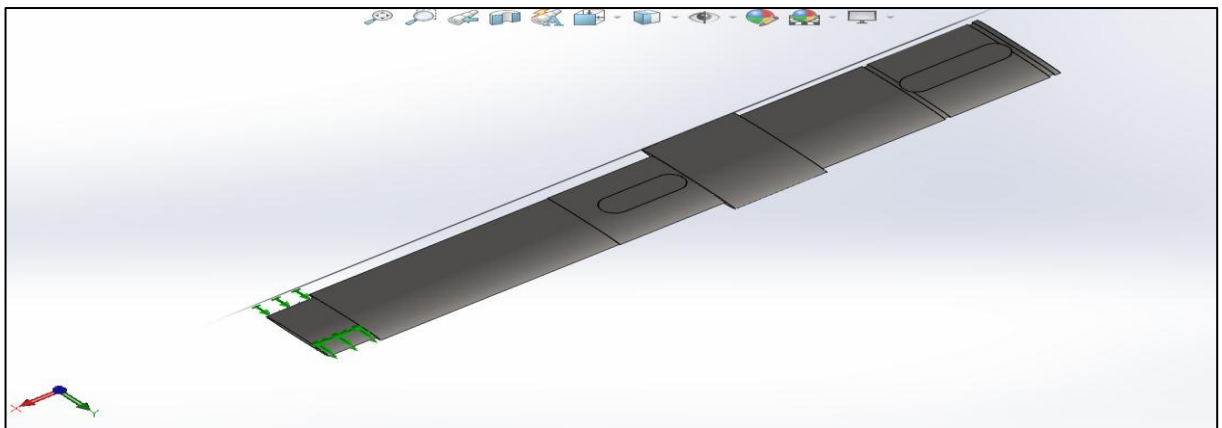
on remarque aussi que le déplacement maximal est de l'ordre de  $10^{-1}$  [mm] donc les cannelures de l'arbre résistent moins à la déformation, cependant l'arbre reste sécuritaire imposant un coefficient de sécurité minimal de l'ordre de 3,4

### 6.3. ARBRE DE TRANSMISSION SANS CANNELURES

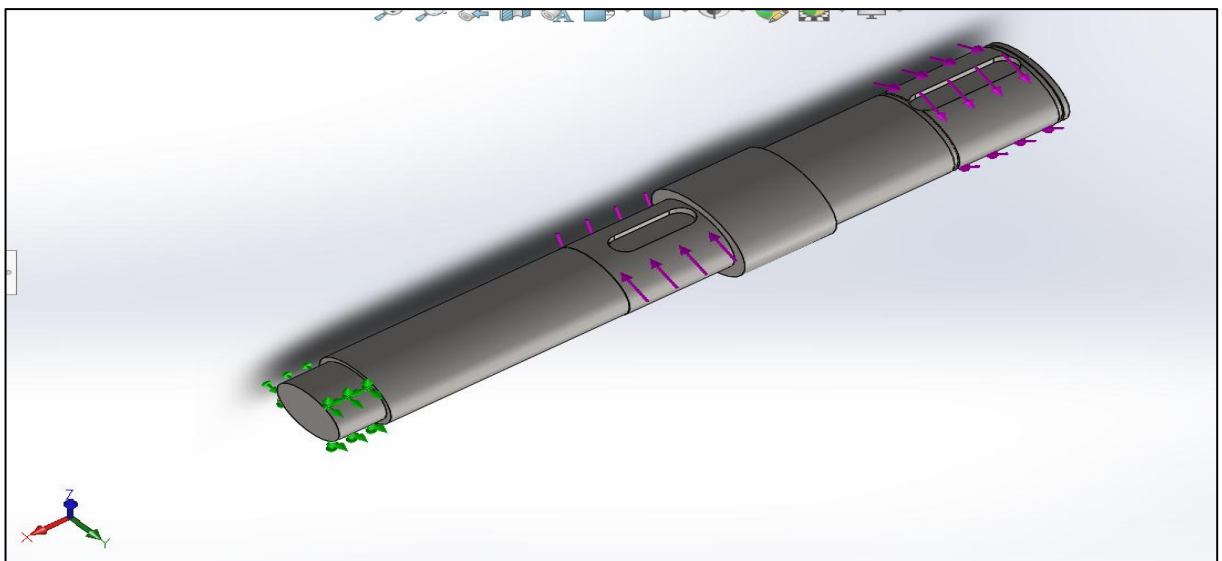
- **Application du matériau :** l'acier non allié (42CrMo4)
- **Déplacement imposé :** Géométrie fixe sur l'une des faces cylindriques extrêmes (figure 6.15).
- **Chargement :** Application de deux couples de torsion de même intensité, égales à 535,41 Nm et de sens opposé comme illustré sur la (figure 6.16).
- **Création du maillage sur l'arbre (figure 6.17).**



*Figure 6. 14 : Modélisation de l'arbre de transmission non cannelé*



*Figure 6. 15 : Déplacements imposés sur l'arbre de transmission secondaire*



*Figure 6. 16 : les chargements externes appliqués à l'arbre de transmission secondaire*

# Chapitre 6 : Simulation Numérique des Eléments de Machine

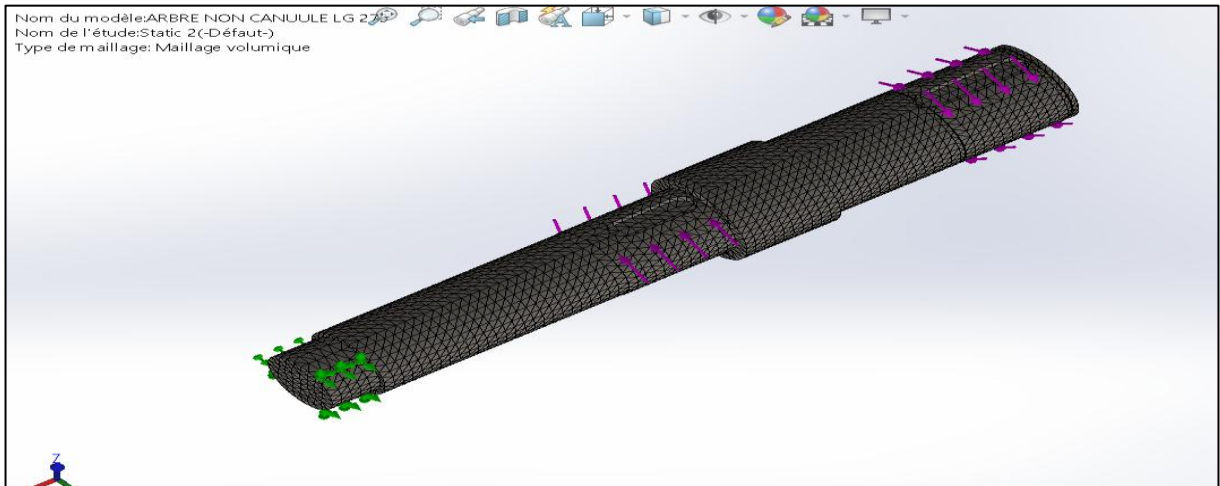


Figure 6.17 : Création du maillage sur l'arbre.

Les résultats obtenus sont représentés sur les figures (6.18/6.19/6.20)

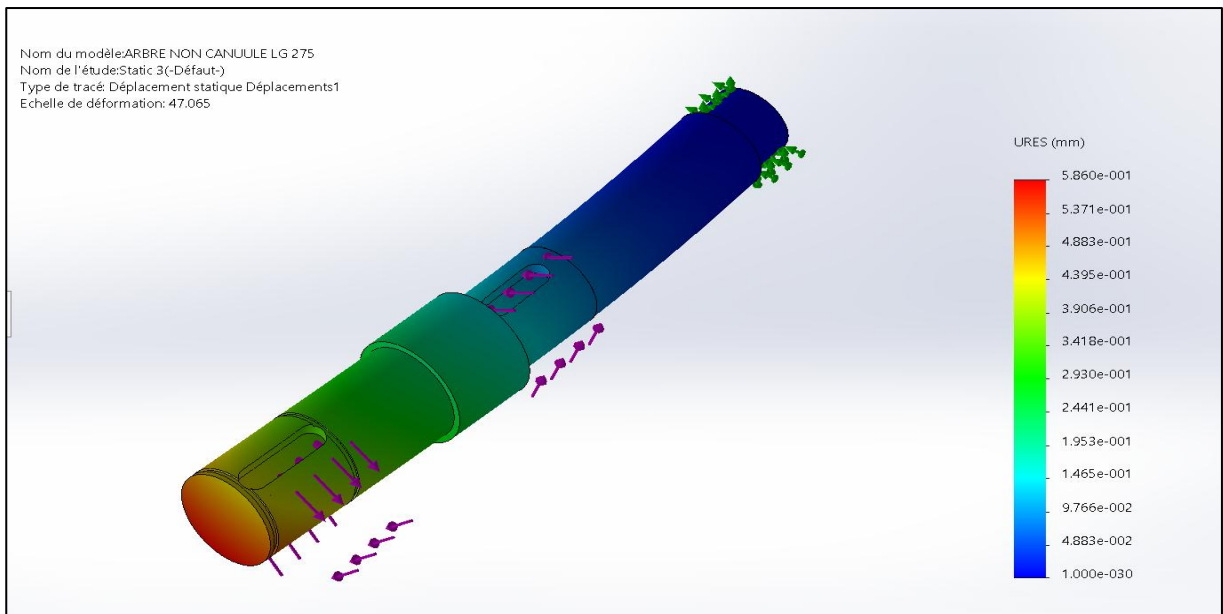


Figure 6.18 : Déplacements de l'arbre

# Chapitre 6 : Simulation Numérique des Eléments de Machine

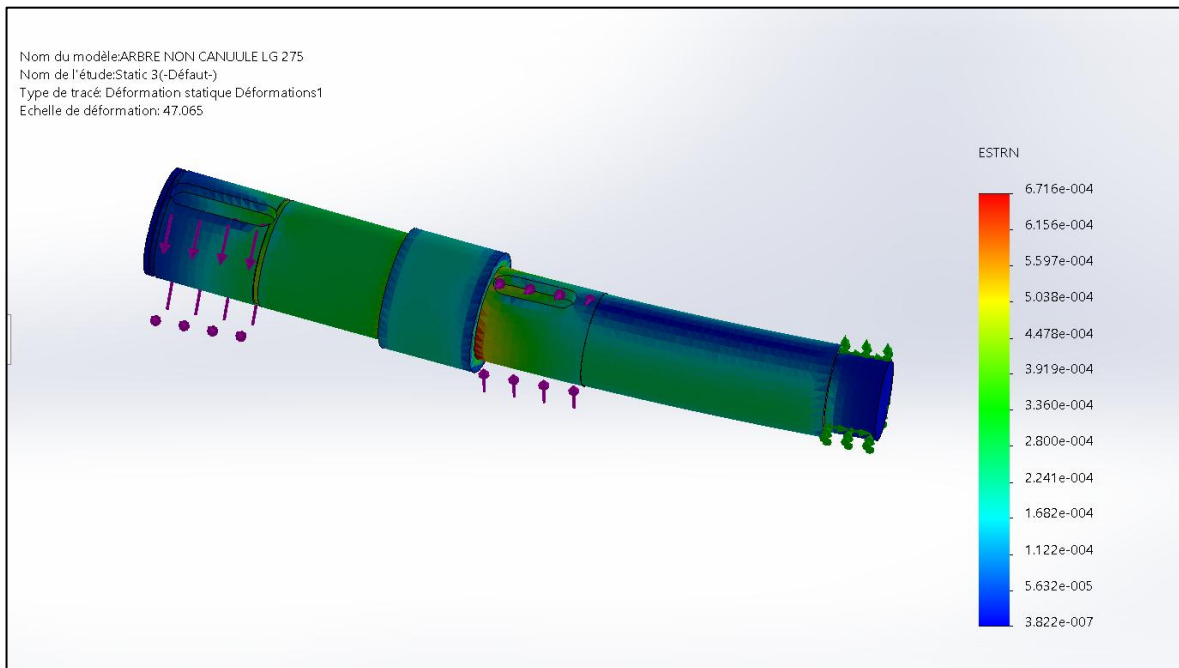


Figure 6. 19 : déformations de l'arbre

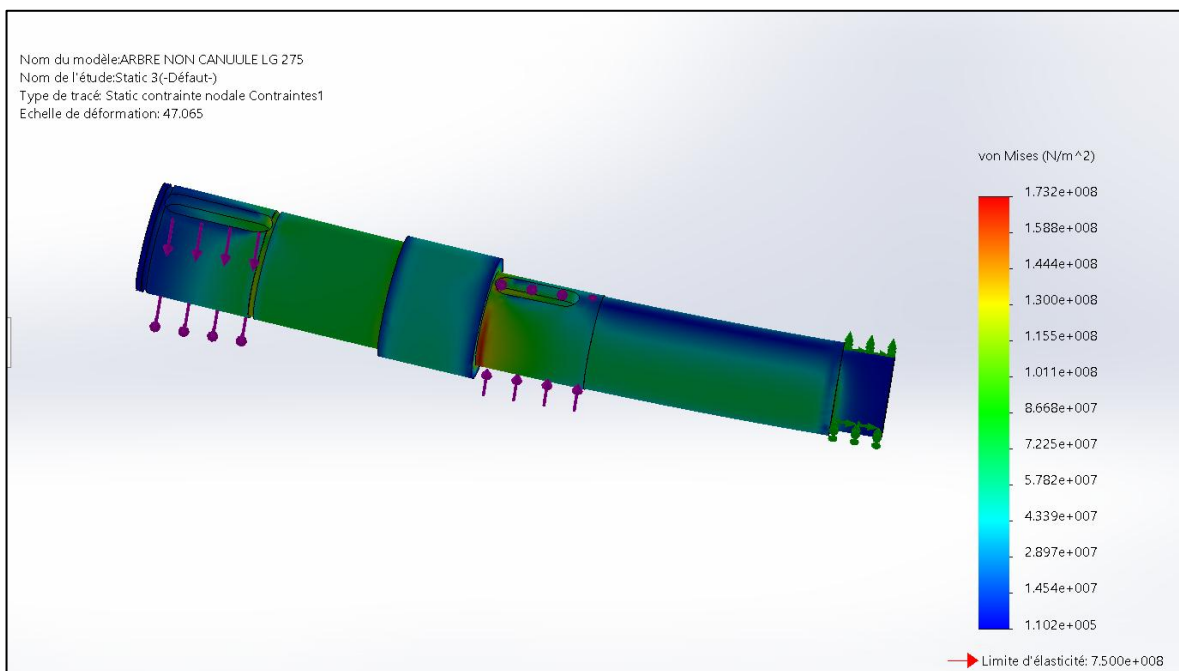


Figure 6. 20 : Contraintes appliqués sur l'arbre

❖ **Tableau récapitulatif des résultats :**

L'arbre	Valeur de couple[Nm]	Limite d'élasticité [MPa]	Contrainte		Déplacement
			$\sigma_{max}$ [MPa]	$\sigma_{min}$ [MPa]	$U_{max}$ [mm]
	535,41	750	173,8	$1,102 \times 10^{-1}$	$5,860 \times 10^{-1}$

Tableau 6. 3 : Résultats de l'étude statique appliquée à l'arbre de transmission secondaire



## Chapitre 6 : Simulation Numérique des Eléments de Machine

### ✓ Analyse des résultats

- Les déformations de l'arbre résultent des efforts de torsion.
- Le déplacement maximal est de l'ordre  $10^{-1}$  [mm].
- Les épaulements sont les zones présentant les concentrations de contrainte les plus élevés ainsi que les zones de clavetage.
- La limite d'élasticité est loin d'être atteinte malgré l'application de deux chargements externes assez importants.
- Le coefficient de sécurité minimal vaut 4.

### 6.4. CHASSIS

- **Application du matériau** : l'acier non allié **S335JR**
- **Déplacement imposé** : géométrie fixe sur les extrémités sélectionnées du bâti comme le montre la (figure 6.22 ).
- **Chargement** : application d'une force de **1000 N** sur les tubes rectangulaires affaiblissant la structure comme illustré sur la (figure 6.22 )
- **Création du maillage** (figure 6.23 ).

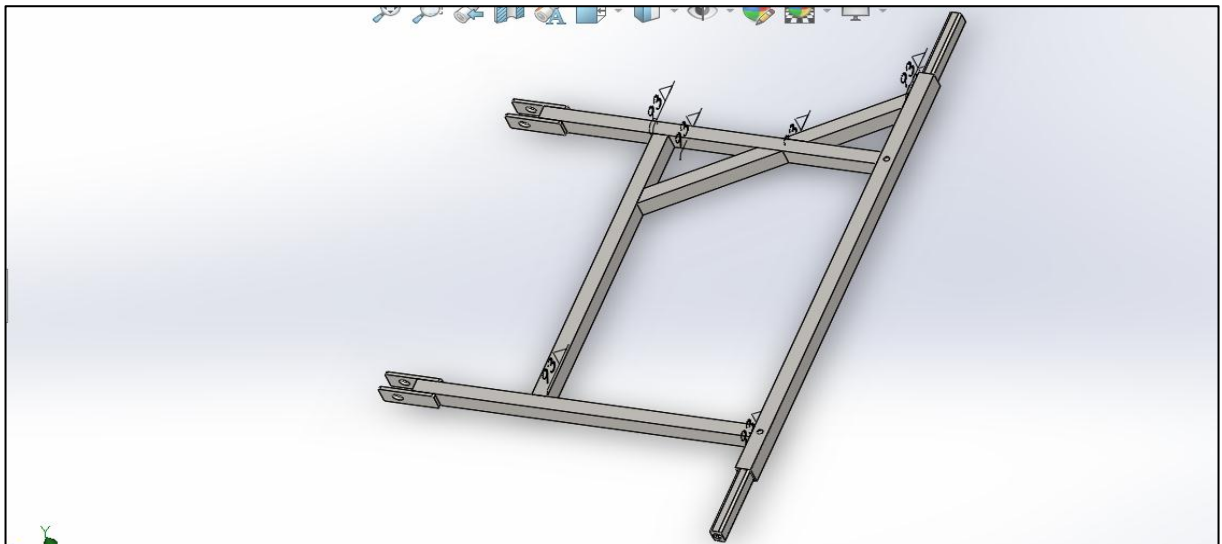
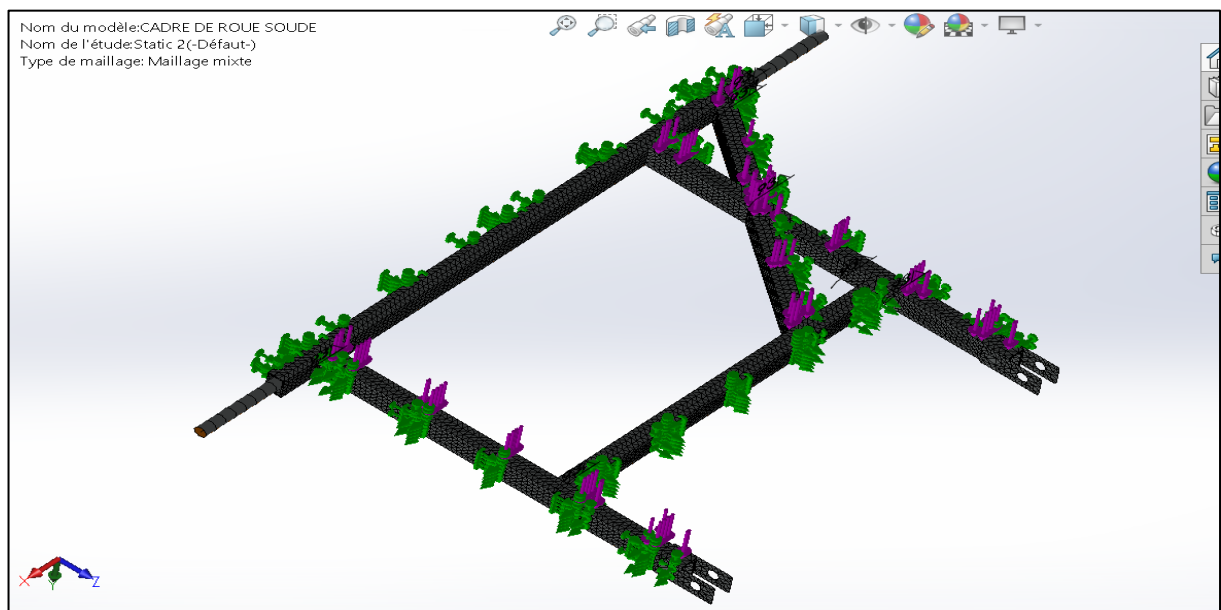
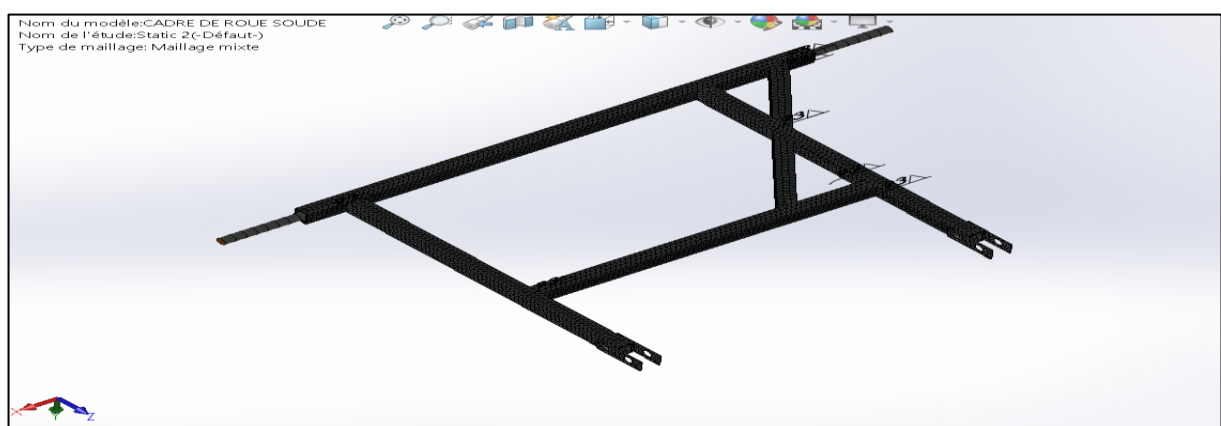


Figure 6. 21 : Modélisation du châssis

## Chapitre 6 : Simulation Numérique des Eléments de Machine



*Figure 6. 22 : Application des déplacements imposés et les chargements externes sur le bâti*



*Figure 6. 23 : Maillage du châssis*

Les résultats obtenus sont représentés sur les **figures (6.24 / 6.25 / 6.26 / 6.27 )**

# Chapitre 6 : Simulation Numérique des Eléments de Machine

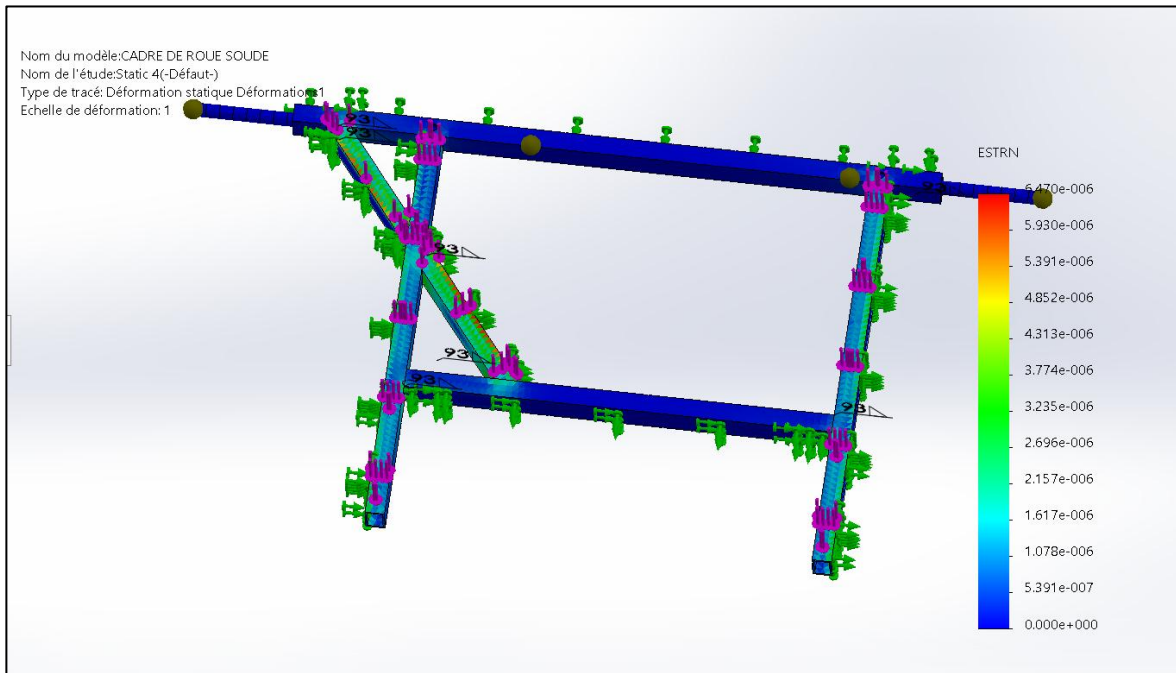


Figure 6. 24 : Déformations du châssis

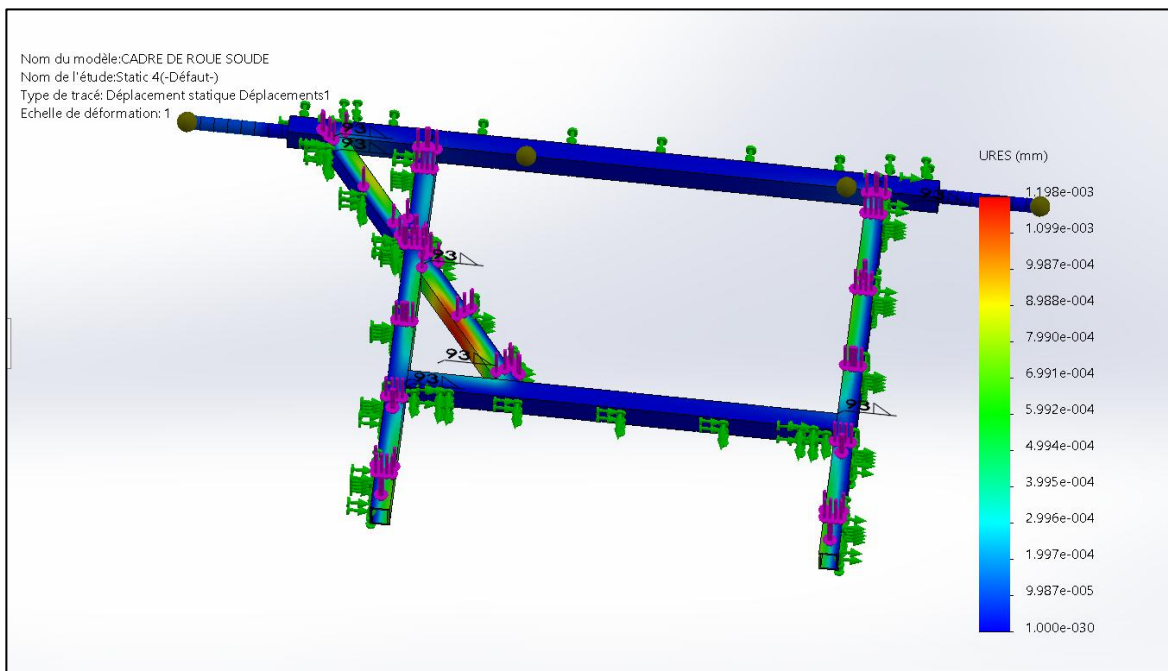


Figure 6. 25 : Déplacements résultants du châssis

# Chapitre 6 : Simulation Numérique des Eléments de Machine

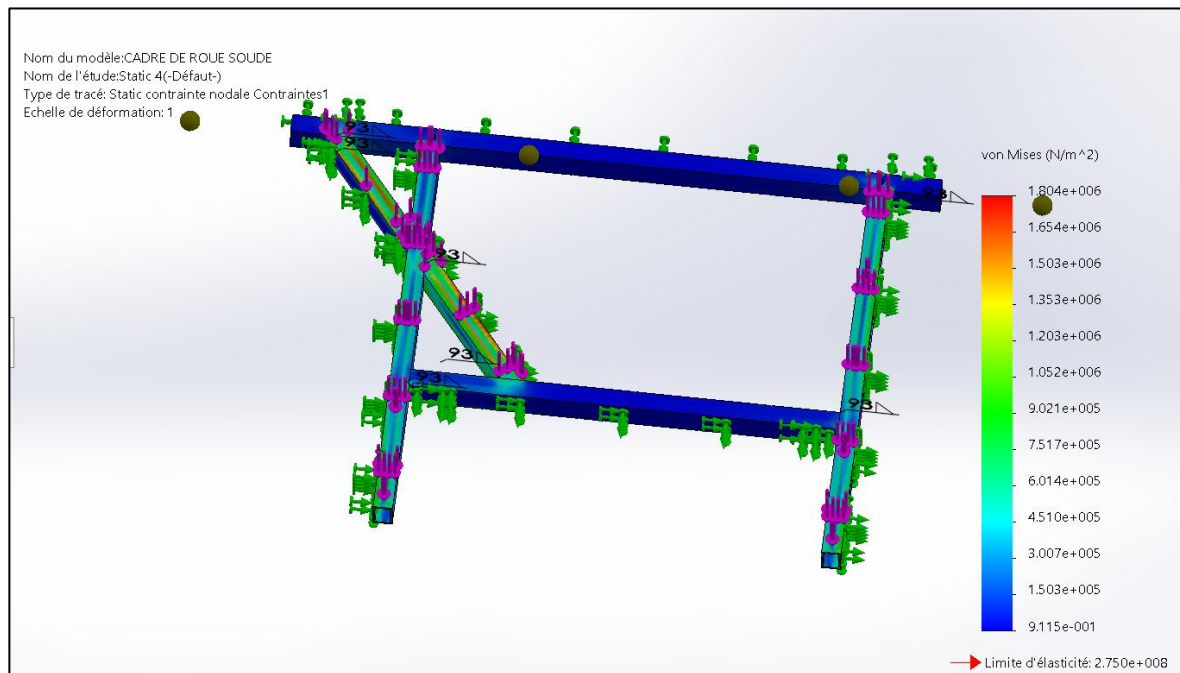


Figure 6. 26 : Contraintes appliqués sur le châssis

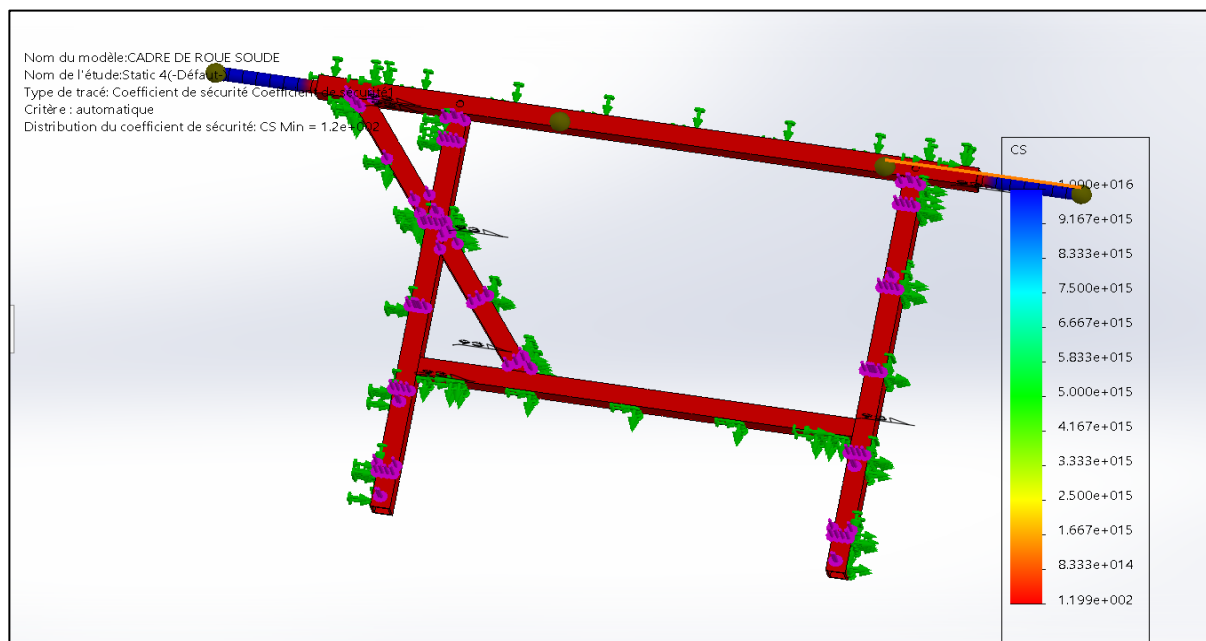


Figure 6. 27: Coefficient de sécurité

## Chapitre 6 : Simulation Numérique des Eléments de Machine

### ❖ Tableau récapitulatif des résultats :

CHASSIS	Valeur de la force [N]	Limite d'élasticité [MPa]	Contrainte		Déplacement
			$\sigma_{\max}$ [MPa]	$\sigma_{\min}$ [MPa]	$U_{\max}$ [mm]
	1000	275	1,804	$9,115 \times 10^{-1}$	$1,198 \times 10^{-3}$

Tableau 6. 4 : Résultats de l'étude statique appliquée au châssis

### ✓ Analyse des résultats

D'après les **Figures (6.25 et 6.26)** et le **tableau 6.4**, on remarque l'apparition de déformations maximales de l'ordre de  $10^{-3}$  [mm] au niveau des tubes rectangulaires coupés fragilisant la structure, ainsi qu'au niveau des points de fixation du châssis avec le cadre de levage.

Cependant ces derniers restent totalement résistifs devant la rupture au niveau des points de soudure d'une part et au niveau des tubes métalliques d'autre part et tout ceci grâce à la rigidité de l'acier de construction choisi.

## 6.5. LES DENTS ROTATIVES

- **Application du matériau** : l'acier à ressorts **46 S7**
- **Déplacement imposé** : géométrie fixe sur l'extrémité travaillante (coupeuse) de la dent plus une liaison pivot fixe (rotation) au niveau des trous de fixation avec l'arbre tournant. (**figure 6.28**).
- **Chargement** : application d'un couple de **535,41 Nm** au niveau des trous de fixation comme illustré sur la (**figure 6.29**)
- Création du maillage sur la dent (**figure 6.30**).

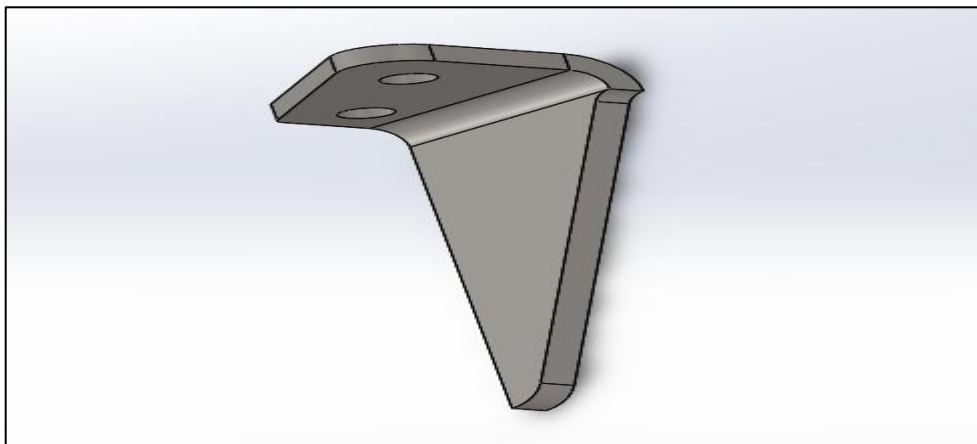
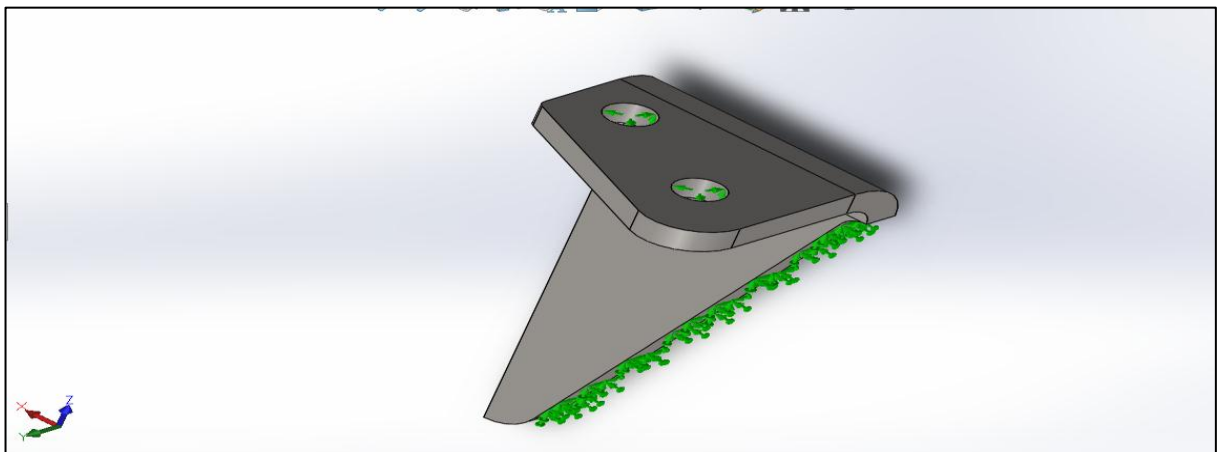
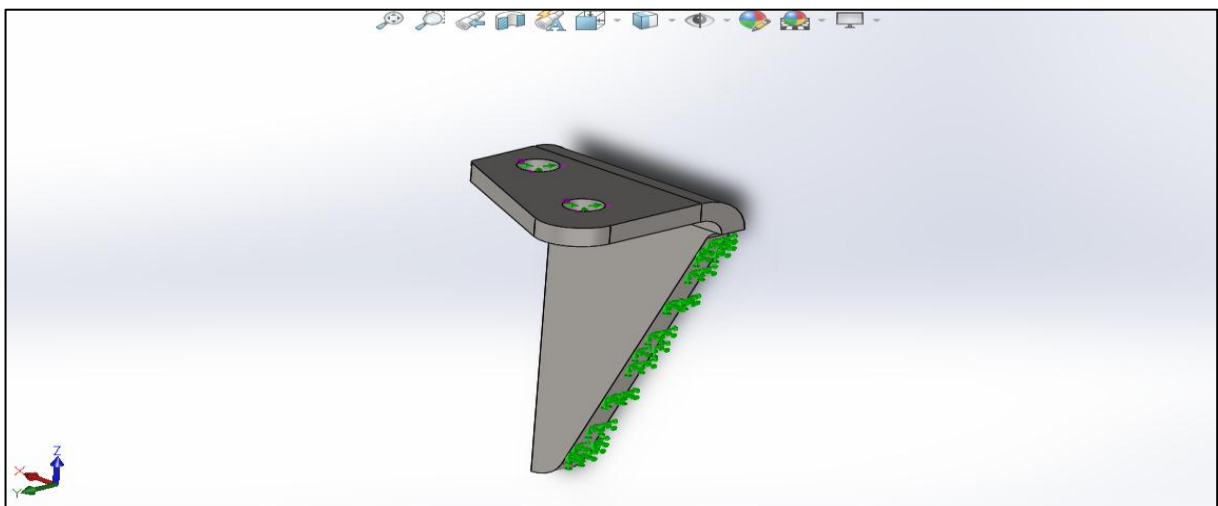


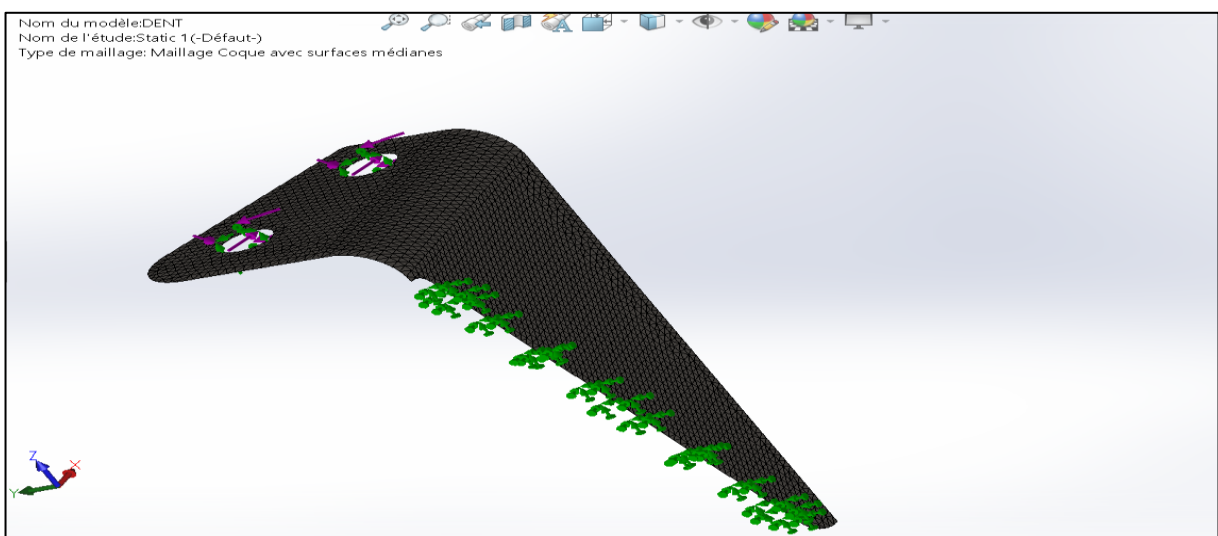
Figure 6. 28 : Modélisation de la dent



*Figure 6. 29 : Application des déplacements imposés*

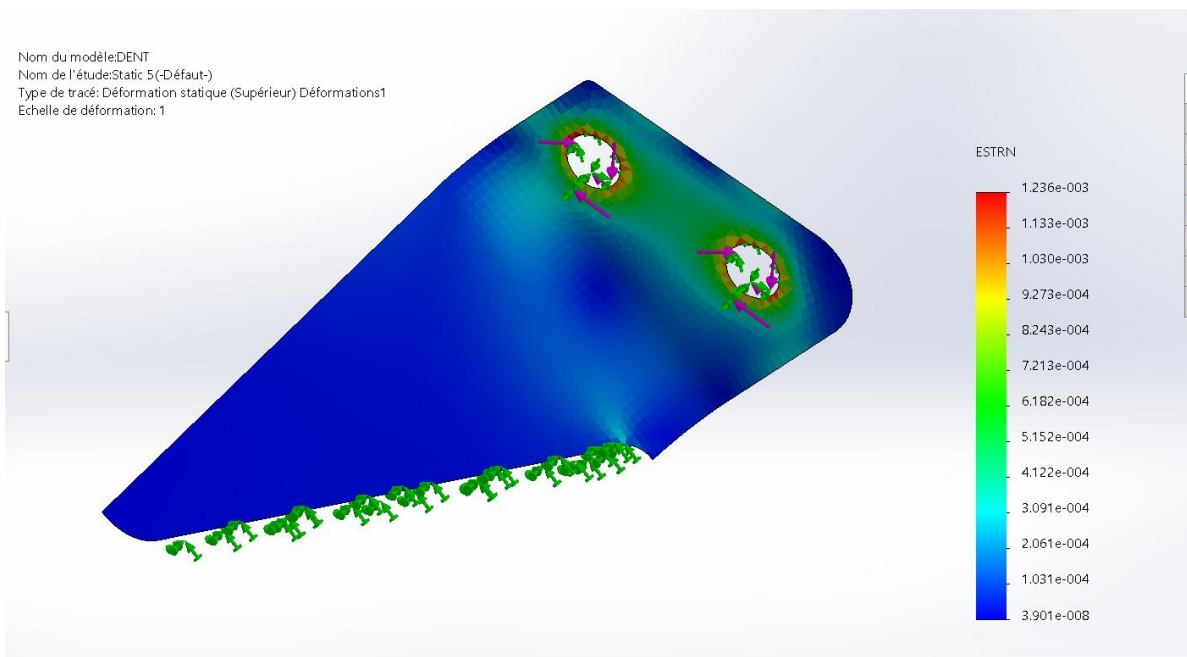


*Figure 6. 30 : Application des chargements externes (couple)*

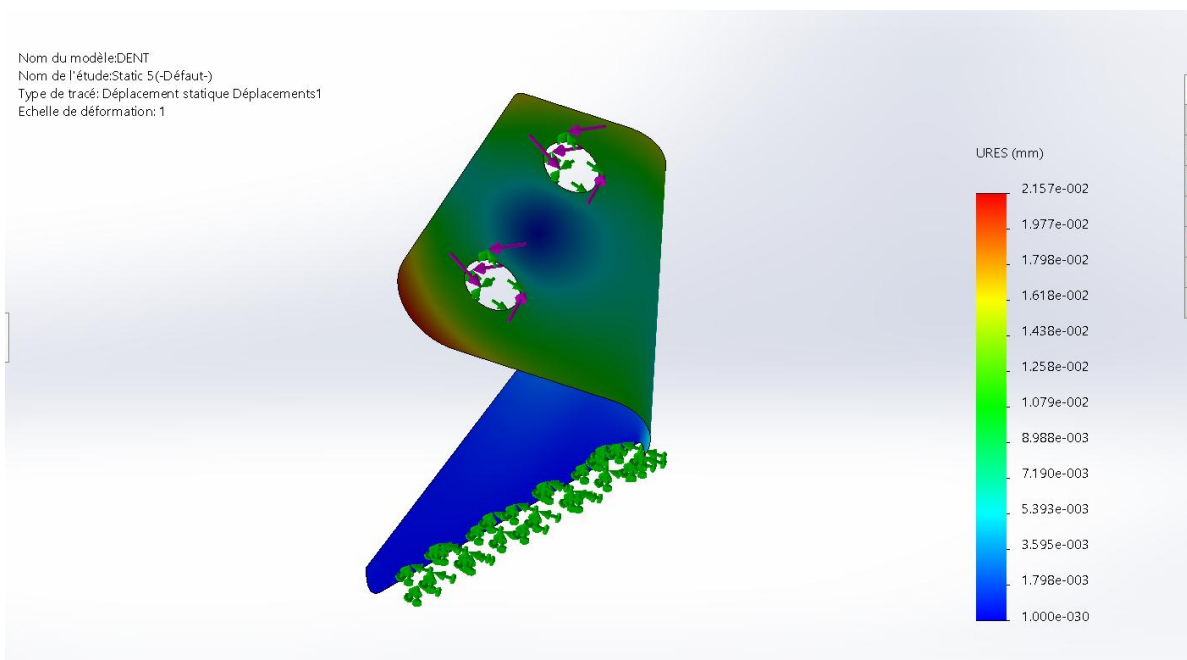


*Figure 6. 31 : Création du maillage*

Les résultats obtenus sont représentés sur les **figures (6.31 / 6.32 / 6.33 / 6.34 )**



*Figure 6. 32 : Déformations résultantes de la dent*



*Figure 6. 33 : Déplacements résultants de la dent*

# Chapitre 6 : Simulation Numérique des Eléments de Machine

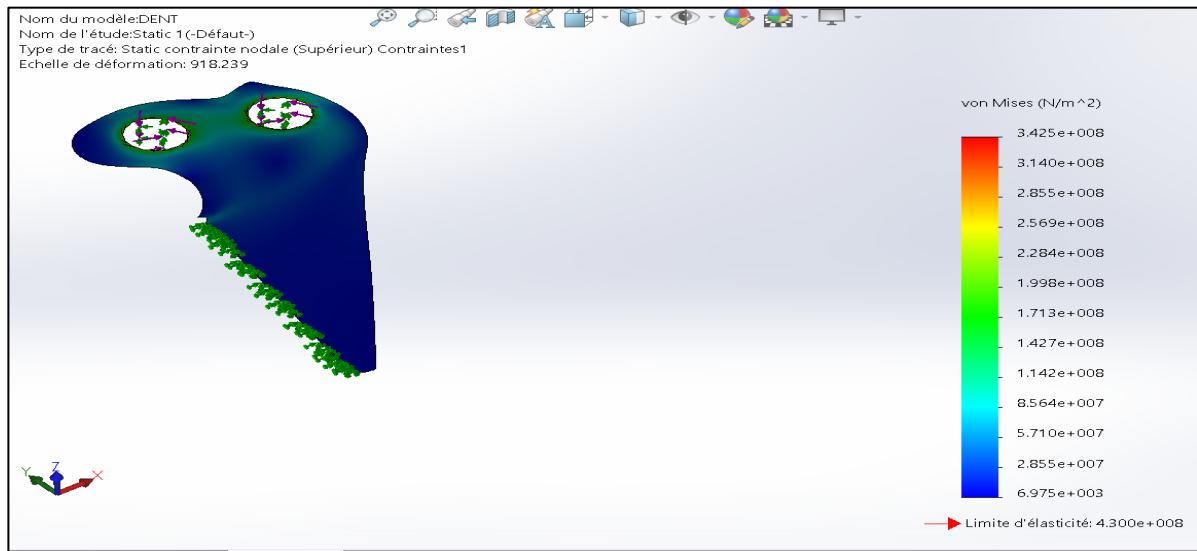


Figure 6. 34 : Contraintes appliqués sur la dent

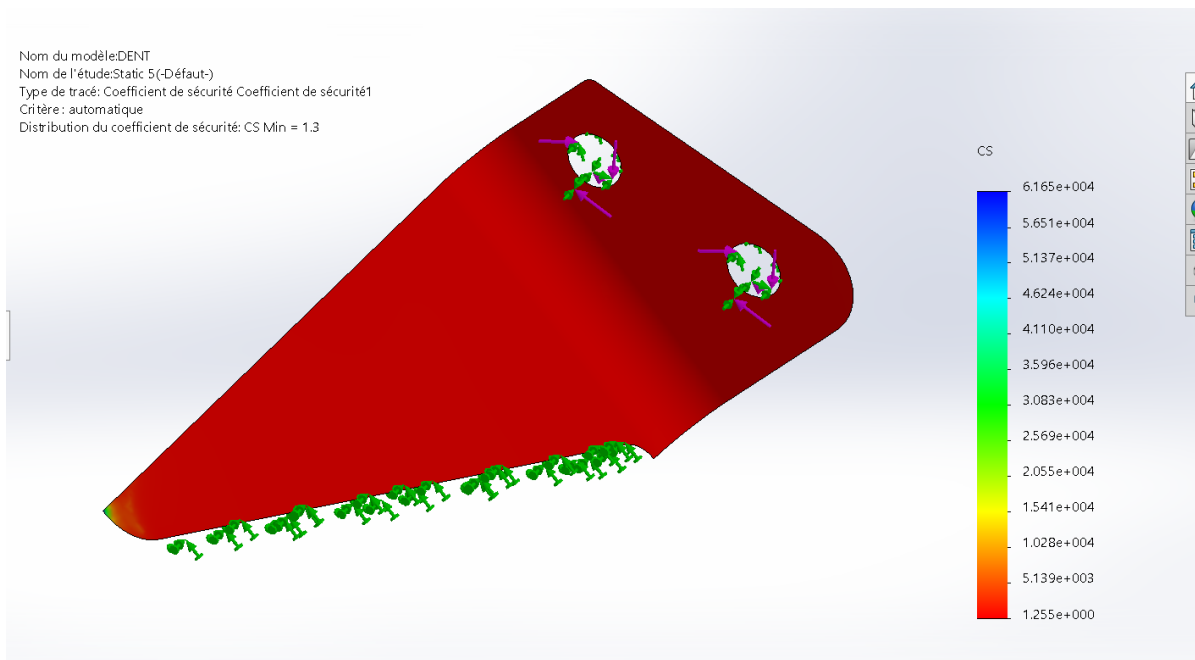


Figure 6. 35 : Coefficient de sécurité

❖ Tableau récapitulatif des résultats :

Dent	Valeur du Couple [Nm]	Limite d'élasticité [MPa]	Contrainte		Déplacement
			$\sigma_{max}$ [MPa]	$\sigma_{min}$ [MPa]	$U_{max}$ [mm]
	535,41	430	342,5	$6,975 \times 10^{-3}$	$2,157 \times 10^{-2}$

Tableau 6. 5 : Résultats de l'étude théorique appliquée a la dent



## Chapitre 6 : Simulation Numérique des Eléments de Machine

---

- ✓ **Interprétation des résultats :** En soumettant la dent à de forts chargements externes (Couple assez élevé) tout en lui imposant l'une des conditions de fonctionnement les plus défavorables : cas bourrage de la terre, les déformations induites résultent des efforts de torsion.

Les résultats montrent que :

- L'outil tranchant présente des déformations, au niveau de la partie supérieure trouée de la dent (lieu de fixation de la dent sur l'arbre transmettant le mouvement rotatif) (dûs au cisaillement)
- Les déplacements résultants sont modérés, en moyenne de l'ordre de  $10^{-2}$ [mm].
- la déformation de la dent reste dans le domaine élastique.
- Le coefficient de sécurité minimal vaut **1.3**

### Solution proposée :

- ❖ Le matériau choisi pour la dent est adéquat et apte à supporter les sollicitations les plus défavorables, cependant pour un fonctionnement plus sécuritaire (**Coefficient de sécurité > 2**) et afin de résister mieux aux chargements irréguliers rencontrés dans le domaine agricole on peut changer le type de matériaux et opter pour l'acier à ressort **55 S7 (Re = 750 MPA)**
- ❖ Il serait plus juste que l'**outil intercep** soit munit d'un limiteur de couple servant à protéger la machine contre les surcharges et les blocages. Outre les variations importantes de couples subies, selon la dureté du sol et la surgie des phénomènes tel que le bourrage et le blocage de la terre.

En générale, on peut distinguer trois catégories de dispositifs afin de préserver la transmission du cardan et la machine des sollicitations et des torsions soudaines

**Les limiteurs de couple :** dispositifs qui limitent le couple transmis à la valeur préfixée qui correspond à la valeur de tarage du dispositif.

**Roues libres :** dispositifs qui permettent la transmission du mouvement dans un seul sens de rotation.

**Dispositifs de sécurité combinés :** réalisés par l'intégration d'un seul dispositif composé d'un limiteur de couple et une roue libre.

- ❖ Leur utilisation dans le cardan permet de réduire notamment les couts de réparation et de manutention.



*Figure 7.1 : Gamme des limiteurs de couple*

---

---

# **CONCLUSION GENERALE**

---

---

# Conclusion Générale

---

## CONCLUSION GENERALE

Cette étude apporte une contribution à un besoin réel au milieu agricole actuel, à travers laquelle on a approfondi nos connaissances scientifiques et techniques dans le domaine de la conception mécanique.

Pour l'étude de conception du cultivateur rotatif, nous étions contraints à passer par différents calculs de ce système, soit en performance ou bien en résistance des matériaux. Ces calculs qu'on a développés nous ont permis un meilleur choix des éléments constitutifs de la machine

Afin de valider la conception, deux méthodes ont fait l'objet de recherche d'où l'intérêt est de montrer les avantages de la simulation numérique par rapport à la méthode analytique. La simulation numérique nous a donné une vision quasi-complète sur la répartition des contraintes et du coefficient de sécurité dans toutes les zones de notre système. De plus, elle nous a permis de localiser les zones de défaillance

Les résultats prouvés à travers les études statistiques montrent que les parties sensibles du système répondent positivement aux contraintes imposées, les résultats obtenus semblent satisfaisants concernant le dimensionnement des éléments du système et le choix des matériaux. Ces résultats valident notre conception

Par ailleurs, ce projet nous a offert la possibilité de mettre en pratique les connaissances acquises au cours de notre cycle (construction mécanique, calcul et dimensionnement, simulation des comportements mécaniques, choix et sélection des matériaux...).

En outre, l'accomplissement de ce travail a été une occasion pour améliorer des connaissances techniques dans le domaine agricole, génie des matériaux ...etc, et l'utilisation de certains logiciels industriels SOLIDWORKS SKYCIV...

Enfin, il serait intéressant de compléter ce travail par :

- ❖ Le calcul de résistance des assemblages boulonnés.
- ❖ Un calcul dynamique et statique sur l'assemblage par la méthode des éléments finis
- ❖ Optimisation de formes géométriques, de matériaux ,..
- ❖ Élaboration d'une gamme d'usinage pour les différentes pièces du système.
- ❖ Étude économique du projet.
- ❖ Adopter la rétro ingénierie pour la partie conception(**rétroconception**) , permettant de fabriquer une copie du cultivateur sans avoir à se procurer ses plans de fabrication , ni sa gamme d'usinage( qui est une activité généralement illégale si l'objet est encore protégé par un brevet).

---

---

**REFERENCES**  
**BIBLIOGRAPHIQUES**

---

---

## Références Bibliographique

---

### REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Les matériels de travail du sol, semis et plantations, Camille CEDRA, CEMAGREF, 1993. - 384 pages. Collection : CEMAGREF – FORMAGRI, ISBN : 2-85362-348-3.
- Pierre BARTHELEMY, Denis BOIGONTIER, Pierre LAJOUX, Travail du sol – Choisir les outils , 1992 , 195 pages, ISBN 2-86492-140-5
- J.Barralis et G. Maeder, Précis de métallurgie, Paris ,Afnor ,Nathan , 1991 , 4e éd. ,ISBN 978-2-09-194017-5
- J. Philibert, A. Vignes, Y. Bréchet et P. Combrade, Métallurgie, du minerai au matériau, Paris, Dunod, 2002, p. 8-10, 150-186, 617-623, 651, 654-661, 681-700, 744-752.
- J.-L. Fanchon, Guide des sciences et technologies industrielles, Paris, Afnor, Nathan, 2010 , p. 161-166 .
- F. BERNARD et A. BRU : Eléments de construction à l'usage de l'ingénieur, tome 4. Dunod, 1972, Paris
- SEDIS (fabricant de chaînes mécanique) : Principales fabrications (catalogue). France.AFNOR : norme NF E 26-102, janvier 1982. France
- G. HENRIOT : Traité théorique et pratique des engrenages. tome 1, Dunod, 1979. France.
- LAGRUE : Transmissions mécaniques à paramètres variables. INSA de Lyon, Département de Génie Mécanique, Construction
- F. ESNAULT : Construction mécanique : Transmission de puissance par liens flexibles. Dunod, 1996, France
- J.E SHIGLEY : Mechanical engineering design. McGraw-Hill, 1986. New York. U.S.A
- Mohamed BOUAZIZ. Cours de Construction Mécanique II,*Chapitre 1\_1\_Engrenages cylindriques*, ENP Alger, 2016, p 13-15.
- Mohamed BOUAZIZ. Cours de Construction Mécanique II, *Chapitre 1\_3 les engrenages coniques*, ENP Alger, 2017, p. 2-6
- Mohamed BOUAZIZ. Cours de Construction Mécanique II, *Chapitre 4\_Eléments de transmission de puissance\_2ème partie\_par chaînes*, ENP Alger,2016, p 18-23
- Mohamed BOUAZIZ. Cours de Construction Mécanique II, *Chapitre I Dimensionnement d'éléments technologiques (cours\_1ère partie)*, ENP, Alger, 2017, p. 5-6
- BENCHABLA, Fouzia. Modélisation et optimisation de l'effort de résistance a la traction en relation avec l'état d'usure des socs d'un cultivateur à dents. 149 p.

## Références Bibliographique

---

Mémoire de Projet de Fin d'Etudes : Machinisme agricole : Alger : Institut National Agronomique :2004.

GUEDIOURA, Ilhem. Essai de modélisation de l'effort de résistance à la traction des outils aratoires (cas des outils à dents).81 p.

Thèse de Magister : Machinisme agricole : Alger : Institut National Agronomique :2001.

## Références Bibliographique

---

### SITOGRAPHIE

- <https://hortidact.eklablog.com/le-sol-les-travaux-profonds-a57617757> (consulté le 01 mars 2019)
- [https://fr.wikipedia.org/wiki/Travail\\_du\\_sol](https://fr.wikipedia.org/wiki/Travail_du_sol) (consulté le 02 mars 2019 )
- <https://www.fao.org/3/w7304f/w7304f0d.htm> (consulté le 15 mars 2019) .
- [http://www.agrireseau.qc.ca/agroenvironnement/documents/Thibault\\_Eric](http://www.agrireseau.qc.ca/agroenvironnement/documents/Thibault_Eric) (consulté le 20 mars 2019 )
- <https://www.rinieri.com/fr/produits/equipements-interceps/> (consulté le 25 mars 2019)
- <https://www.traceparts.com> (consulté du 30 mars 2019 jusqu'au 10 avril 2019)
- <https://www.renoldfrance.com>. (consulté le 30 avril 2019)
- 
- <https://grabcad.com/engineers/software/solidworks> (consulté le 02 mai 2019)
- <https://tice.agroparistech.fr/coursenligne/courses/SIAFEEAGRONOMIE9cea/document/machinisme/pdf/outils> (consulté le 05 mai 2019)
- <https://www.groupe-lechevalier.com/site/wp-content/uploads/2013/01/Chaine-standard> (consulté le 13 mai 2019)
- <https://www.skf.com/africa/fr/index.html> (consulté le 20 mai 2019)
- <https://docplayer.fr/52976882-Conception-mecanique-dimensionnement-des-arbres-prof-eric-bechet.html> (consulté le 25 mai 2019)
- <https://www.tandwiel.info/fr/engrenages/dimensionnement-des-engrenages-a-denture-droite-stub/> (consulté le 29 mai 2019)
- <https://www.tandwiel.info/fr/engrenages/calcul-resistance-des-engrenages/> (consulté le 29 mai 2019)
- <https://www.solidworks.com/fr/category/simulation-solutions> (consulté le 01 juin 2019)
- [https://www.pedagogie.ac-aix-marseille.fr/upload/docs/application/msword/2015-03/prise\\_en\\_main\\_rapide\\_de\\_sldw\\_motion.doc](https://www.pedagogie.ac-aix-marseille.fr/upload/docs/application/msword/2015-03/prise_en_main_rapide_de_sldw_motion.doc) (consulté le 5 juin 2019)



# Partie 2

# **ANNEXES**

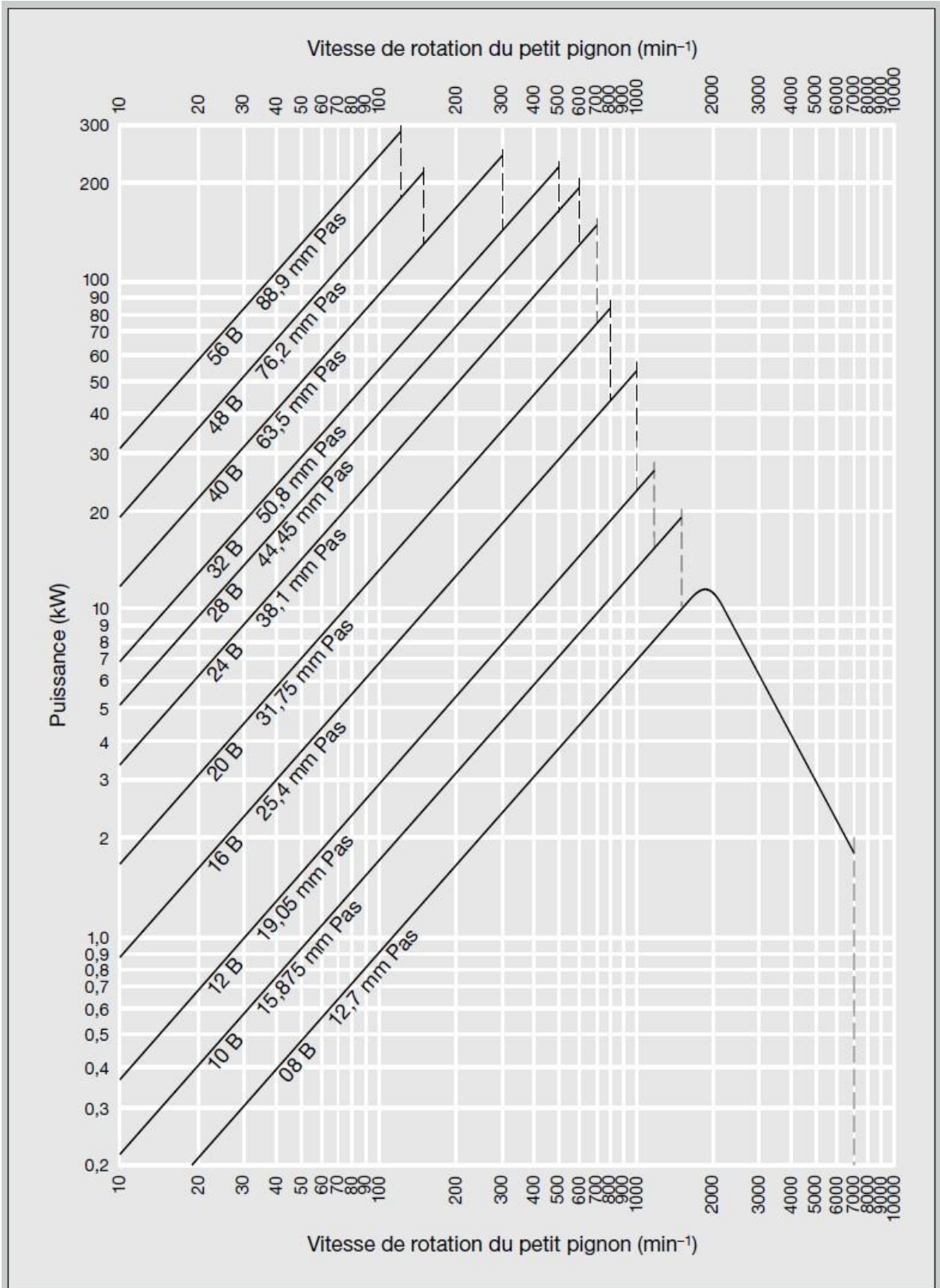
## ANNEXE 1

**5.5 Puissances transmissibles (kW)  
pour des chaînes à rouleaux Rex à fort rendement 20 B - 1  
pas de 31,75 mm, type européen**







**DIN 8187**

No. de dents du petit pignon	Ø primitif de référence mm	Vitesse de rotation du petit pignon																			
		10	25	50	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400	1600	1800	2000	2200
		Lubrification manuelle		Lubrification par compte-gouttes		Lubrification par barbotage						Lubrification par pompe à huile									
13	132,70	0,81	1,85	3,44	6,43	12,00	17,25	22,42	27,33	32,25	37,08	35,08	29,42	25,08	21,75	19,08	15,17	12,42	10,42	,-	,-
14	142,70	0,87	2,00	3,73	6,96	13,00	18,75	24,25	29,67	34,92	40,08	39,17	32,83	28,00	24,33	21,33	16,92	13,83	11,58	,-	,-
15	152,70	0,94	2,16	4,02	7,50	14,00	20,17	26,17	31,92	37,67	43,25	43,50	36,42	31,08	27,00	23,67	18,75	15,42	12,92	,-	,-
16	162,70	1,02	2,31	4,31	8,04	15,00	21,58	28,00	34,25	40,33	46,33	47,92	40,08	34,25	29,67	26,08	20,67	16,92	14,17	,-	,-
17	172,80	1,08	2,47	4,60	8,58	16,00	23,08	29,92	36,58	43,08	49,50	52,42	43,92	37,50	32,50	28,50	22,67	18,50	15,17	,-	,-
18	182,80	1,15	2,62	4,89	9,17	17,00	24,58	31,83	38,92	45,83	52,67	57,17	47,92	40,92	35,42	31,08	24,67	20,25	13,83	,-	,-
19	192,90	1,22	2,78	5,19	9,67	18,08	26,00	33,75	41,25	48,58	55,83	62,00	51,92	44,33	38,42	33,75	26,75	21,92	5,58	,-	,-
20	202,90	1,29	2,94	5,48	10,25	19,08	27,50	35,67	43,58	51,33	59,00	66,50	56,08	47,92	41,50	36,42	28,92	23,67	,-	,-	,-
21	213,00	1,36	3,10	5,78	10,75	20,17	29,00	37,58	45,92	54,08	62,17	70,08	60,33	51,50	44,67	39,17	31,08	25,42	,-	,-	,-
22	223,10	1,42	3,26	6,08	11,33	21,17	30,50	39,50	48,33	56,92	65,42	73,75	64,75	55,25	47,92	42,00	33,33	27,33	,-	,-	,-
23	233,20	1,50	3,42	6,38	11,92	22,17	32,00	41,42	50,67	59,75	68,58	77,33	69,17	59,08	51,17	44,92	35,67	29,17	,-	,-	,-
24	243,20	1,57	3,58	6,68	12,50	23,25	33,50	43,42	53,08	62,50	71,83	81,00	73,67	62,92	54,58	47,83	38,00	31,08	,-	,-	,-
25	253,30	1,64	3,74	6,97	13,00	24,33	35,00	45,33	55,42	65,33	75,08	85,00	78,42	66,92	58,00	50,92	40,42	30,25	,-	,-	,-
28	283,60	1,85	4,22	7,89	14,75	27,50	39,58	51,25	62,67	73,83	85,00	95,83	92,50	79,33	68,75	60,33	47,92	4,12	,-	,-	,-
30	303,80	2,00	4,56	8,50	15,83	29,58	42,67	55,25	67,50	79,58	91,67	103,33	103,33	88,33	76,25	66,92	53,08	,-	,-	,-	,-
32	323,90	2,14	4,88	9,08	17,00	31,75	45,67	59,25	72,42	85,00	98,33	110,83	113,33	96,67	84,17	73,75	58,50	,-	,-	,-	,-
35	354,20	2,36	5,38	10,00	18,75	34,92	50,33	65,25	79,75	94,17	108,33	121,67	130,00	110,83	95,83	84,17	40,33	,-	,-	,-	,-
40	404,70	2,72	6,22	11,58	21,67	40,33	58,17	75,33	92,50	108,33	125,00	140,83	156,67	135,83	117,50	103,33	,-	,-	,-	,-	,-

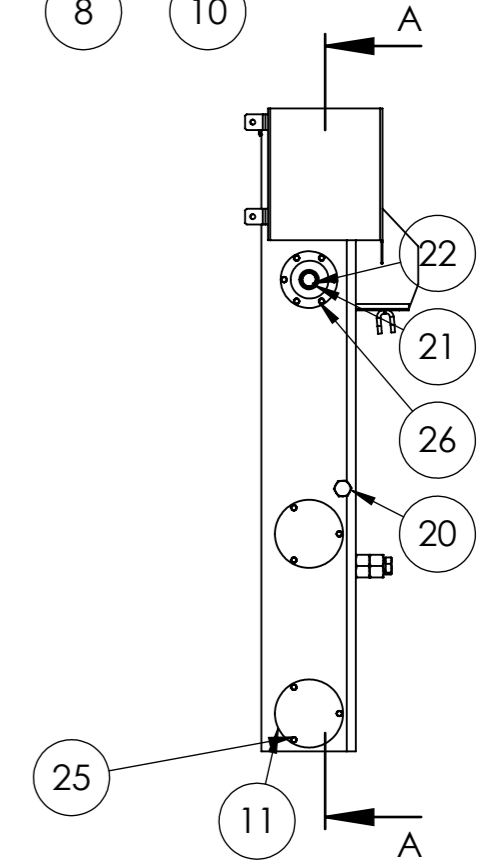
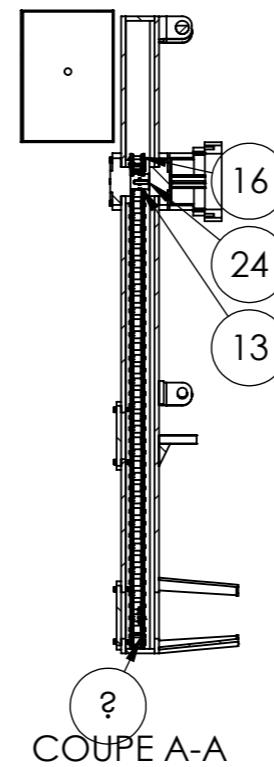
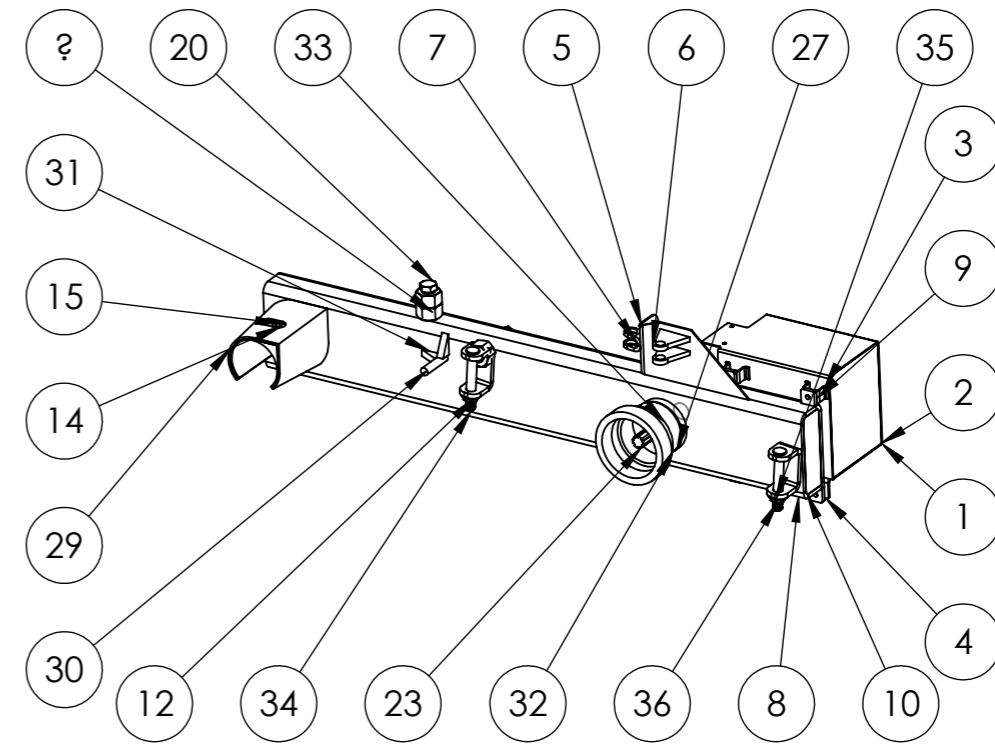
## ANNEXE 2



### ANNEXE 3

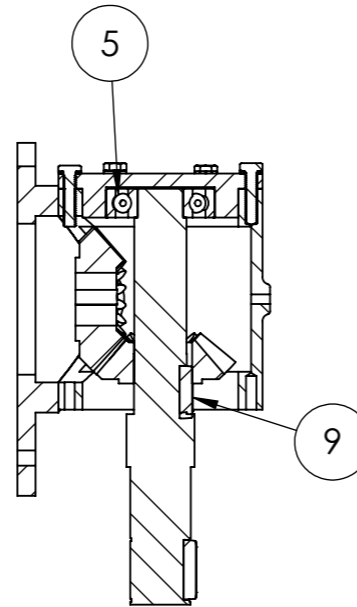
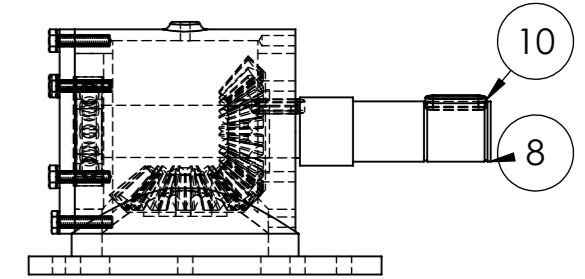
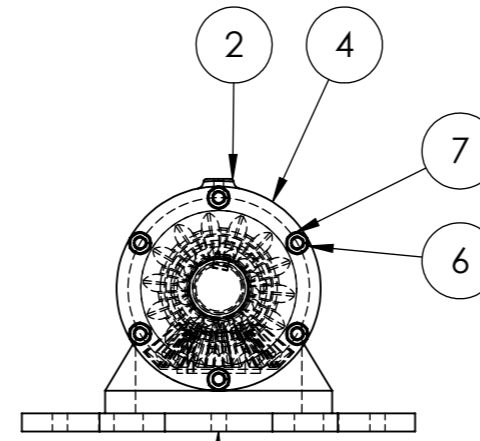
en Stock	Série standard	Série haute Perform.	PAS		Larg int		Diam roul				Surface travail axes		R (kN)		Poids
			P	b1	b2	d1	d2	g	k	a1	S	CR	CR-HP		
			mm	mini	maxi	maxi	h9	maxi	maxi	maxi	cm2			kg/m	
<b>CHAÎNES ISO 9001</b>	<b>CR</b>	<b>CR-HP</b>	<b>CHAÎNES MINIATURES : = voir page 25</b> <b>CHAÎNES CYCLES : = voir page 12</b>												
<b>SIMPLES</b>  Rouleaux STANDARD Longueur 5 mètres * Série étroite hors norme	-	E2*	9,53	3,94	6,7	6,35	3,28	9	3,3	11,6	0,22	-	10,5	0,36	
	06 B-1	06 B-1	9,53	5,72	8,53	6,35	3,28	8,26	3,3	13,5	0,28	9,0	10,1	0,41	
	-	E6*	12,7	5,21	8,7	8,51	4,45	11,81	3,9	15	0,39	-	18,2	0,62	
	08 B-1	08 B-1	12,7	7,75	11,3	8,51	4,45	11,81	3,9	17	0,5	18,0	19,0	0,7	
	-	E10*	15,87	6,48	10,08	10,16	5,08	14,73	4,1	16,4	0,51	-	28,2	0,78	
	10 B-1	10 B-1	15,87	9,65	13,28	10,16	5,08	14,73	4,1	19,6	0,67	22,4	28,4	0,91	
	12 B-1	12 B-1	19,05	11,68	15,62	12,07	5,72	16,13	4,6	22,7	0,89	29,0	32,5	1,18	
	16 B-1	16 B-1	25,4	17,02	25,45	15,88	8,28	21,08	5,4	36,1	2,1	60,0	76,5	2,5	
	20 B-1	20 B-1	31,75	19,56	29,01	19,05	10,19	26,42	6,1	43,2	2,95	95,0	108,0	3,5	
	24 B-1	24 B-1	38,1	25,4	37,92	25,4	14,63	33,4	6,6	53,4	5,54	160,0	185,5	6,8	
	28 B-1	28 B-1	44,45	30,99	46,58	27,94	15,9	37,08	7,4	65,1	7,4	200,0	237,0	8,5	
	32 B-1	32 B-1	50,8	30,99	45,57	29,21	17,81	42,29	7,9	67,4	8,11	250,0	276,0	10,5	
	-	40 B-1	63,5	38,1	55,75	39,37	22,89	52,96	10,2	82,6	12,76	-	406,0	16,8	
-	48 B-1	46,2	45,72	70,56	48,26	29,24	63,88	10,5	99,1	20,63	-	600,0	25,5		
<b>DOUBLES</b>  Cotes b1-b2-d1-d2-g-k voir chaînes simples	<b>CR</b>	<b>CR-HP</b>	<b>Pas mm</b>	<b>e</b>	<b>a2 maxi</b>	<b>S cm2</b>	<b>R(kN)</b>		<b>kg/m</b>	<b>MAILLONS RACCORDS</b>					
							<b>CR</b>	<b>CR-HP</b>		<b>Désignation</b>	<b>Modèle x réf. chaîne</b> (ex.: AR05B1)				
	06 B-2	06 B-2	9,53	10,24	23,8	0,55	16,9	17,7	0,78						
	08 B-2	08 B-2	12,7	13,92	31,0	1,0	32,0	39,0	1,36	<b>AR &lt; pas 31,75</b>					
	10 B-2	10 B-2	15,88	16,59	36,2	1,34	44,5	55,0	1,82	<b>AG &gt; pas 38,1</b>					
	12 B-2	12 B-2	19,05	19,46	42,2	1,78	57,8	65,0	2,38						
	16 B-2	16 B-2	25,4	31,88	68,0	4,21	106,0	149,5	5,1						
	20 B-2	20 B-2	31,75	36,45	79,7	5,91	170,0	217,5	7,3	<b>MI : tous pas</b>					
	24 B-2	24 B-2	38,1	48,36	101,8	11,09	280,0	366,0	13,4	<b>MER : tous pas</b>					
	-	28 B-2	44,45	59,56	124,7	14,81		469,0	16,6						
	-	32 B-2	50,8	58,55	126,0	16,23		560,0	21,0						
	-	40 B-2	63,5	72,29	154,9	25,52		506,0	33,4	<b>MCD &lt; pas 19,05</b>					
	-	48 B-2	76,2	91,21	190,4	41,26		1100,0	50,0	<b>MCS &gt; pas 25,4</b>					
<b>TRIPLES</b>	<b>CR</b>	<b>CR-HP</b>	<b>Pas mm</b>	<b>e</b>	<b>a3 maxi</b>	<b>S cm2</b>	<b>R(kN)</b>		<b>kg/m</b>						
							<b>CR</b>	<b>CR-HP</b>							
	06 B-3	06 B-3	9,53	10,24	34	0,83	23,6	23,7	1,18						
	08 B-3	08 B-3	12,7	13,92	44,9	1,5	47,5	57,5	2,01						
	10 B-3	10 B-3	15,88	16,59	52,8	2,02	66,7	82,0	2,7						
	12 B-3	12 B-3	19,05	19,46	61,7	2,68	86,7	96,5	3,12						
	16 B-3	16 B-3	25,4	31,88	99,9	6,32	160,0	231,0	7,3						
	-	20 B-3	31,75	36,45	116,1	8,86		315,0	10,6						
	-	24 B-3	38,1	48,36	150,2	16,64		520,0	20,0						
	-	28 B-3	44,45	59,56	184,3	22,21		640,0	25,0						
	-	32 B-3	50,8	58,55	184,5	24,34		800,0	32,0						
	-	40 B-3	63,5	72,29	227,2	38,28		1140,0	50,5						
	-	48 B-3	76,2	91,21	281,6	61,89		1700,0	76,0						

REP	DESIGNATION	QTE
1	RESERVOIR PARTIE 1	1
2	LATERALE	2
F3	MAINTIENT RESERVOIR	2
4	MAINTIENT RESERVOIR SUR CACHE BAS	2
5	PIECE AMONT LIEE AU CACHE	1
6	TOLE LIEE AU CACHE AVALE	2
7	ATTACHE VERIN	1
8	TOLE CACHE MACHINE	1
E9	MAINTIENT RESERVOIR SUR CACHE COTE HAUT	4
10	TOLE LATERALE	2
11	COUVERT CACHE	2
12	Support à 2 trous Lg 126	2
13	Chain wheel ISO -12Z- 20B-1	2
14	A	176
15	B	88
16	C	88
D17	MONTAGE DE CHAINE -B 20- L.2761,37- E.1147,50	1
18	TENDEUR	1
19	hex nut heavy_am	3
20	heavy hex bolt_am	2
21	BRIDE FERMETURE DU COTE POMPE	1
22	SKF - 6205 - 12,DE,NC,12_68	2
C23	ARBRE CANUULE	1
24	CLAVETTE 9 X 8X 40	1
25	Spring washer DIN 128 - A8	12
26	ISO 4017 - M8 x 35-S	12
27	BRIDE FERMETURE DU COTE POMPE	1
28	din3760-a_35x47x8-nbr	1
29	CACHE DU CORPS DU COUPLE CONIQUE	1
B30	CYLINDRE	1
31	GOUSSET CYLINDRE	2
32	TETE PARTIE INFERIEUR DU CARDAN	1
33	TETE ATTACHE PARTIE 2	1
34	Axe diam 25 L.176	2
35	RONDELLE	2
36	ISO - 4035 - M24 - S	2

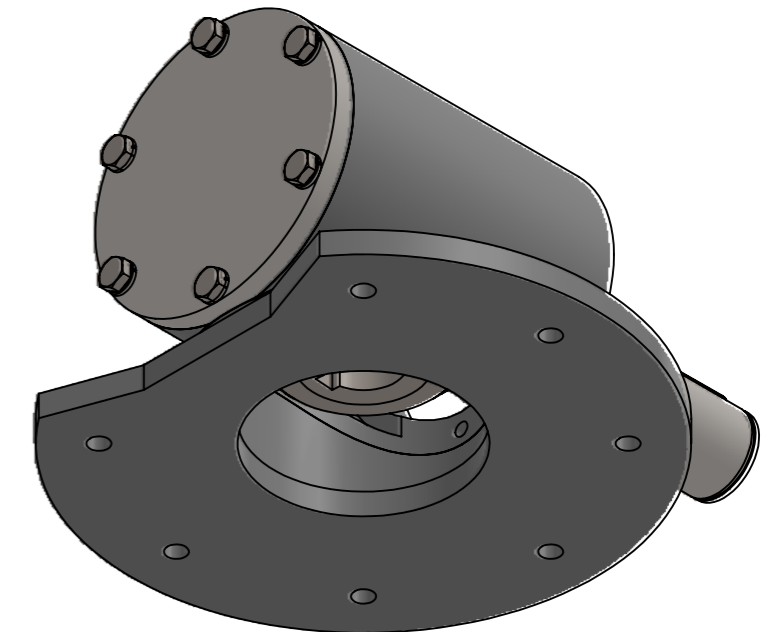
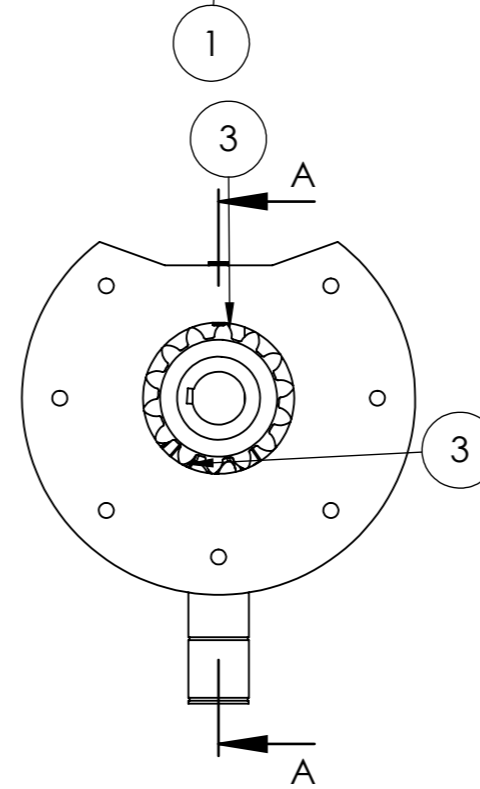


SAUF INDICATION CONTRAIRE: LES COTES SONT EN MILLIMETRES ETAT DE SURFACE: TOLERANCES: LINEAIRES: ANGULAIRES:		FINITION:	CASSER LES ANGLES VIFS	NE PAS CHANGER L'ECHELLE	REVISION
				ENTREPRISE : SARL MAG	
				ECOLE NATIONALE SUPERIEURE D'ALGER	
NOM	SIGNATURE	DATE			
AUTEUR	BOUDAA BOUCHRA	04/06/2019			
VERIF.	IBRAHIM OUIS	10/06/2019			
APPR.	OKBA HAMRI				
FAB.					
QUAL.					
			MATERIAU: VOIR PLANS DE FABRICATION DETAILLES	No. DE PLAN	
				CACHE MACHINE	
			MASSE: 150,37 Kg	ECHELLE:1:20	FEUILLE 1 SUR 1

No. ARTICLE	DESIGNATION	QTE
1	CORPS DE COUPLE CONIQUE 2	1
2	CORPS DE COUPLE CONIQUE 1	1
3	ISO - Straight miter gear 6.5M14T 20PA 30FW --- 14O55H55MD35.0R1	2
4	CORPS DE COUPLE CONIQUE 3	1
5	SKF - 6306 - 10,DE,NC,10_68	1
6	Spring washer DIN 128 - A8	6
7	ISO 4017 - M8 x 35-S	6
8	ARBRE NON CANUULE LG 275	1
9	CLAVETTE 9 X 8X 35	1
10	CLAVETTE 9 X 8X 40	1

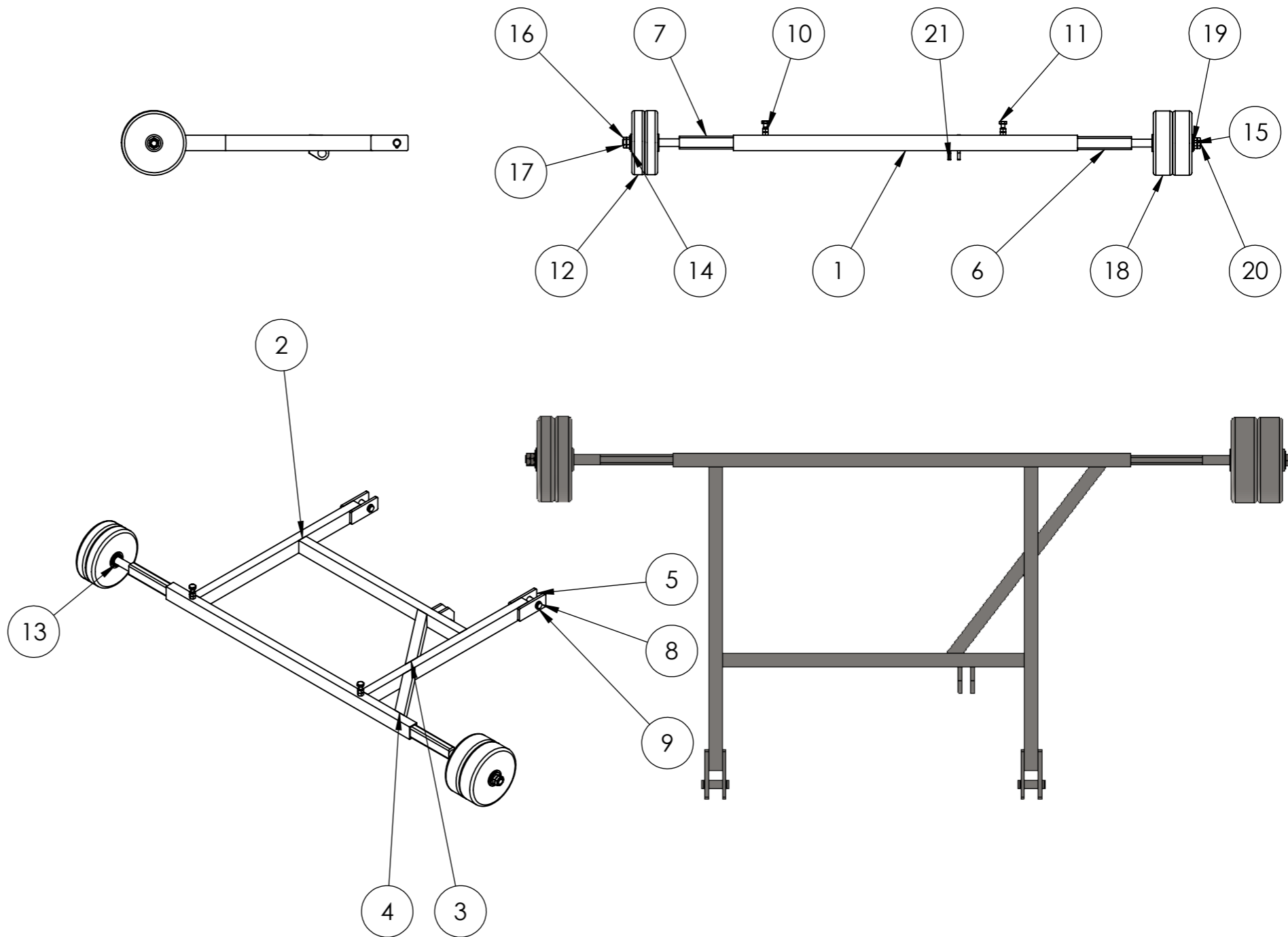




COUPE A-A



SAUF INDICATION CONTRAIRE: LES COTES SONT EN MILLIMETRES ETAT DE SURFACE: TOLERANCES: LINEAIRES: ANGULAIRES:			FINITION:	CASSER LES ANGLES VIFS	NE PAS CHANGER L'ECHELLE	REVISION
					ENTREPRISE : SARL MAG	
					ECOLE NATIONALE SUPERIEURE D'ALGER	
					No. DE PLAN	A3
				MATERIAU: VOIR PLANS DE FABRICATION DETAILLES	CORP COUPLE CONIQUE	
				MASSE: 16,87 Kg	ECHELLE:1:5	FEUILLE 1 SUR 1

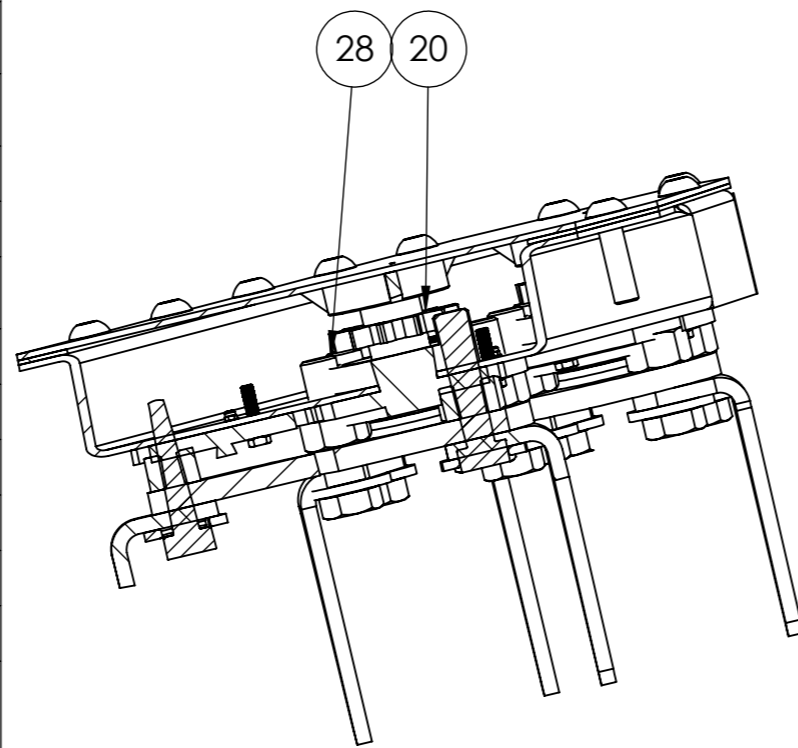
REP	DESIGNATION	MATIERE	QTE
1	Tube rectangle 60 X 40 X 1340	S355	1
2	Tube rectangle 60 X 40 X 885	S355	3
3	TUBE RECTANGLE 60 X 40 X 377,6 MODIFIEE	S355	1
4	TUBE RECTANGLE 60 X 40 X 327,65MODIFIEE	S355	1
5	RELAIS x2	S355	4
6	ESSIEU DROIT LONG 50 X 30 X 700	S355	1
7	ESSIEU GAUCHE PETIT 50 X 30 X 400	S355	1
8	PERNO D.25 L 80 CON GOLE PER SEEGER	CONSTRUCTEUR	2
9	Circlip DIN 471 - 25 x 2	CONSTRUCTEUR	4
10	B18.2.4.1M - Hex nut, Style 1, M14 x 2 --D-S	CONSTRUCTEUR	4
11	B18.2.3.3M - Heavy hex screw, M14 x 2.0 x 50 --34S	CONSTRUCTEUR	2
12	DEMIE ROUE D 250 EP 50	S235 /S355	2
13	SKF - 6205 - 12,DE,NC,12_68	CONSTRUCTEUR	4
14	Manchon 66-46 Lg 110	S355	1
15	ROSETTA PIANA TRANCIATA d.25 X 4 D.52	CONSTRUCTEUR	2
16	ISO - 4035 - M24 - S	CONSTRUCTEUR	4
17	Axe d.30 L.230	S355	1
18	DEMIE ROUE D 250 EP 75	S235 /S355	2
19	Manchon 66-46 Lg 160	S355	1
20	Axe d.30 L.280	S355	1
21	GOUSSET A TROU D.19	S235	2



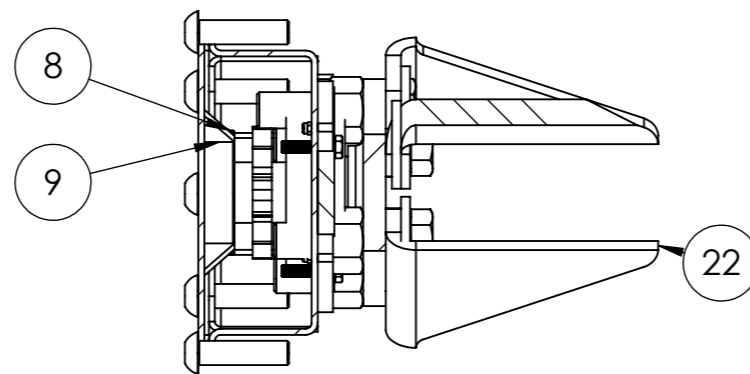
SAUF INDICATION CONTRAIRE: LES COTES SONT EN MILLIMETRES ETAT DE SURFACE: TOLERANCES: LINEAIRES: ANGULAIRES:		FINITION:		CASSER LES ANGES VIFS		NE PAS CHANGER L'ECHELLE		REVISION	
AUTEUR BOUDAA BOUCHRA		SIGNATURE		DATE 01/06/2019		ECOLE NATIONAL POLYTECHNIQUE D'ALGER		 	
VERIF. IBRAHIM OUIS		SIGNATURE		DATE 10/06/2019		No. DE PLAN		A3	
APPR. OKBA HAMRI		SIGNATURE		DATE		MATERIAU:VOIR NOMENCLATURE		CADRE DE ROUE	
FAB.		SIGNATURE		DATE		MASSE: 54,917 Kg		Echelle:1:20	
QUAL.		SIGNATURE		DATE		FEUILLE 1 SUR 1			



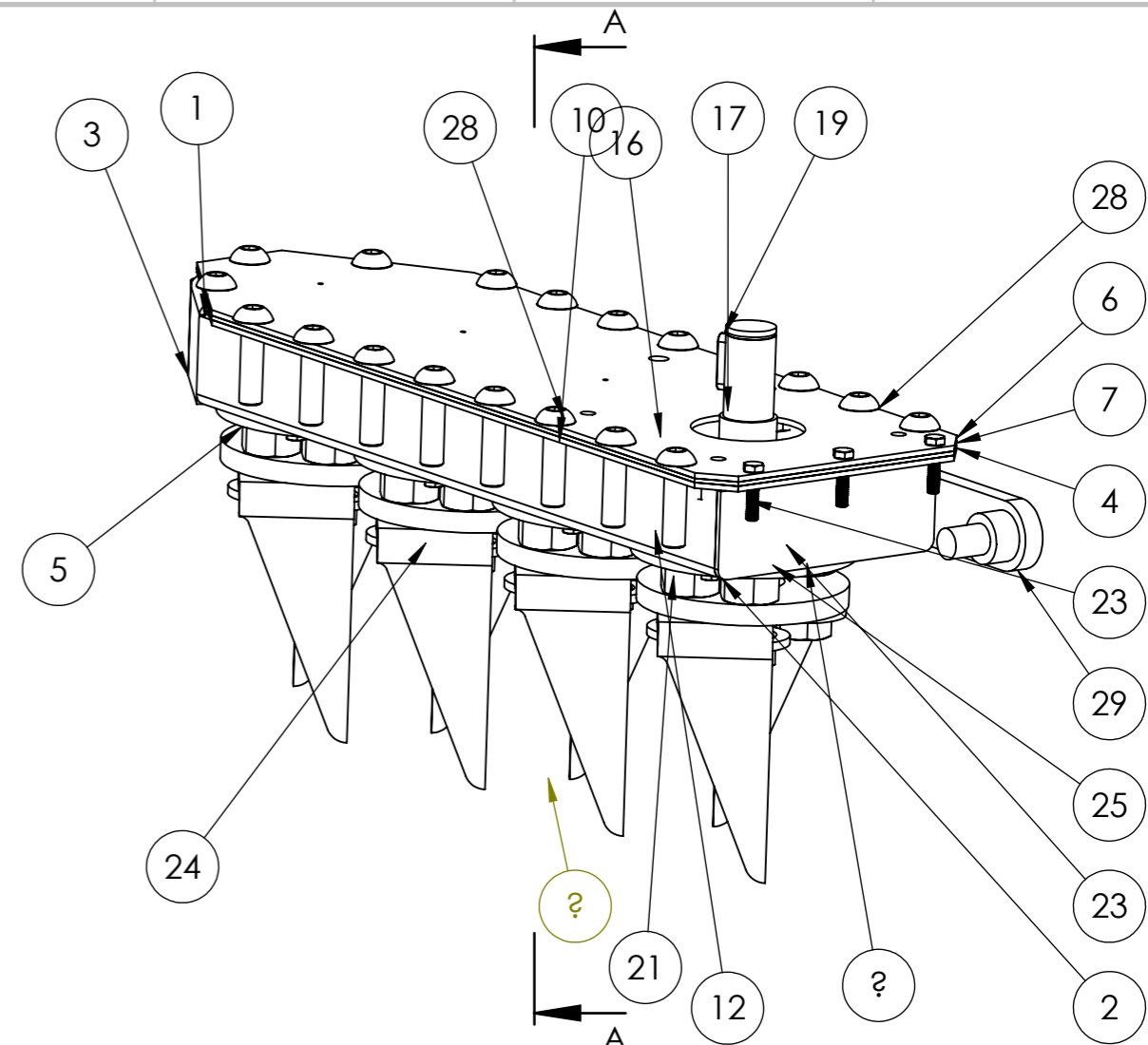
No. ARTICLE	DESIGNATION	QTE
1	PLAQUE 700 X 220 X 10	1
2	TOLE LATERALE DE LATERALE	1
3	laterale 2 PLIEE	1
4	Pièce9	2
5	Cerceau ouvert 10X 3X LG DEPLIEE 455	4
6	COUVERCLE DE TETE	1
7	JOINT	1
8	CERCEAU D 82 X 20	3
9	GOUSSET EP 8	9
10	torque nut 01_iso	38
11	hex nut gradec_iso	4
12	SUPPORT INFERIEURE DE LA TETE DE L'ENGRENAGE DROIT	4
13	JOINT-48x65x10ba	4
14	SKF - 6205 - 12,DE,NC,12_68	7
15	circlip for bores heavy_din	4
16	spur gear_iso	4
17	ARBRE EPAULée lg 210	1
18	CLAVETTE 9 X 8X 30	4
19	CLAVETTE 9 X 8X 40	1
20	Circlip DIN 471 - 40 x 1.75	4
21	ARBRE EPAULE	3
22	DENT	8
23	ISO 4017 - M8 x 35-S	19
24	curved spring lock washer_din	16
25	hex thin nut fine gradeab_iso	16
26	hex screw gradeab fine_iso	16
28	Pièce3^TETE ASSEMBLée	1
28	socket button head screw_iso	20
29	RELAIS TETE AV VERIN D'INCLINAISON	1



COUPE A-A  
ECHELLE 1 : 5

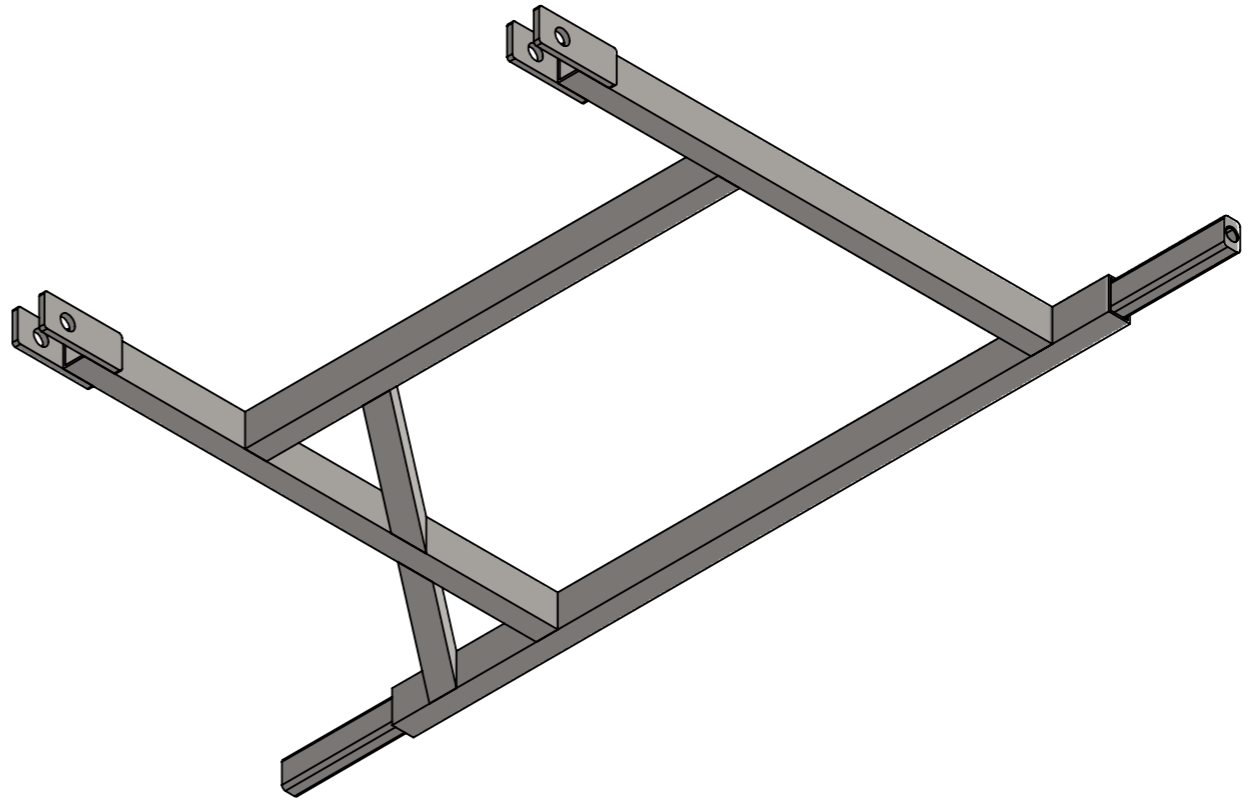
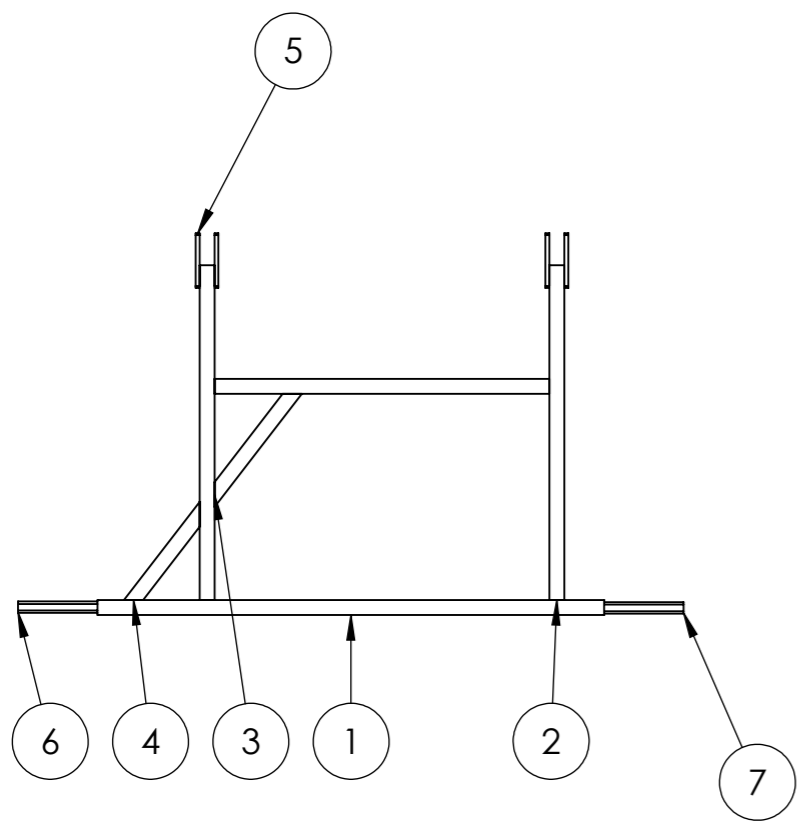
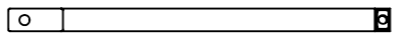
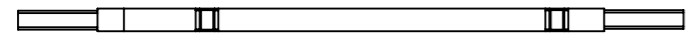




COUPE B-B  
ECHELLE 1 : 5



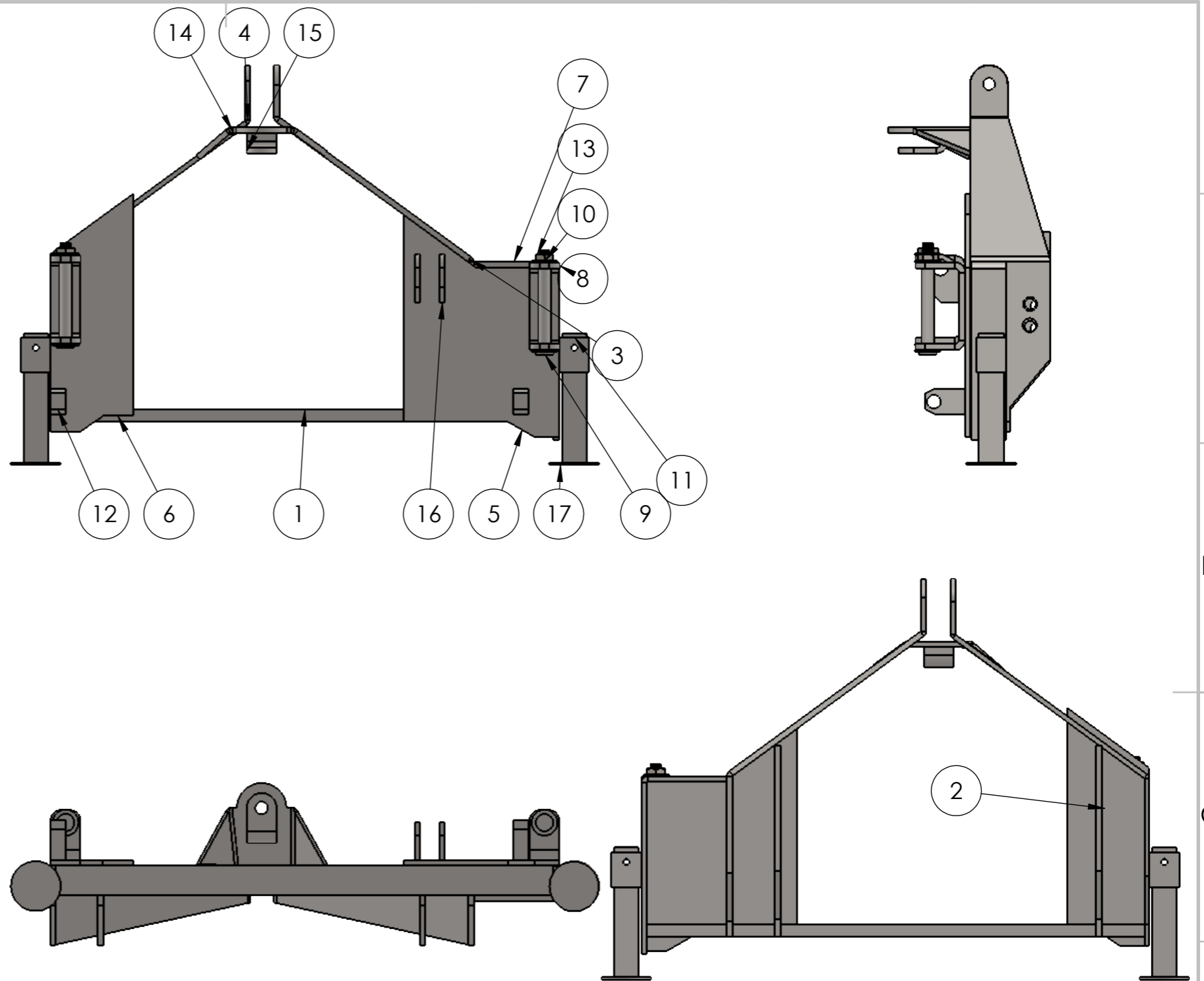
SAUF INDICATION CONTRAIRE: LES COTES SONT EN MILLIMETRES ETAT DE SURFACE: TOLERANCES: LINEAIRES: ANGULAIRES:		FINITION:	CASSER LES ANGLES VIFS	NE PAS CHANGER L'ECHELLE	REVISION
				ENTREPRISE : SARL MAG	
				ECOLE NATIONALE SUPERIEURE D'ALGER	
NOM	SIGNATURE	DATE	No. DE PLAN		
AUTEUR BOUDAA BOUCHRA		07/06/2019	TETE ASSEMBLEE		
VERIF. IBRAHIM OUIS		10/06/2019	A3		
APPR. OKBA HAMRI			Echelle: 1:10		
FAB.			FEUILLE 1 SUR 1		
QUAL.					
MATERIAUX: VOIR PLANS DE FABRICATION DETAILLES					
MASSE: 54.70 Kg					


REP	DESIGNATION	MATIERE	QTE
1	Tube rectangle 60 X 40 X 1340	S355	1
2	Tube rectangle 60 X 40 X 885	S355	3
3	TUBE RECTANGLE 60 X 40 X 377,6 MODIFIEE	S355	1
4	TUBE RECTANGLE 60 X 40 X 327,65MODIFIEE	S355	1
5	RELAIS CHASSIS X2	S355	4
6	ESSIEU DROIT LONG 50 X 30 X 700	S355	1
7	ESSIEU GAUCHE PETIT 50 X 30 X 400	S355	1



SAUF INDICATION CONTRAIRE: LES COTES SONT EN MILLIMETRES ETAT DE SURFACE: TOLERANCES: LINEAIRES: ANGULAIRES:		FINITION:		CASSER LES ANGES VIFS		NE PAS CHANGER L'ECHELLE		REVISION	
AUTEUR BOUDAA BOUCHRA		SIGNATURE		DATE 01/06/2019		ECOLE NATIONAL POLYTECHNIQUE D'ALGER		 	
VERIF. IBRAHIM OUIS		SIGNATURE		DATE 10/06/2019		No. DE PLAN		chassis (sans roues)	
APPR. OKBA HAMRI		SIGNATURE		DATE		MATERIAU :VOIR NOMENCLATURE		A3	
FAB.		SIGNATURE		DATE		MASSE: 32,87 Kg		Echelle:1:20	
QUAL.		SIGNATURE		DATE		FEUILLE 1 SUR 1			

REP	DESIGNATION	MATERIAU	QTE
1	TUBE SOUDE A L'ARRIERE 60 X 25X 1000	S355	1
2	COTE AMONT INTERIEUR TOLE X 2 SYM	S355	2
3	PIECE AVALE MOITIEE DROITE	S355	1
4	PIECE AVALE MOITIEE GAUCHE	S355	1
5	CACHE ARRIERE A GAUCHE	S355	1
6	CACHE ARRIERE A DROITE	S355	1
7	TOLE RECTANGULAIRE	S355	1
8	Support à 2 trous L.176	S355	2
9	Axe d.25 L.210	ACIER NON ALLIE	2
10	ROSETTA PIANA TRANCIATA D52 d25 ep 4 rondelle	CONSTRUCTEUR	4
11	TUBE SUPPORT PIEDS	S355	2
12	ATTACHE COTE AVALE AU BATI	ACIER NON ALLIE	2
13	ISO - 4035 - M24 - S	CONSTRUCTEUR	2
14	ATTACHE POINT HAUT SUPERIEUR	S355	1
15	ATTACHE POINT HAUT INFERIEUR	S355	1
16	GOUSSET A TROU d.19	ACIER NON ALLIE	2
17	Assemblage SUPPORT PIED	VOIR PLAN SUPPORT PIEDS	2



SAUF INDICATION CONTRAIRE: LES COTES SONT EN MILLIMETRES ETAT DE SURFACE: TOLERANCES: LINEAIRES: ANGULAIRES:			FINITION:	CASSER LES ANGLES VIFS	NE PAS CHANGER L'ECHELLE	REVISION
AUTEUR BOUDAA BOUCHRA			SIGNATURE	DATE 02/06/2019	ENTREPRISE : SARL MAG 	
VERIF. IBRAHIM OUIS			SIGNATURE	DATE 10/06/2019	ECOLE NATIONALE SUPERIEURE D'ALGER 	
APPR. OKBA HAMRI			SIGNATURE	DATE	No. DE PLAN	
FAB.			SIGNATURE	DATE	CADRE DE LEVAGE	
QUAL.			SIGNATURE	DATE	A3	
			MATERIAU: VOIR PLANS DE FABRICATION DETAILLES		Echelle: 1:10	
			MASSE: 71.67 Kg		FEUILLE 1 SUR 1	