REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Université Yahia Fares Médéa

Faculté de technologie

Département : Génie Mécanique



Mémoire de fin d'étude présenté pour l'obtention

du diplôme de Master en Génie Mécanique

Option : Construction Mécanique

Théme

Conception et optimisation des paramètres D'une pompe hydraulique a engrenage extérieur Par l'utilisation du logiciel de SOLID WORKS

Présenté par :

M. GHERNAOUTI Merouane

Proposé et dirigé par :

Pr. Abdellah el Hadj Abdellah

Mr. TAKDANTI Mourad

Promotion 2018/2019

Remerciements

Je tiens en premier à remercier vivement Dieu pour tous les bienfaits et l'aide qui nous apporte afin d'atteindre les buts visés.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude et à remercier très chaleureusement mon Directeur de mémoire Le professeur ABDELLAH HADJ ABDELLAH, professeur à l'Université de Médéa pour les efforts et les conseils précieux et judicieux, qu'il n'a cessés de me prodiguer tout le long de ce modeste travail.

*Je tiens à exprimer ma profonde gratitude et à remercier très chaleureusement monsieur TEKDENTI MOURAD**,** enseignant à l'Université de Médéa pour les efforts et les conseils précieux et judicieux, qu'il n'a cessés de me prodiguer tout le long de ce modeste travail.*

Je tiens à remercier également l'ensemble du personnel du département de génie mécanique.

La Nomenclature

Abréviations utilisées dans ce mémoire

Z : Nombre de dents de l'engrenage,
P.A : Pression atmosphérique
m : Module normalisé
α_o : L'angle de pression
d : Diamètre primitif
d_b : Diamètre de base
h_a : Saille
h_p : Creux
h : Hauteur de dent
d_a : Diamètre de tête hauteur de dent
d_f : Diamètre de pied
P_o : Pas de référence
P_b : Pas de base
S : Epaisseur de référence
Sb : Epaisseur de base
S_a : Epaisseur de tête
r_b Rayon de base
r : Rayon primitif
inv : Involute
a : Entraxe nominal
δ : Déplacement de profil
x : Coefficient de déport
Δa : Déplacement
a_w : Entraxe de fonctionnement
a_{wy} : Entraxe de dimensionnement
j_b : Jeu entre dents
Fr : Force de rapprochement
Fe : Force d'écartement

Sommaire

Introduction générale 1

CHAPITRE I : Notions sur les pompes hydrauliques Volumétriques

I.1 Pompes hydrauliques 03
I.1.1 Introduction..... 03
I.1.2 Classification des pompes hydrauliques..... 03
I.1.3 Caractéristiques de fonctionnements des pompes hydrauliques volumétriques.. 03
I.1.4 Principaux types de pompe hydraulique volumétrique..... 09
I.2 Pompes à engrenage..... 10
I.2.1 Pompes à engrenages extérieurs..... 11
I.2.2 Pompes à engrenages intérieurs..... 13
I.2.2.1 Pompes à engrenage interne à croissant..... 14
I.2.2.2 Pompes à engrenage interne à gé rotor..... 15
I.3 Pompes à palettes..... 16
I.4 Pompe à Pistons Radiaux..... 17
I.5 Pompe à Pistons Axiaux..... 19
I.6 Domaines d'utilisations..... 21
I.7 Conclusion..... 22

CHAPITRE II : Les pompes hydrauliques à engrenage extérieur

II .Les pompes à engrenage extérieur..... 24
II.1 Principe de cylindrée..... 24
II.2 Pompe à engrenage à jeu fixe..... 27
II. 3 Pompe à engrenage extérieur compensée axialement..... 29
II.4 Variante de construction de compensation axiale..... 31
II.5 Pompe à engrenage avec paliers munis de compensation..... 33
II.6 Pompe à engrenage avec paliers lisses munie d'une plaque d'équilibrage hydrostatique..... 35
II.7 Pompe à engrenage avec flasque munis de compensation..... 37
II.8 Sens de rotation selon la forme des surfaces de compensation..... 39
II.9 Retour des fuites..... 41
II.10 Caractéristiques générales..... 44
II.11 Conclusion..... 45

CHAPITRE III : Conception et dimensionnement des engrenages

III.1 Introduction …… 47

III.2 La pompe modèle…… 47

III.3 Conception et dimensionnement des engrenages…… 49

III.3 .1 Dimensionnement théorique……..… 50

III.3 .1 .1 Dimensionnement sans déport…….. 54
L'interférence……..... 57
III.3.1. 2 Dimensionnement avec déport …….. 58
Denture déporté**e**…….. 59
III.3.2 Influence du déport sur la forme d'une denture……..... 60
III.3.3 Influence du déport sur un engrenage extérieur à denture droite……... 62
I.4 Conclusion…… 67

CHAPITRE IV : Programmation d'usinage sous CAMworks

V.1 Introduction…… 69

V.2 CAMWorks……... 69

V.2.1 Caractéristiques de CAMWorks……..... 69

V.3 Les Etapes pour générer le code ISO à partir d'un fichier pièce SolidWorks….. 72

V.3.1 Corps de la pompe……..... 71
V.3.1.1 Dessin de définition…….……. 71
V.3.2.2 Gestion et création du programme sous CAMWORKS…….……. 71
V.3.2 Pignon mené……..... 86
V.3.2.1 Dessin de définition…… ……. 86
V.3.2.2 Gestion et création du programme sous CAMWORKS……..……. 86
V.4 Conclusion……. 99

Table des figures

CHAPITRE I

Figure 1.1 : Schémas des différentes pompes…… 4
Figure 1.2 : Cylindrées des pompes (volume en rouge)…… 4
Figure 1.3 : Pressions des pompes (volume en rouge)…….... 5
Figure 1.4 : Puissance d'une pompe…….... 6
Figure 1.5 : Principaux types de pompe hydraulique volumétrique…… 10
Figure 1.6 : Principe de fonctionnement de la Pompe à engrenage extérieur…….. 11
Figure 1.7 : Pompe à engrenage extérieur ……..……. 12
Figure 1.8 : Pompes à engrenages externe double…… 13
Figure 1.9 : Pompe à engrenage intérieur…….... 13
Figure 1.10 : Pompe à engrenage interne à croissant…….... 14
Figure 1.11 : Pompes à engrenage interne à gé rotor…… 15
Figure 1.12 : Cycle de fonctionnement d'une pompe à engrenage interne à gé rotor…… 15
Figure 1.13 : Pompe à palettes…… 16
Figure 1.14 : Pompes à pistons radiaux et cylindres variables…….. 17
Figure 1.15 : Principe de fonctionnement de la pompe…….... 18
Figure 1.16 : Pompe à pistons axiaux…… 19
Figure 1.17 : Principe d'aspiration …… 19
Figure 1.18 : Principe de refoulement…… 20

CHAPITRE II

Figure 2.1 : Principe de cylindrée…….... 26
Figure 2.2 : Pompe de gavage à engrenage extérieur à jeu fixe…… 28
Figure 2.3 : Pompe à engrenage extérieur compensée axialement…… 30
Figure 2.4 : Principe de compensation axiale - (Origine commerciale)…… 32
Figure2.5: Principe de compensation axiale - (Origine HPI)…….. 34
Figure2.6 : Principe de compensation axiale (origine Rexroth)…… 36
Figure 2.7 : Compensation axiale asymétrique - (Origine Sauer Sundstrand)…….. 38
Figure 2.8 : Différentes compensations selon le sens de rotation…….. 40
Figure2.9 : Circuit de circulation du fluide pour le graissage d'une pompe à engrenage…… 41
Figure2.10:Détail de la tension mécanique obtenue par le joint de compensation axiale d'une pompe à engrenage…… 42

CHAPITRE III

Figure 3.1 : Pompe à engrenage avec paliers munis de compensation…… 47
Figure 3.2 : Symboles et vocabulaire utilisés pour décrire la forme de la denture(denture normale)…….. 50
Figure3.3: Entraxe ,diamétres pas et module normalisé(denture normale)…… 51
Figure3.4: Géométrie pour dimensionnement sans déport…… 55
Figure 3.5 : Tenue mécanique pour dimensionnement sans déport…… 56
Figure 3.6 : Cercle de base et cercles primitifs…….... 57
Figure 3.7 : Interférence sur la forme de la dent…….. 57
Figure 3.8 : Espace mort dans l'engrènement…… 58
Figure 3.9 : Notion de déport…….. 59
Figure 3.10 : Influence du déport sur la forme de la denture droite…… 60
Figure 3.11 : Influence du déport et la position de la dent par rapport à la géométrie de référence.. 61
Figure 3.12 : Jeu entre les deux roues…….... 63
Figure 3.13 : Géométrie pour dimensionnement avec déport…….... 65
Figure 3.14 : Tenue mécanique pour dimensionnement avec déport…….... 66

CHAPITRE IV

Figure 4.1 : Arbre de forme CAMWORKS …… 71
Figure 4.2 : Machine [Mill-Metric] …….... 72
Figure 4.3 : Machine, Groupe d'outil et Post-processeur…… 72
Figure 4.4 : Gestionnaire de brut…….... 73
Figure 4.5 : Matière et Boite englobante…….... 73
Figure 4.6 : Système de coordonnées…….... 74
Figure4.7 : Le point d'origine au milieu de la boite englobante …… 74
Figure 4.8 : Configuration pièce fraisage…….. 75
Figure 4.9 : Plan de face…….... 75
Figure 4.10 : Forme 2 axes ½…… 76

Figure 4.11 : La direction d'usinage……. 76
Figure 4.12 : Conditions de fin……. 77
Figure 4.13 : Générer plan d'opération……
Figure 4.14 : Arbre d'opération de CAMWORKS…….. 78
Figure 4.15: Editer définition de surfaçage…….. 79
Figure 4.16 : Outil de coupe……. 80
Figure 4.17 : Condition de coupe……. 81
Figure 4.18 : Onglet surfaçage……. 81
Figure 4.19 : Simulation parcourt d'outil……. 82
Figure 4.20 : Navigation de l'outil de coupe…… 83
Figure 4.21 : Générer programme…… 84
Figure 4.22 : Code CN…….. 85
Figure 4.23 : Arbre de forme…….. 86
Figure 4.24 : Machine [Mill-Metric]…… 86
Figure 4.25 : Indexation 4axis…….. 87
Figure 4.26 : Système de coordonnées de fixation axe X……..... 87
Figure 4.27 : Axe de rotation axe X……. 88
Figure 4.28 : Gestionnaire de brut……..... 88
Figure 4.29 : Système de coordonnées……. 89
Figure 4.30 : Le repère d'origine au somme de la boite englobante du brut…… 89
Figure 4.31 : Configuration pièce fraisage 1…… 90
Figure 4.32 : Plan de face……. 90
Figure 4.33 : Forme multi surface ……... 91
Figure 4.34 : Stratégie d'usinage…….. 91
Figure 4.35 : Générer plan d'opération…… 92
Figure 4.36 : Arbre d'opération de CAMWORKS…….. 92
Figure 4.37: Parametres d'opération……... 83
Figure 4.38 : Modèle d'usinage…… 94
Figure 4.39 : Mode de sélection (supérieur)…… 94
Figure 4.40 : Mode de sélection (inférieur)…….. 95
Figure 4.41 : Contrôle d'axe d'usinage…… 95
Figure 4.42 : Créer modèle…….. 96
Figure 4.43 : nouveau modèle…….. 97
Figure 4.44 : Simuler parcours d'outil……. 97
Figure 4.45 : Navigation de l'outil …….. 98
Figure 4.46 : Générer programme…… 98
Figure 4.47 : Code CN……..…… 99
…

Table des tableaux

Tableau 1 : Caractéristiques de la pompe modèle……48

Tableau 2 : Valeurs pour dimensionnement sans déport…….54

Tableau 3 : Valeurs pour dimensionnement avec déport…….64

INTRODUCTION

Dans un circuit hydraulique, les pompes jouent un rôle tout aussi important, lequel s'apparente à celui joué par le cœur chez l'être humain, en effet, la pompe permet de faire circuler, par l'intermédiaire de canalisation, un fluide hydraulique qui déplacera des charges grâce à des vérins ou à des moteurs hydrauliques. La pompe joue un rôle de premier plan, car c'est elle qui fournit l'énergie dans un circuit hydraulique.

Pour répondre à toutes les applications industrielles, bilan énergétique et coût, plusieurs types de pompe ont été mis au point. Parmi lesquelles on y trouve la Pompe volumétrique à engrenage.

Elle se distingue par ses formes compliquées et par ses tolérances réduites pour assurer une étanchéité interne qui la rend apte à être utilisée dans les circuits servant à déplacer des charges.

L'étude développée dans ce projet la conception, optimisation des paramètres d'une pompe volumétrique à engrenage et la fabrication sur une machine à commande numérique à partir d'un modèle.

Ainsi pour donner une chronologie à notre travail, ce travail est divisé à quatre chapitres à savoir :

Le premier chapitre est consacré à la Classification des pompes hydrauliques, puis les Caractéristiques de fonctionnements des pompes hydrauliques volumétriques, ensuite les principaux types des pompes volumétriques.

Le deuxième chapitre est destiné à une analyse fonctionnelle des pompes à engrenage extérieur et l'importance de l'étanchéité axiale et radiale ainsi que la compensation axiale pour le bon fonctionnement de la pompe à engrenage.

Le troisième chapitre consiste à redimensionner la denture de l'engrenage de la pompe en se basant sur les paramètres d'une pompe modèle.

Le quatrième chapitre est consacré à la proposition d'une gamme d'usinage pour la fabrication de la pompe en utilisant le logiciel Cam Works pour générer le programme d'usinage.

CHAPITRE I

Notions sur les pompes hydrauliques Volumétriques

Dans ce chapitre, on présente un aperçu général sur la technologie des pompes hydrauliques, citant la classification, les caractéristiques de fonctionnement, les principaux types et les domaines d'utilisations.

I.1 Pompes hydrauliques

I.1.1 Introduction

La pompe transforme une énergie mécanique en énergie hydraulique. Elle aspire, avec une très faible dépression (comprise généralement entre 0,17 et 0,2 bar)**,** l'huile contenue dans un réservoir à pression atmosphérique.

La pompe produit un débit et, s'il y'a freinage à la circulation de ce débit, la pression monte dans le circuit. C'est donc un générateur de débit dont la résistance mécanique est liée à une pression maximale de refoulement**.**

I.1.2 Classification des pompes hydrauliques

Pour répondre à toutes les applications industrielles, plusieurs types de pompe ont été mis au point. On peut toutefois regrouper toutes ces pompes sous deux grandes familles : les pompes hydrauliques volumétriques et les pompes hydrauliques non volumétriques.

a) Pompes hydrauliques volumétriques

Les pompes hydrauliques volumétriques possèdent une étanchéité interne. Cela signifie que l'orifice d'admission est séparé de celui de refoulement par des pièces mécaniques rigides. L'étanchéité interne d'une pompe volumétrique rend cette dernière apte à être utilisée dans les circuits servant à déplacer des charges.

b) Pompes hydrauliques non volumétriques

Les pompes hydrauliques non volumétriques n'ont pas d'étanchéité interne. En effet, l'orifice d'admission n'est pas séparé de celui de refoulement par des pièces mécaniques rigides. Ces pompes sont donc utilisées uniquement dans les circuits de transfert ou la masse à déplacer se limite à celle du fluide en lui-même.

I.1.3 Caractéristiques de fonctionnements des pompes hydrauliques volumétriques :

Il existe plusieurs types de pompe hydraulique volumétrique. Ces pompes diffèrent les unes des autres par leur dimension ainsi que par la quantité et la nature de leurs pièces mobiles internes. Malgré ces distinctions, elles remplissent toujours essentiellement le même rôle, celui de faire circuler une quantité plus ou moins grande de fluide. Les caractéristiques de fonctionnement sont donc les mêmes.

a) Débit (q_v)

On appelle débit (q_v) la quantité de fluide mise en mouvement en fonction du temps. Dans le système métrique, le débit est exprimé en litres par minute (L/min).

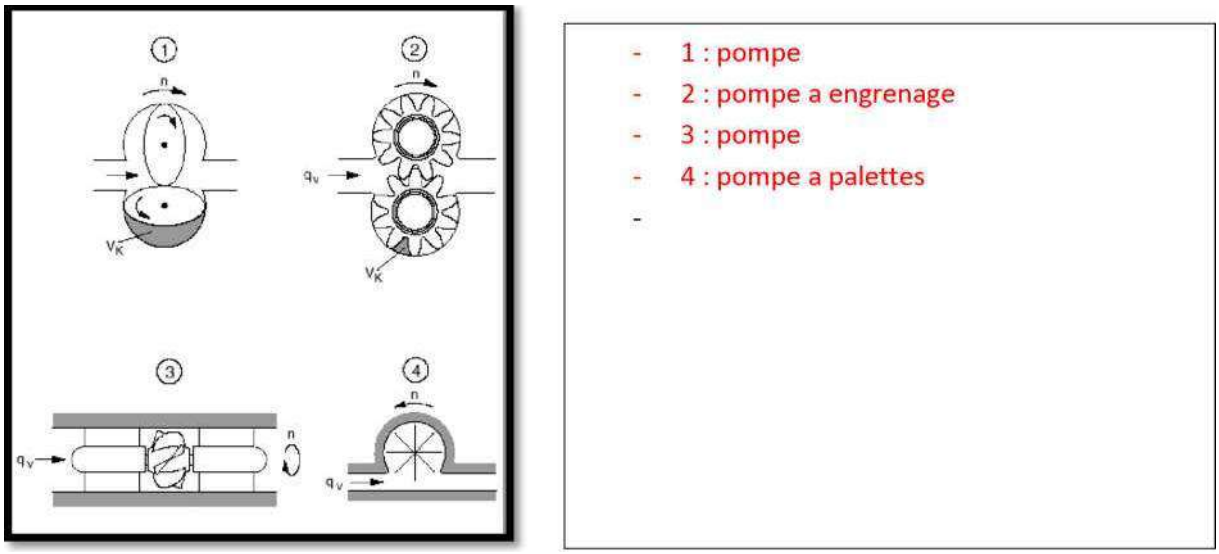


Figure 1.1 : Schémas des différentes pompes

Le débit d'une pompe hydraulique dépend de deux importants facteurs : la cylindrée de la pompe et la vitesse de révolution de la pompe

b) Cylindrée (C)

La cylindrée d'une pompe hydraulique est le volume ou la quantité de fluide que celle-ci refoule par révolution (Figure 3).

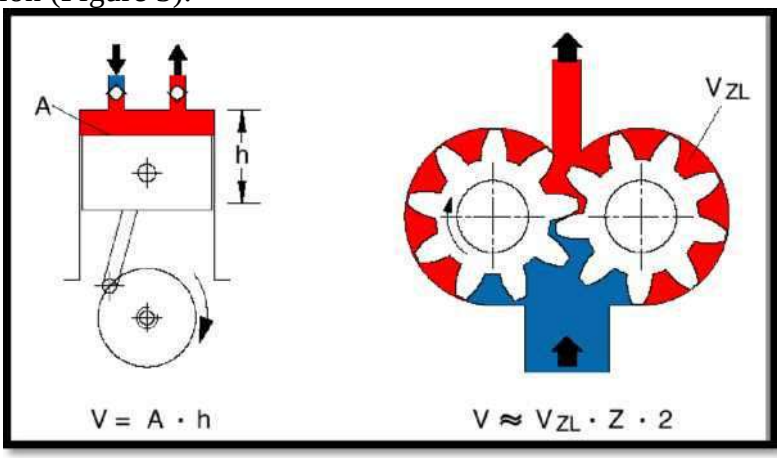


Figure 3 : Cylindrées des pompes (volumes en rouge)

c) Vitesse de révolution (n) :

Le second facteur qui influence le débit d'une pompe hydraulique est la vitesse de révolution de celle-ci. Une pompe est toujours accouplée à moteur par l'entremise de son arbre d'accouplement. Lorsque la pompe hydraulique est entraînée par un moteur électrique, les vitesses sont de l'ordre de 1200 tr/min, 1500 tr/min ou 1800 tr/min. Cependant, il importe de respecter la vitesse nominale prescrite par le fabricant, c'est à dire la vitesse de révolution pour laquelle une pompe est conçue .

$$q_v = C * n$$

d) Pression (p)

Il est faux de croire qu'en plus de fournir un débit, une pompe hydraulique fournit une pression. Le rôle d'une pompe hydraulique est uniquement de créer un débit. La pression dans un circuit hydraulique est due à la résistance à l'écoulement que rencontre le fluide. La résistance à l'écoulement peut provenir d'une force sur un vérin, d'une charge sur un moteur ou d'une restriction dans la tuyauterie. Les unités de mesure utilisées pour exprimer la pression sont le Pascal (Pa) ou le bar (Figure 4).

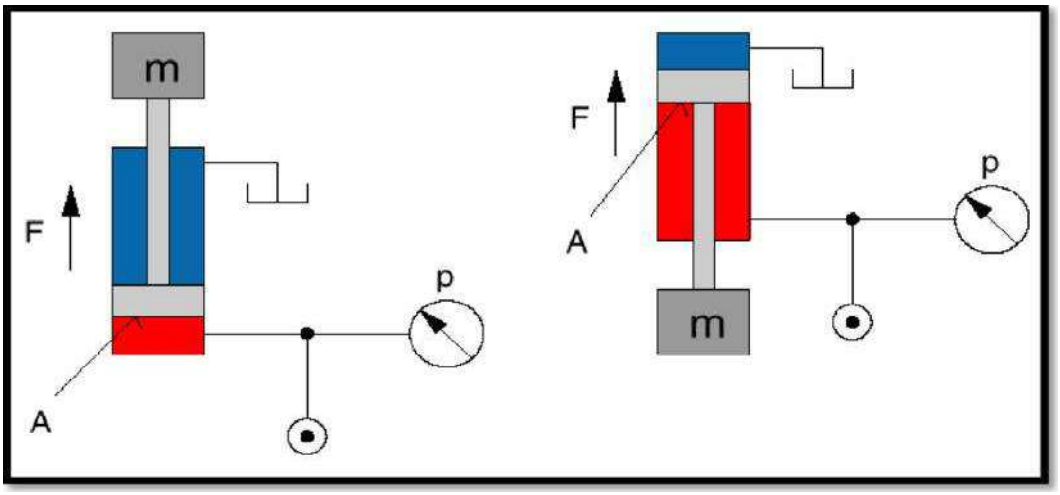


Figure 1.3 : Pressions des pompes (volumes en rouge)

e) Puissance (P)

Afin d'accomplir sa tâche qui est de mettre en mouvement un fluide, une pompe hydraulique est toujours accouplée mécaniquement à une source motrice. Le rôle de la source motrice est de fournir une puissance mécanique en rotation à l'arbre de la pompe afin de mettre en mouvement les pièces internes de cette dernière. Une pompe hydraulique a donc comme caractéristique de transformer l'énergie mécanique qu'elle reçoit de sa source motrice en énergie hydraulique (Figure1.4).

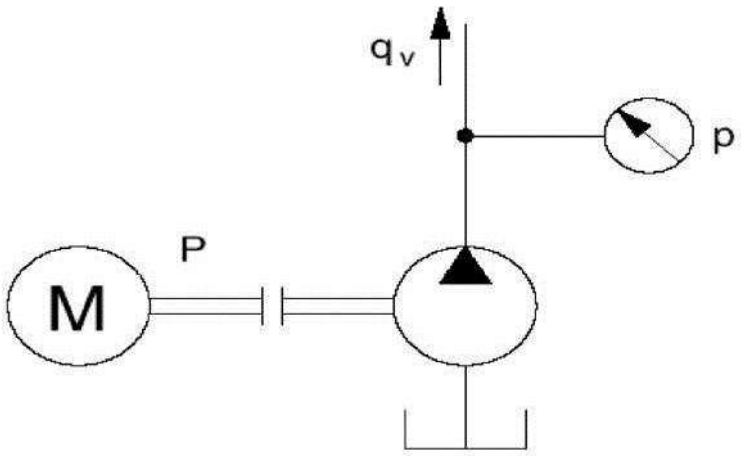


Figure 1.4 : Puissance d'une pompe

$$P = p \cdot q_v$$

Puissance d'entrée de la pompe:

$$P = \frac{p \cdot q_v}{6 \cdot \eta_t}$$

Puissance de sortie du moteur hydraulique:

$$P = \frac{p \cdot q_v \cdot \eta_t}{6} \cdot 10^{-4}$$

La puissance hydraulique

Avec :

Puissance	P	[kW]
Pression	p	[bar]
Débit	q_v	[l/min]
Rendement	η_t	[%]

- P : p
- QV : débit en m3/s
- P hyd : puissance en KW

On peut réarranger la formule de la façon suivante pour utiliser les unités de pression et de débit connus.

Avec :

- P : pression en bar
- Q_v : débit en l/min
- P hyd : puissance en KW

$$P_{hyd} = P*Q_V/600$$

f) Le rendement volumétrique η volumétrique

Afin d'optimiser la durée de vie d'une pompe hydraulique, il est important de respecter la puissance nominale établie par le fabricant.

La puissance nominale est la puissance hydraulique maximale de la pompe lorsque cette dernière est en fonctionnement continu.

Les pompes hydrauliques volumétriques possèdent des pièces mobiles internes. Pour que ces pièces puissent se déplacer, il faut nécessairement leur assurer un jeu minimal. A cause de ce jeu, il se produit en fonctionnement des fuites d'huile entre les interstices des pièces mobiles. Ces fuites, appelées fuites volumétriques ou fuites internes, augmentent en fonction de la pression du circuit.

A cause des fuites volumétriques, le débit réel fourni par une pompe hydraulique est inférieur au débit théorique. Certaines pompes ont des fuites volumétriques plus importantes que d'autres. Cela peut être exprimé en calculant le rendement volumétrique d'une pompe.

Le rendement volumétrique est donné par l'équation mathématique suivante :

Rendement volumétrique = Débit d'huile en fonctionnement /Débit théorique

Le rendement volumétrique est le rapport entre le débit d'huile réellement fourni par la pompe et le débit théorique. Il permet de comparer différentes pompes volumétriques. Il est à noter que le rendement volumétrique ne peut jamais être supérieur à la valeur numérique "l". En effet, un rendement volumétrique équivaut, en pourcentage, à un rendement de 100 %.

g) Le rendement mécanique $\hat{\eta}_{Mécanique}$

Durant le fonctionnement d'une pompe hydraulique volumétrique, les pièces mobiles internes se déplacent par rapport à des pièces fixes. Le jeu qui existe entre ces pièces est rempli d'huile, ce qui assure une lubrification des pièces en mouvement.

L'huile comprise dans ces interstices est soumise à des forces de cisaillement sous l'effet du déplacement des pièces. L'huile, de par sa viscosité, s'oppose à ces forces de cisaillement. On dit alors qu'il y a «frottement visqueux». Les pièces mobiles internes sont également soumises à des forces engendrées par la pression du fluide, ce qui génère du frottement dynamique. Le couple réel fourni à une pompe volumétrique doit donc être suffisamment élevé pour entraîner la pompe et pour vaincre les forces de friction.

Le rendement mécanique représente le pourcentage du couple qui est réellement transmis à la pompe. Un rendement mécanique de 90 **%** indique que 90 **%** du couple sont transmis à la pompe et que les 10% restants sont utilisés pour vaincre les forces de friction.

h) Le rendement total n_{total}

Le rendement total d'une pompe hydraulique tient compte à la fois des pertes volumétriques et des pertes mécaniques. L'équation mathématique du rendement total est la suivante :

$$\eta_{total} = \eta_{volumétrique} * \eta_{mécanique}$$

Le rendement total **η** d'une pompe hydraulique est fourni par le produit du rendement volumétrique et du rendement mécanique.

Le rendement total **η** d'une pompe hydraulique peut également être exprimé en pourcentage par le rapport de sa puissance de sortie (ou puissance hydraulique) sur sa puissance d'entrée (ou puissance mécanique).

L'équation du rendement total est alors :

$$\eta_{total} = \text{puissance de sortie/puissance d'entrée}$$

I.1.4 Principaux types de pompe hydraulique volumétrique

Il existe plusieurs types de pompe hydraulique volumétrique. A chaque type de pompe correspondent une nature et un agencement particulier des pièces mobiles internes.

Cependant, quel qu'en soit le type, une pompe hydraulique remplit essentiellement le même rôle, soit celui de faire circuler un liquide.

Le fonctionnement de tous les types de pompe repose sur le même principe. Lorsque la pompe est mise en marche par une source motrice, les pièces mobiles internes se déplacent et attirent l'air qui se trouve dans la canalisation du côté de l'admission de la pompe. Ce mouvement des pièces internes crée un vide partiel. La pression atmosphérique agit alors sur la surface du liquide contenu dans le réservoir en poussant ce fluide vers l'admission de la pompe. Le fluide est ensuite entraîné par les pièces mobiles et finalement refoulé vers le système hydraulique à actionner

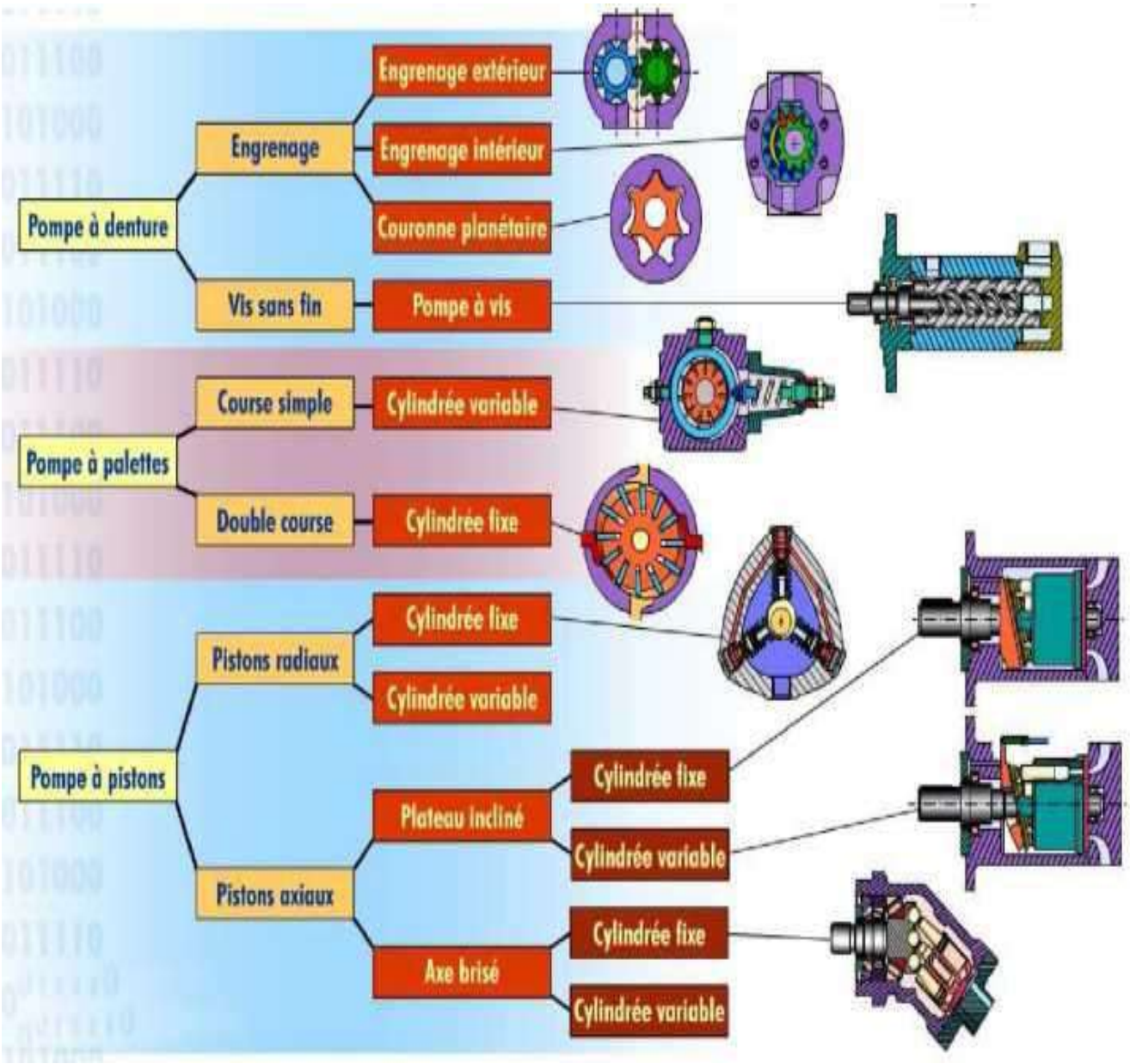


Figure 1.5 : Principaux types de pompe hydraulique volumétrique

I.2 Pompes à engrenage

Les pompes hydrauliques volumétriques à engrenage sont de constitution simple parce qu'elles ne possèdent que peu de pièces mobiles internes. Ce type de pompe présente l'avantage d'être celui le moins coûteux.

Cependant, ces pompes offrent un rendement volumétrique peu élevé. De plus, notez que les pompes à engrenage sont à cylindrée fixe.

Comme 1e nom l'indique, les pompes à engrenage renferment deux roues dentées qui s'engrènent (s'engagent) l'une dans l'autre. Il existe deux catégories de pompe à engrenage :

- Les pompes à engrenage extérieur ;
- Les pompes à engrenage intérieur.

I.2.1 Pompes à engrenages extérieurs

Ce type de pompe comporte un grand nombre de variantes qui diffèrent entre elles, soient par : La disposition, soit par la forme des engrenages. Dans tous les cas, le principe consiste à aspirer le liquide dans l'espace compris entre deux dents consécutives et à le faire passer vers la section de refoulement (Figure 1.6). Les pompes à engrenages peuvent avoir une denture droite, hélicoïdale, ou encore à chevrons. Cette dernière solution présente l'avantage de rendre le mouvement plus uniforme.

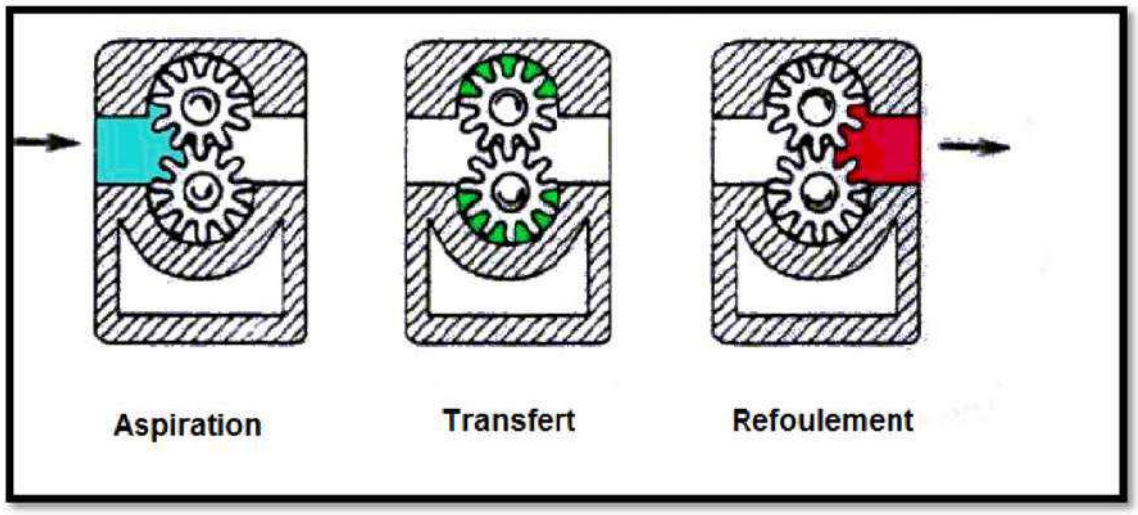


Figure 1.6 : Principe de fonctionnement de la Pompe à engrenage extérieur

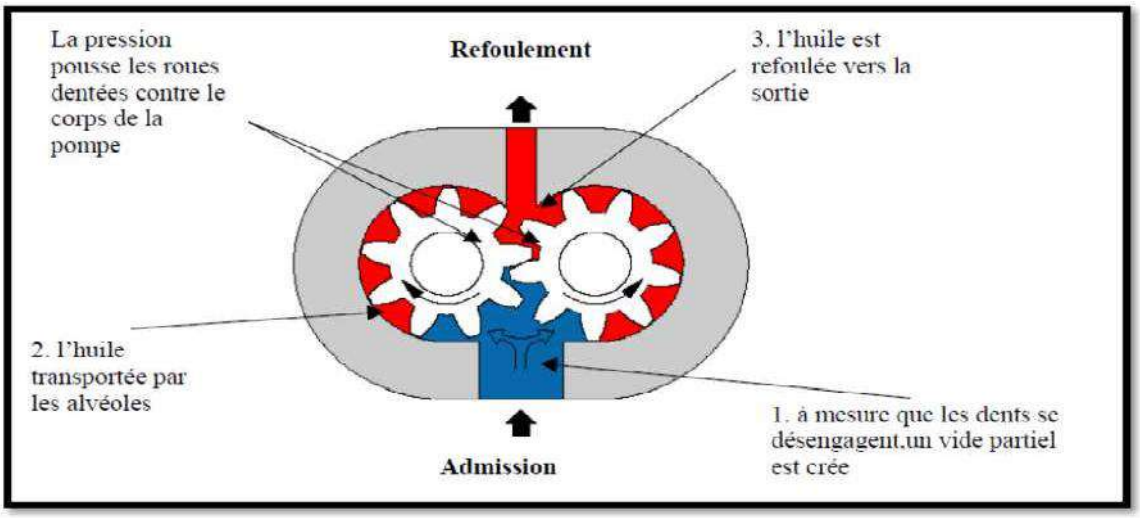


Figure 1.7 : Pompe à engrenage extérieur

Les pompes à engrenage extérieur (Figure 1.7) comportent une roue dentée menant et une roue dentée menée. Ces roues tournent en sens opposé en s'engrenant l'une dans l'autre. En face de l'orifice d'admission, les deux roues dentées se séparent en créant un vide partiel comblé par l'huile provenant du réservoir. L'huile est ensuite transportée par les alvéoles formées par le creux des dents elle corps de la pompe. Des plaquettes assurent l'étanchéité axiale des alvéoles, c'est-à-dire qu'elles empêchent l'huile de fuir par les côtés des alvéoles. Au fur et à mesure que les dents se réengagent, l'huile est évacuée vers l'orifice de refoulement. Sous l'effet de la pression existant du côté de refoulement de la pompe, les deux roues dentées sont poussées contre le corps de la pompe à cause de l'espace existant entre la face des dents des roues dentées et le corps de la pompe. L'espace disponible tend à s'amplifier à mesure que la pompe prend l'âge et s'use. Les pertes volumétriques augmentent donc en fonction de l'usure de pompe. Il en résulte un faible rendement volumétrique.

Il existe également des pompes à engrenages externe double (Figure 8). Une pompe à engrenage double est en fait l'union de deux pompe à en grenage, lesquelles sont entraînée par le même arbre d'accouplement. Ces pompes ont le même principe de fonctionnement qu'une pompe à engrenage simple. Elles possèdent un seul orifice de refoulement.

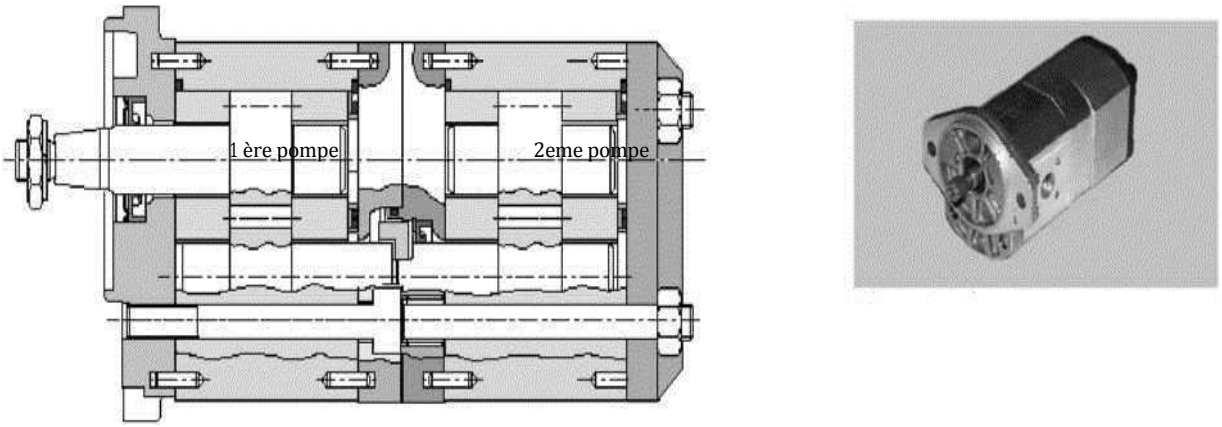


Figure 1.8 : Pompes à engrenages externe double

I.2.2 Pompes à engrenages intérieurs

Le principe général consiste à placer un des engrenages à l'intérieur de l'autre. Cette disposition nécessite l'utilisation d'une pièce supplémentaire en forme de croissant qui permet l'étanchéité entre les deux trains d'engrenages (Figure 1.9).

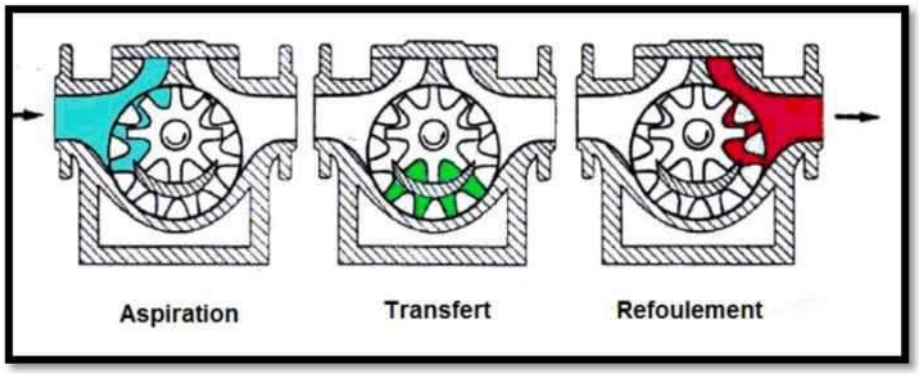


Figure 1.9 : Pompe à engrenage intérieur

Il existe deux principaux types de pompe à engrenage interne :

- Les pompes à engrenage interne à croissant ;
- Les pompes à engrenage interne à gé rotor.

I .2.2.1 Pompes à engrenage interne à croissant

La pompe à engrenage interne à croissant comprend deux roues à denture, soit une roue à denture interne et une roue à denture externe, lesquelles sont séparées par un Croissant fixe (Figure 1.10).

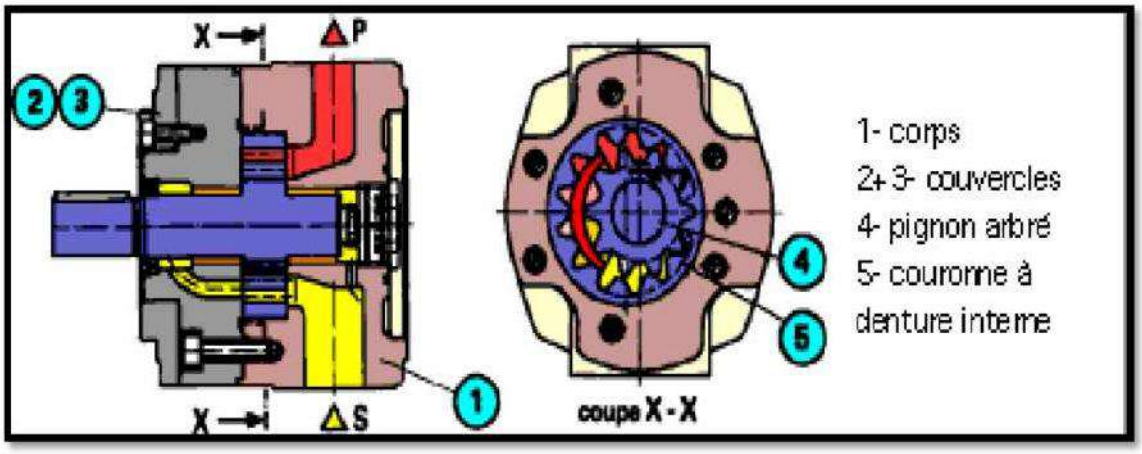


Figure 1.10 : Pompe à engrenage interne à croissant

La roue à denture externe entraîne la roue à denture interne. Il est à noter que la roue à denture externe est excentrique par rapport à la roue à denture interne et que les deux roues dentées tournent dans le même sens. La figure 1.10 représente le principe de fonctionnement d'une pompe à engrenage interne à croissant.

I.2.2.2 Pompes à engrenage interne à gé rotor

Le fonctionnement des pompes à engrenage interne à gé rotor (Figure 12) ressemble beaucoup à celui des pompes à engrenage interne à croissant. La figure ci-dessous vous en présente le cycle de fonctionnement. Croisions

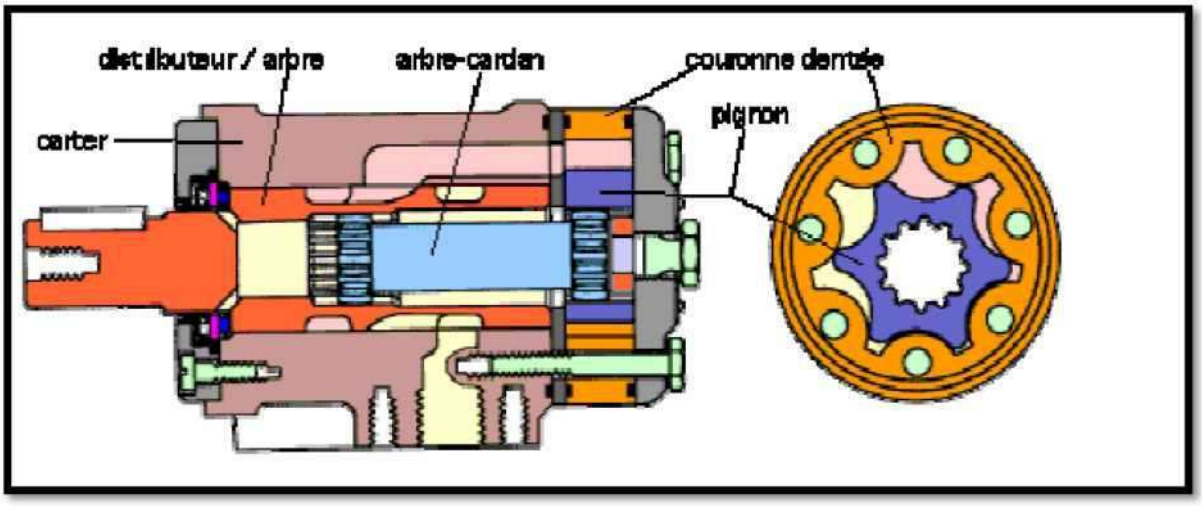


Figure 1.11 : Pompes à engrenage interne à gé rotor

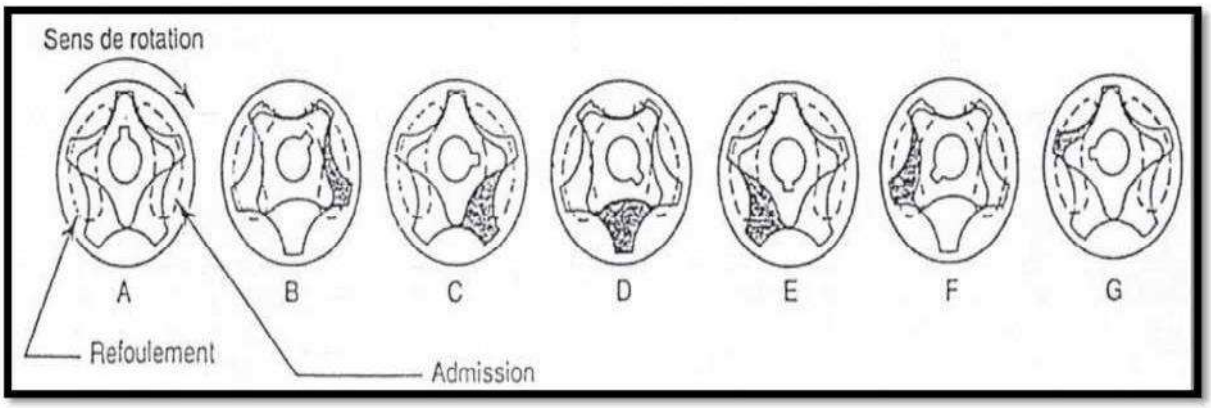


Figure 1.12 : Cycle de fonctionnement d'une pompe à engrenage interne à gé rotor

Avantages	*Inconvénients*	*Caractéristiques*
Robustes et économiques **F**aible encombrement **P**rix peu élevé **P**eu de pièces en mouvements	**B**ruyante **D**urée de vie moyenne (usure par frottements des engrenages dans le carter)	**P**ression de service 70b<p<250b **V**itesse de 800 à 3500 tr/min **C**ylindrée de 250 cm³ maxi par tour **R**endement 0.7 à 0.8

I.3 Pompes à palettes

Les pompes hydrauliques volumétriques à palettes (Figure 17) sont fréquemment utilisées parce qu'elles ont un bon rendement volumétrique (Ƞv). Elles offrent généralement un meilleur rendement volumétrique que les pompes à engrenage. Elles sont toutefois plus coûteuses que ces dernières. Les pompes, comme le nom l'indique, renferment des palettes. Celles-ci sont de forme rectangulaire et sont introduites à l'intérieur du rotor par l'entremise de rainures radiales (voir figure ci-dessous). Les palettes peuvent donc se déplacer radialement.

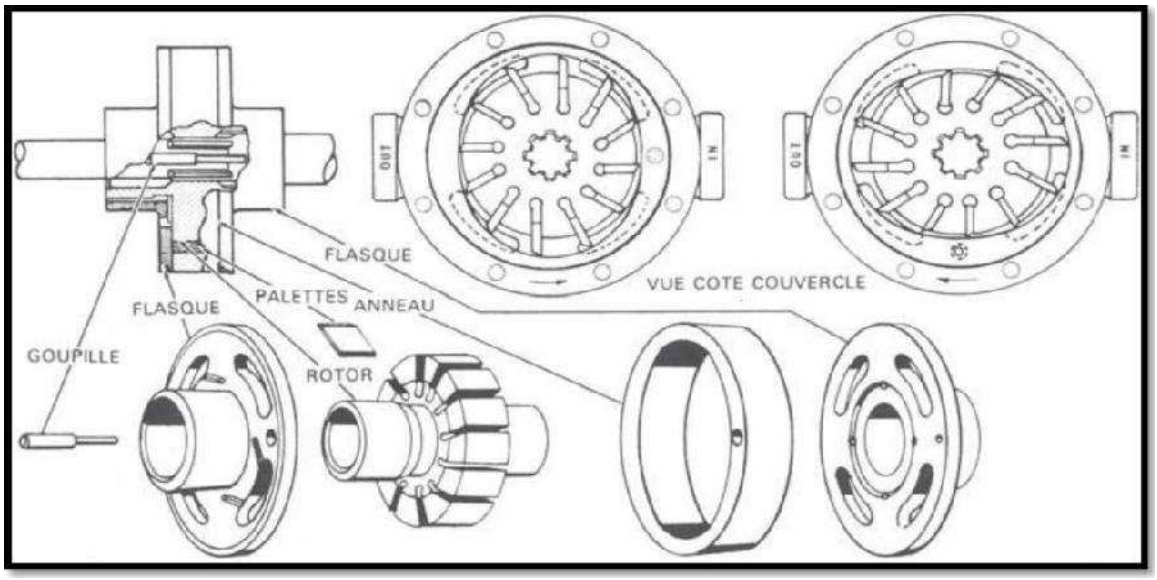


Figure 1.13 : Pompe à palettes

Avantages	*inconvénients*	*Caractéristiques*
Facile à mettre en œuvre **D**ébit de sortie régulier **A**ssez silencieuse	**P**rix élevé	**P**ression de service jusqu'à 250bar **V**itesse de rotation jusqu'à 3000 tr/min **C**ylindrée de 10 à 280 cm^3 **R**endement 0.8 à 0.9

I.4 Pompe à Pistons Radiaux

De conception globale plus complexe, mais plus onéreuse que les pompes précédentes, elles peuvent être à débit constant ou variable. Elles sont beaucoup employées en matériels agricoles.

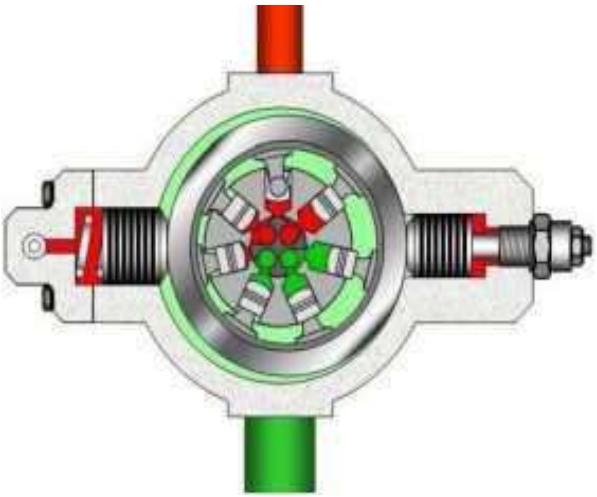


Figure 1.14 : Pompes à pistons radiaux et cylindres variables

L'arbre central est du type excentrique (1) sur lequel vient prendre appui une série de pistons (2) placés radialement. Des ressorts de rappel (3) maintiennent les patins en contact avec l'excentrique. Chaque piston coulisse dans un alésage (4) foré dans un corps de cylindre (5) équipé d'un clapet d'admission (6) et un clapet de refoulement (7).Ici le nombre de piston et pair, ce n'est pas le cas le plus courant.

Le corps B est en début de refoulement : clapet d'admission maintenu sur son siège par la pression et clapet de refoulement soulevé par cette dernière. Le cylindre E est en phase d'admission, le piston rappelé vers son centre par le ressort (3). Chaque piston aspire et refoule sur un demi-tour, ce qui veut dire qu'un corps ne débite que la moitié du temps.

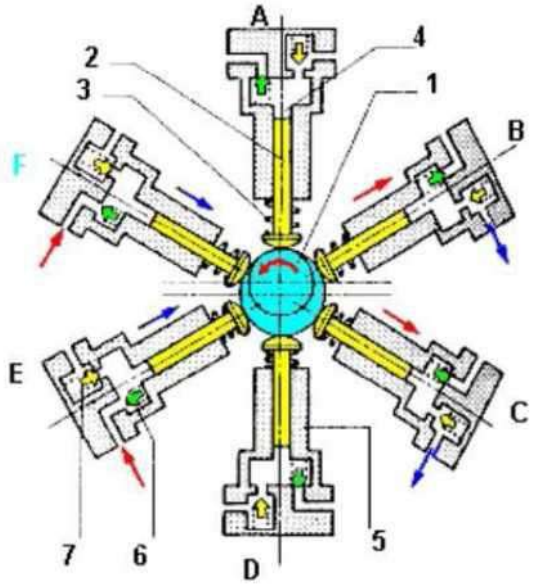


Figure 1.15 : Principe de fonctionnement de la pompe

Avantages	*Inconvénients*	*Caractéristiques*
Peut fonctionner en moteur **D**urée de vie élevée Pression de service jusqu'à 700 bar **V**itesse jusqu'à 2000 tr/min Cylindrée de 1 à 100 $_{cm}^{3}$	**P**rix élevé **D**ébit irrégulier **N**écessite une filtration efficace	**P**ression de service jusqu'à 250 b **V**itesse de 300 à 3000 tr/min **C**ylindrée de 250 cm^3 maxi par tour **R**endement élevé 0,9

I.5 Pompe à Pistons Axiaux

La pompe se compose pour l'essentiel :

1 : corps
2 : plateau face ou inclinable
3 : patin de glissement
4 : piston
5 : barillet
6 : glace de distribution
7 : arbre de pompe

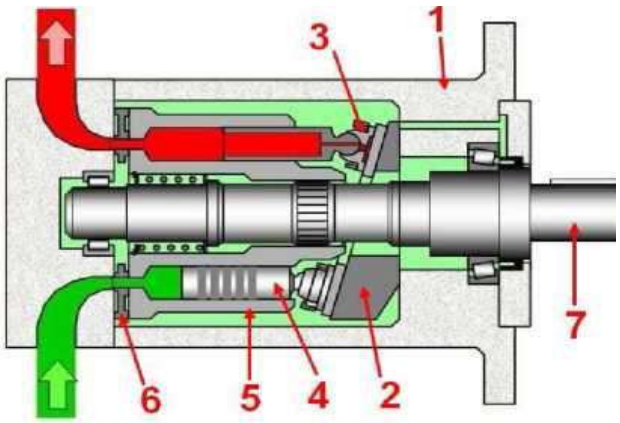


Figure 1.16 : Pompe à pistons axiaux

En provenance du réservoir, 'huile pénètre dans la pompe et remplit le carter. Pendant un demi-tour du plateau incliné (1) le point A passe au point B sous l'action du ressort de rappel, l'ensemble piston (2) et patin (3) recule. Le volume de la chambre augmente.

Pendant cette phase, la lumière d'aspiration est en communication avec le patin, l'huile comble la différence volumétrique en passant par le perçage central et la lumière du plateau incliné au travers du patin et du piston. Le clapet de refoulement (5) est maintenu fermé par son ressort (6).

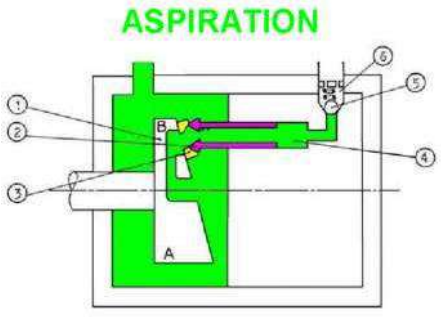


Figure 1.17 : **Principe d'aspiration**

Pendant le second demi-tour du plateau incliné, le piston est repoussé dans son cylindre .Le volume de la chambre diminue.

Pendant cette phase, la lumière d'aspiration n'est plus en communication avec le patin, l'huile ne peut s'échapper que par le clapet de refoulement qui s'ouvre et permet à l'huile de se dirigée vers le circuit.

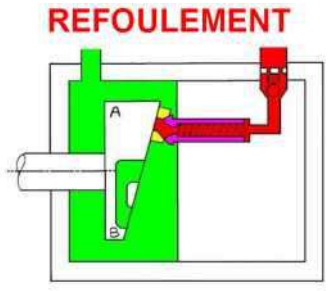
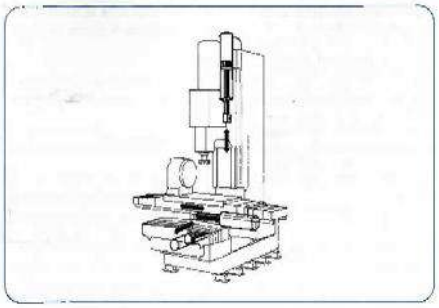


Figure 1.18 : Principe de refoulement

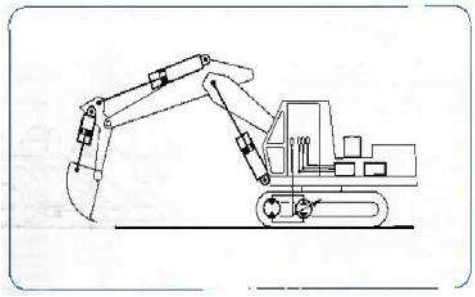
Avantages	*Inconvénients*	*Caractéristiques*
Bonne durée de vie **P**eut être utilisée comme moteur **D**urée de vie importante	**A**morçage parfois difficile **A**ssez bruyante Coût élevé **N**écessite une filtration efficace (faible jeu interne	**P**ression de service jusqu'à 400 bar **V**itesse jusqu'à 3000 tr/min **C**ylindrée de 10 à 500 cm^3 **R**endement de 0,95

I.6 Domaines d'utilisations :

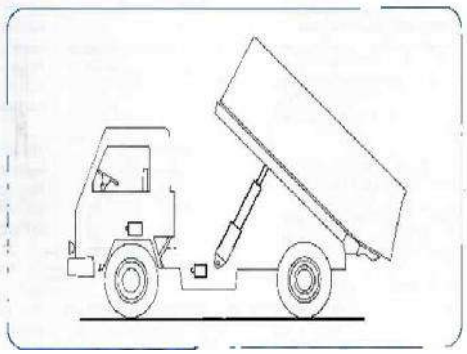
Les propriétés particulier de l'hydrauliques, énergie sous une grande puissance massique, possibilité de réglages en continu, transformation aisée en mouvement linéaire par vérin, ont trouvé toute leur efficacité dans les divers secteurs de la construction de machines.



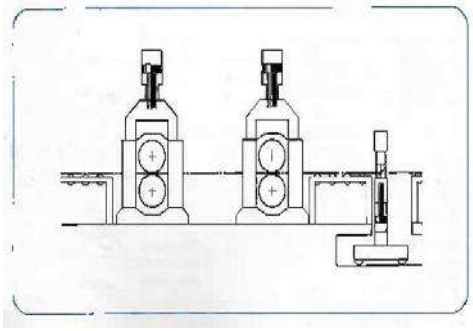
Machines-outils



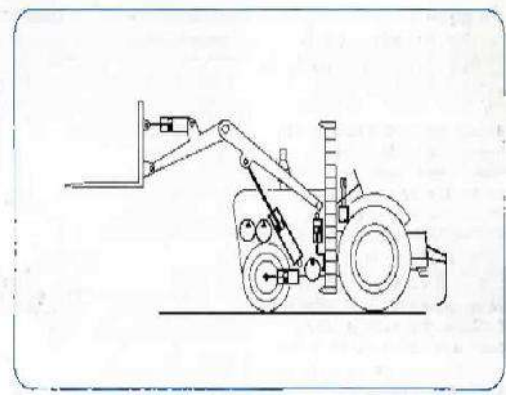
engins de travaux publics



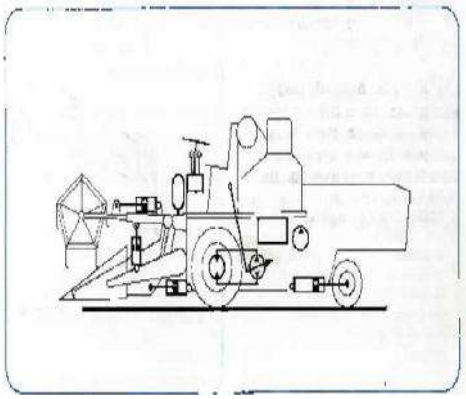
Véhicules industriels



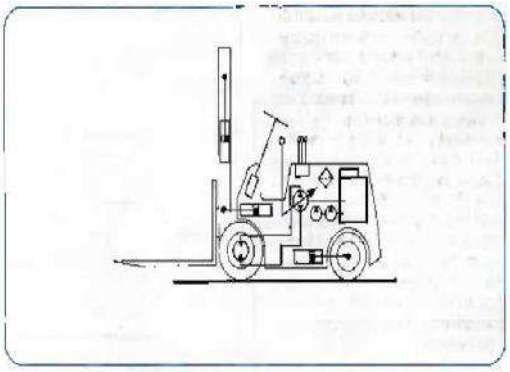
la sidérurgie et les laminoirs



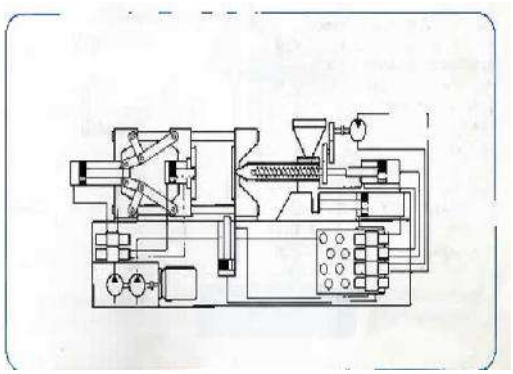
Tracteurs



Machines agricoles



Manutention



machines de transformation des matières plastiques

I.7 Conclusion :

Dans ce chapitre, on a présenté une recherche bibliographique sur les pompes hydrauliques, nous avons fait une classification et nous avons montré les caractéristiques de fonctionnement des pompes volumétriques, ensuite nous avons présenté les principaux types et les domaines d'utilisations.

CHAPITRE II

Les pompes hydrauliques à engrenage extérieur

Le présent chapitre est constitué de deux principales parties, une première, qu'on a consacrée au principe de cylindrée afin de mieux cerner le besoin de conception et une deuxième partie où l'on a défini le principe de compensation axiale. Enfin, nous avons présenté les différents types de pompes à compensation axiale.

II .LES POMPES A ENGRENAGE EXTÉRIEUR

II.1 Principe de cylindrée

a) Aspiration

Le pignon menant de droite tourne dans le sens antihoraire, le pignon mené de gauche dans le sens horaire.

Dans leur mouvement de rotation, on constate que les dents **-Z1-** et **-Z2-** désengrènent. Ce cycle permanent provoque dans la zone -1- une augmentation de l'espace (ou volume si l'on tient compte de la 3ème dimension qui est la hauteur de l'engrenage). La conséquence de ce phénomène est la création d'une dépression qui permet, à la pression atmosphérique **-P.A,** de pousser l'huile à l'intérieur de la zone -1- par l'orifice correspondant relié au réservoir.

b) Transfert

Le fluide aspiré remplit l'espace constitué par chaque creux de dent, puis le mouvement de rotation de l'engrenage transporte celui-ci vers l'orifice de refoulement par la périphérie extérieure du train de pignon.

C) Refoulement

Dans leur mouvement de rotation, on constate que les dents -Z3- et -Z4- engrènent. Ce cycle permanent provoque dans la zone -2- une diminution de l'espace (ou volume si l'on tient compte de la 3ème dimension qui est la hauteur de l'engrenage). La conséquence de ce phénomène est le refoulement du fluide par l'orifice correspondant relié à l'utilisation.

L'étanchéité de la chambre de pompage dans le plan radial est réalisée par le faible jeu entre les sommets de pignons et le carter de la pompe. De plus, le contact continu de deux dent nécessaire à la rotation de l'engrenage assure l'étanchéité entre la zone -1- et la zone –2.

Le mouvement d'engrènement à cet endroit provoque une variation de volume donc de pression de l'huile enfermée dans les cavités de fond de dent **-X-** et **-Y-.**

On a coutume de relier ces cavités au refoulement par un canal **-d-** et à l'aspiration par un canal **-e-.**

Cette disposition atténue les variations brutales de pression et diminue sensiblement le bruit de fonctionnement.

La courbe enveloppant les alésages de pignons représente l'augmentation de pression au fur et à mesure de l'approche vers le refoulement.

Elle met en évidence la composante radiale -R- des forces qui s'exercent sur les paliers de la pompe.

L'appareil n'est pas équilibré radialement. La poussée -R- augmente avec la cylindrée et la pression d'utilisation de l'engin. Ceci explique pourquoi les constructeurs exigent l'abaissement des pressions quand les cylindrées augmentent.

Du point de vue pratique, la poussée radiale à tendance à provoquer le rabotage par l'intermédiaire des sommets de pignons, dans le corps de la pompe du côté aspiration. Cette empreinte inévitable ne doit pas dépasser quelques centièmes de millimètre, elle est malheureusement génératrice de pollution.

Pour information :

Calcul de la cylindrée

Cylindrée = P.Z.H.E.

P= Pas.

Z=Nombre de dents.

H=Hauteur de la dent.

E=Epaisseur de la denture.

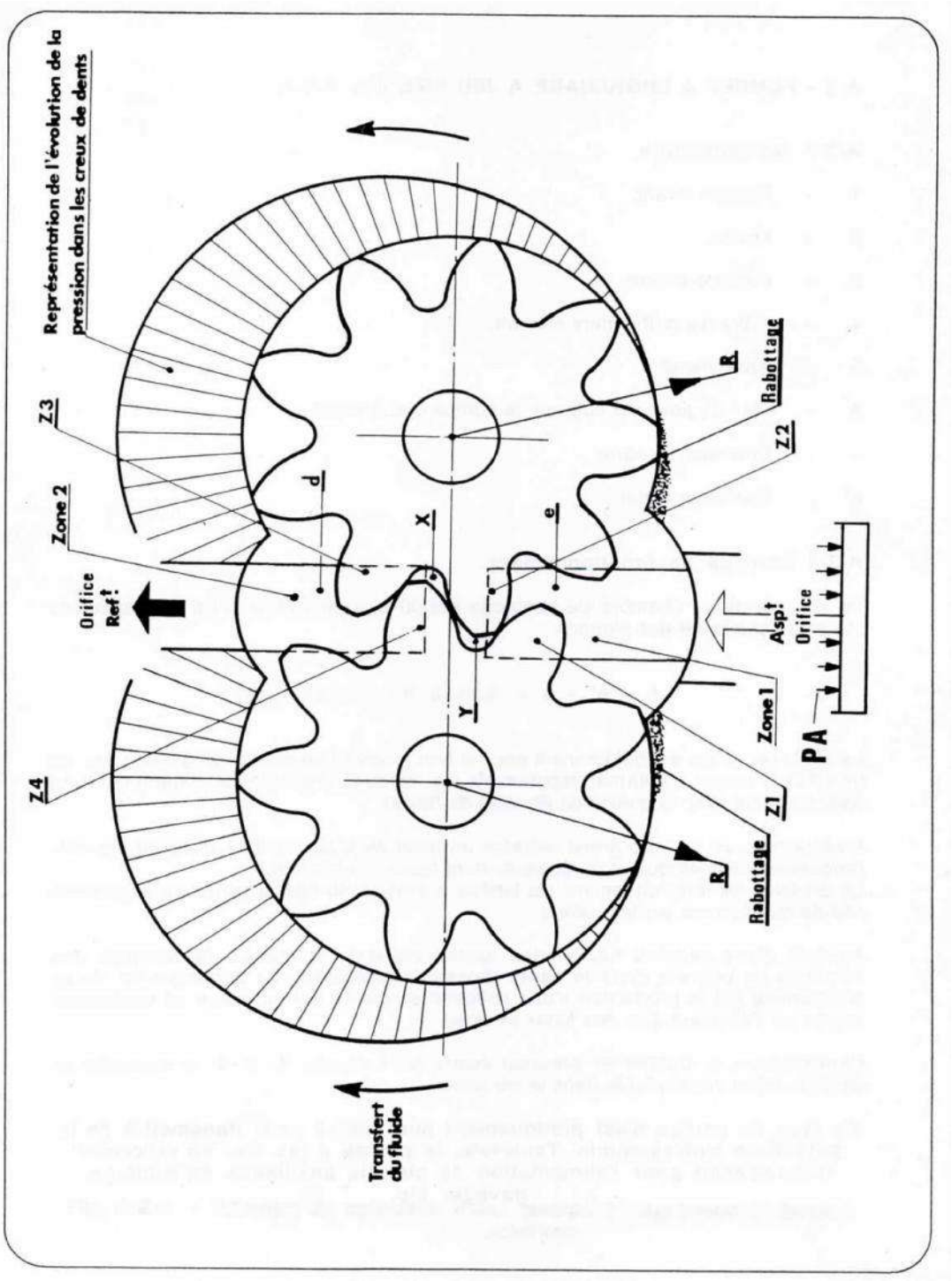


Figure 2.1 : Principe de cylindrée

II.2 Pompe à engrenage à jeu fixe

a) Nomenclature

1- Flasque avant.

2- Stator.

3- Flasque arrière.

4- Arbre d'entraînement menant.

5- Arbre mené.

A - Plan de pose sur culasse de pompe circuit fermé
e - Epaisseur denture

b) Principe de fonctionnement

Le jeu axial de la chambre de pompage est dû à la différence entre l'épaisseur du stator et l'épaisseur des pignons.

(J = e' - e = 0,05 à 0,1 mm environ).

Le choix de ce jeu est déterminant pour le bon fonctionnement du composant. Un jeu trop faible risque d'entamer rapidement les flasques d'étanchéité (phénomène en liaison directe avec la qualité de filtration du fluide).

Inversement, un jeu trop grand entraîne un débit de fuite prohibitif, donc un mauvais rendement volumétrique et un échauffement rapide de la pompe.

La pression de fonctionnement est limitée à environ **40 bars,** à cause de la poussée radiale qui s'exerce sur les paliers. Au-delà d'une certaine flexion des arbres menant et menés, le rabotage des sommets de pignons dans le carier devient inacceptable. La conséquence de ce phénomène est la production d'une pollution exagérée qui provoque sa destruction rapide par l'augmentation des fuites internes.

Parallèlement la montée en pression écarte les flasques **-1-** et-**3-** et engendre un débit de fuites inacceptable dans le jeu latéral.

Ce type de pompe n'est pratiquement plus utilisé pour transmettre de la puissance hydrostatique. Toutefois, la pompe à jeu fixe se rencontre fréquemment pour l'alimentation de circuits auxiliaires de pilotage.

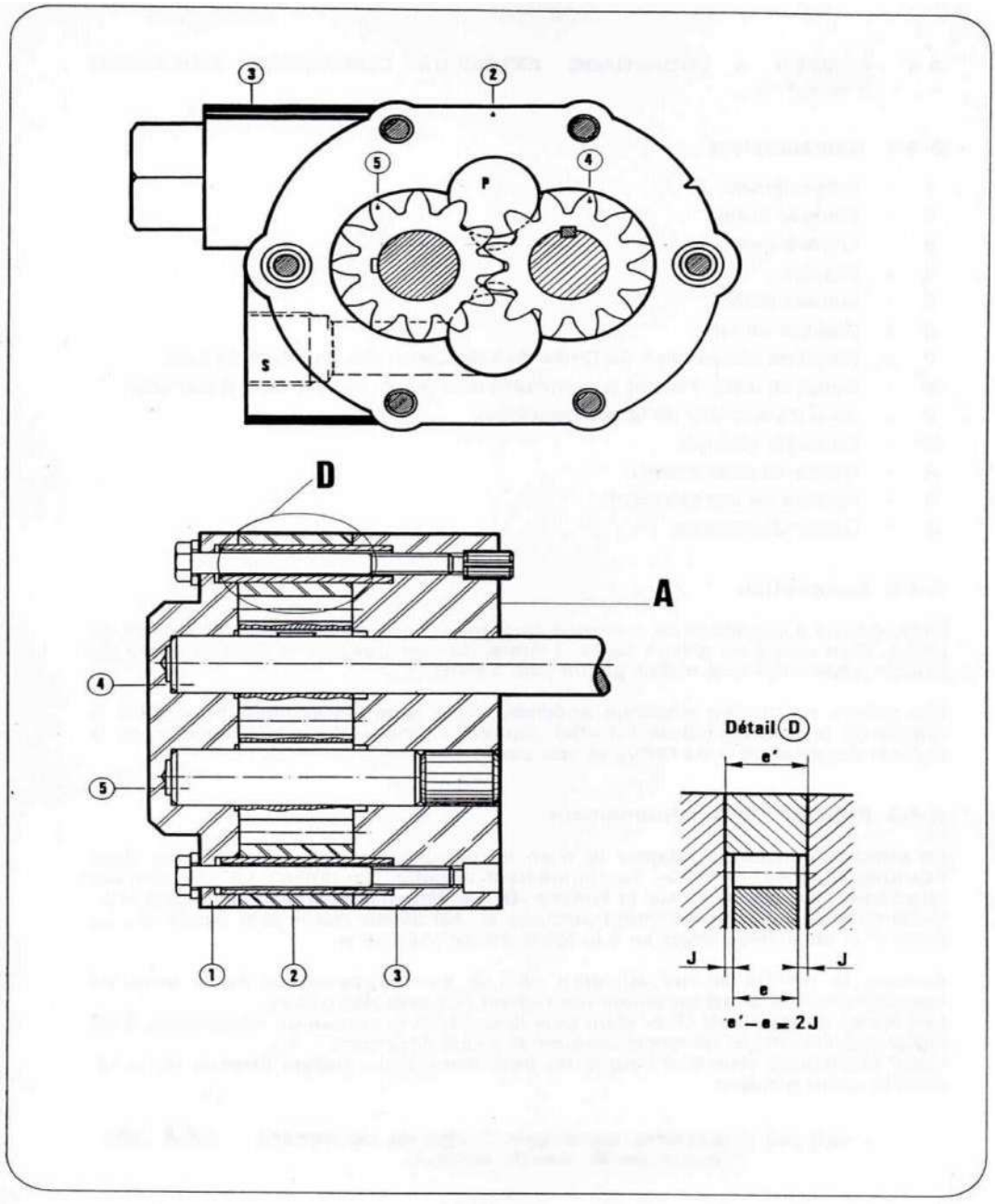


Figure 2.2 : Pompe de gavage à engrenage extérieur à jeu fixe

II.3 Pompe à engrenage extérieur compensée axialement

a) Nomenclature

1 - Arbre menant.
2 - Flasque avant.
3 - Lunette avant.
4 - Pignon.
5 - Lunette arrière.
6 - Flasque arrière.
7 - Canal de récupération de l'huile de lubrification des paliers et de fuite.
8 - Canal de drain. Permet la communication de -7- avec la zone d'aspiration.
9 - Joint d'étanchéité de la compensation.
10 -Canal de pilotage.
A - Orifice de refoulement.
B - Surface de compensation.
S - Orifice d'aspiration.

b) Description

Cette pompe à engrenage se compose de deux pignons, de deux lunettes servant de palier, d'un corps en alliage léger. L'arbre menant traverse le flasque avant de fixation. L'étanchéité est réalisée par un joint à lèvre.

Les paliers en matière plastique spéciale, logés dans les lunettes, permettent la reprise de la poussée radiale. En effet, par leur élasticité, il y a augmentation de la surface d'application entre l'arbre et son palier.

c) Principe de fonctionnement

Le principe consiste à adapter le train de pignon, menant et mené, dans deux flasques mobiles -3- et -5- communément appelés "Lunettes". La pression de refoulement est appliquée sur la surface **-B-** par l'intermédiaire du dégagement **-10-,** Cette surface est soigneusement calculée et, est définie par le joint moulé -9-, La force **-F.r-** ainsi créée s'oppose à la force d'écartement **-F.e-.**

Comme le montre la vue suivante -A-, la zone d'application de la force de rapprochement **-F.r-** est excentrée par rapport aux axes des paliers.

Les forces d'écartement -F.e- étant plus fortes dans le secteur du refoulement, il est logique que les forces de rapprochement le soient également.

Cette disposition évite tout couple de basculement des paliers lunettes -3- et -5- dans le carter principal.

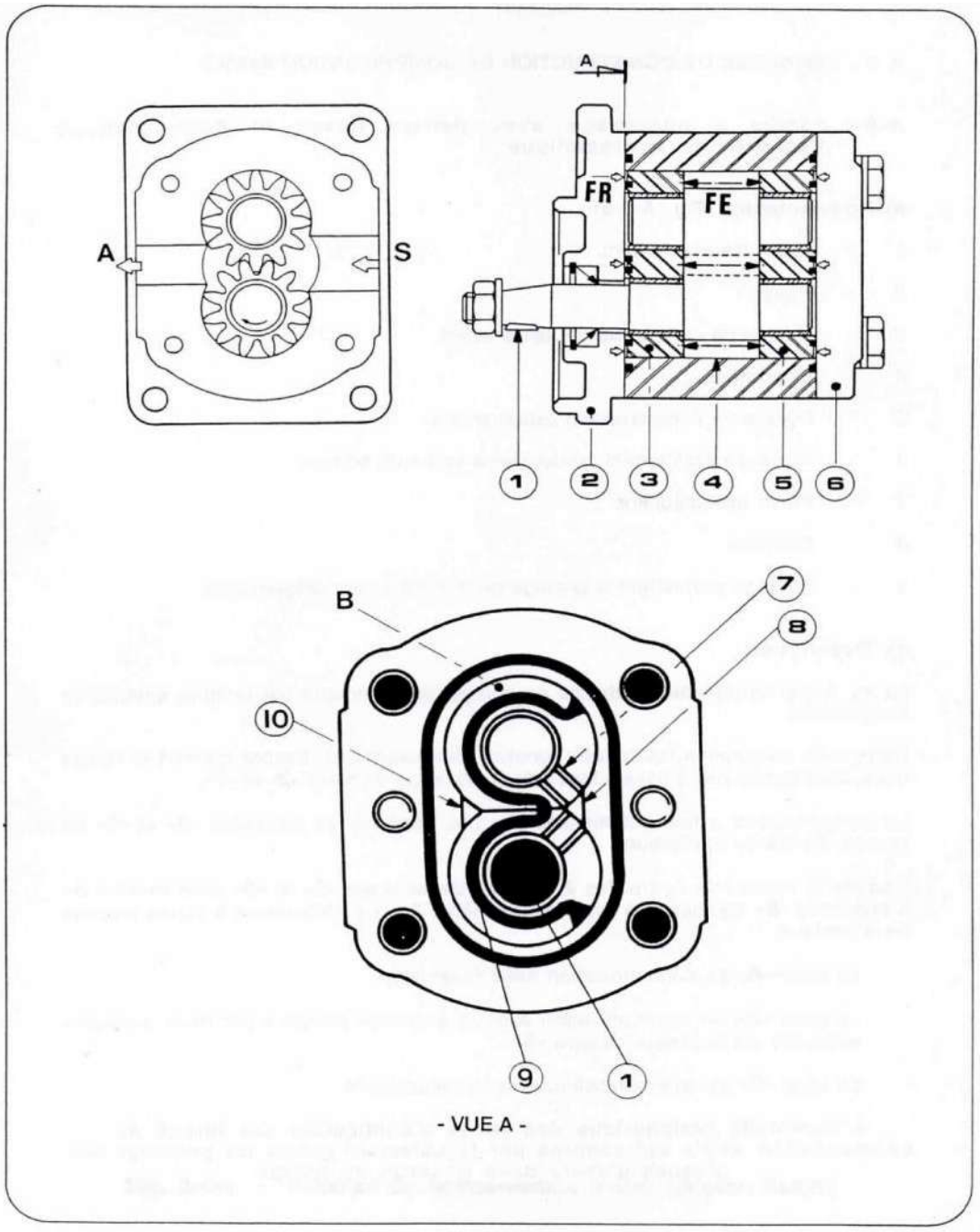


Figure 2.3 : Pompe à engrenage extérieur compensée axialement

II.4 Variante de construction de compensation axiale

II.4.1 Pompe à engrenage avec paliers lisses et deux plaques d'équilibrage hydrostatique

a) Nomenclature

1- Arbre d'entraînement.
2- Palier.
3- Plaque de compensation axiale avant.
4- Engrenage.
5- Plaque de compensation axiale arrière.
6- Arbre d'entraînement du deuxième corps de pompe.
7- Palier intermédiaire.
8- Encoche.
9- Perçage permettant le pilotage de la surface de compensation.

b) Description

Dans cette conception les "paliers lunettes" n'existent pas. L'arbre menant et l'arbre mené sont portés par 4 paliers logés dans les corps en fonte -2- et -7-**.**

La compensation axiale est réalisée par des flasques de poussées -3- et -5- en bronze, de faibles épaisseurs.

Comme le montre la **figure 2.4**, les 2 plaques de poussée -3- et -5- sont munies de 6 encoches -8- de joints d'étanchéité. Ceux-ci définissent 3 zones d'action de la pression :

- La zone -A- en communication avec l'aspiration.
- La zone -B- en communication avec la moyenne pression par deux perçages exécutés sur la plaque d'usure -5-.
- La zone -C- en communication avec le refoulement.

L'étanchéité périphérique des zones d'application des forces de compensation axiale est assurée par l'ajustement précis du pourtour des plaques d'usure dans le corps de pompe**.**

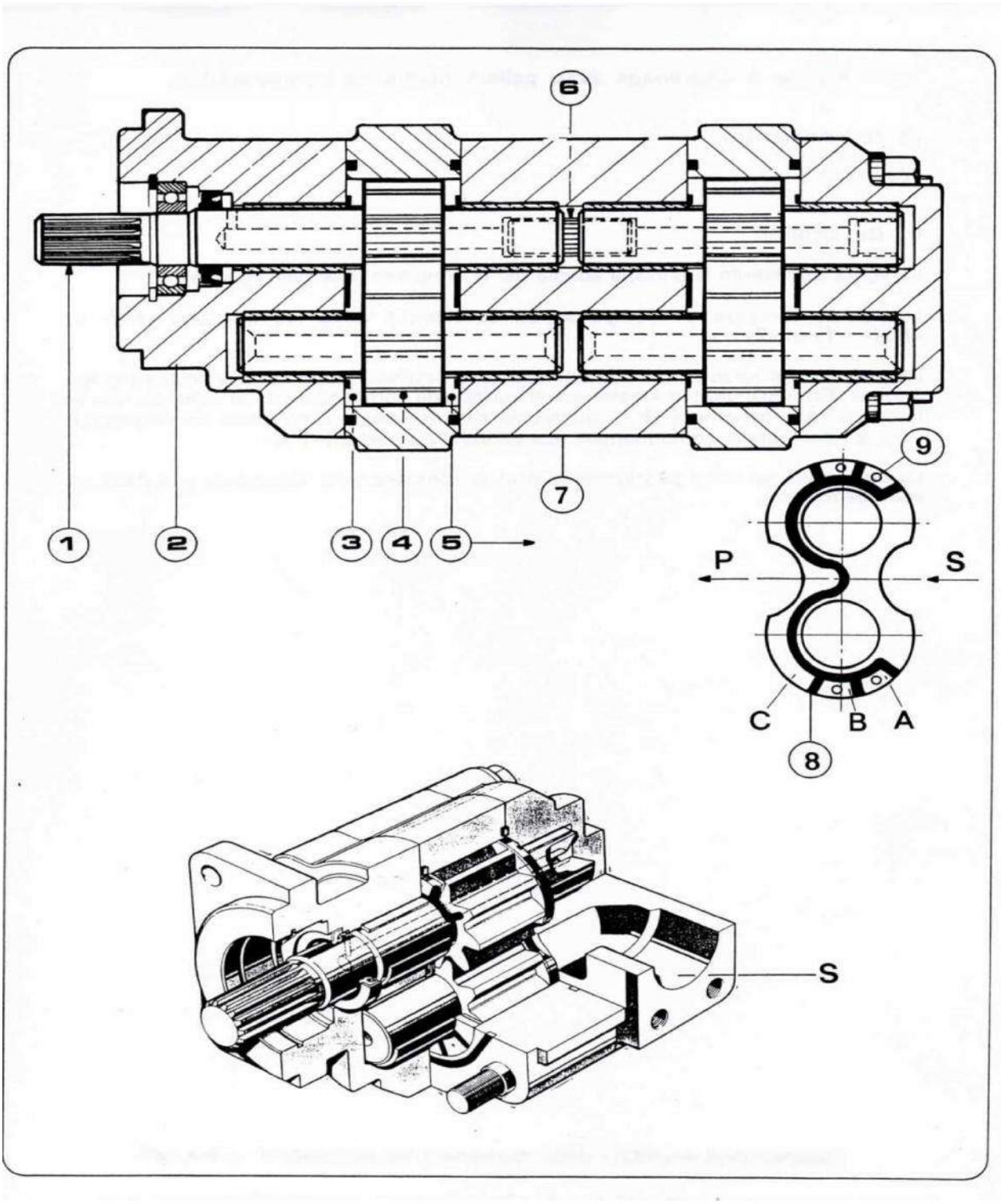


Figure 2.4 : Principe de compensation axiale - (Origine commerciale)

II.5 Pompe à engrenage avec paliers munis de compensation

a) Nomenclature

(Voir figure 2.5)

b) Description

La figure 2.5 représente le principe adopté par la firme française bien connue HPI.

Les joints toriques de compensation sont logés dans les flasques **-AV-** et **-AR- (-1-** et **-2).** La pression de refoulement est amenée dans l'intérieur de la surface limitée par les 2 joints. En appliquant la lunette sur la surface de compensation, on constate que la force de rapprochement **-F.r-** augmente progressivement en allant de l'aspiration vers le refoulement, conformément aux efforts d'écartement **-F.e-.**

La compensation n'est pas symétrique et le composant ne fonctionne que dans un sens de rotation.

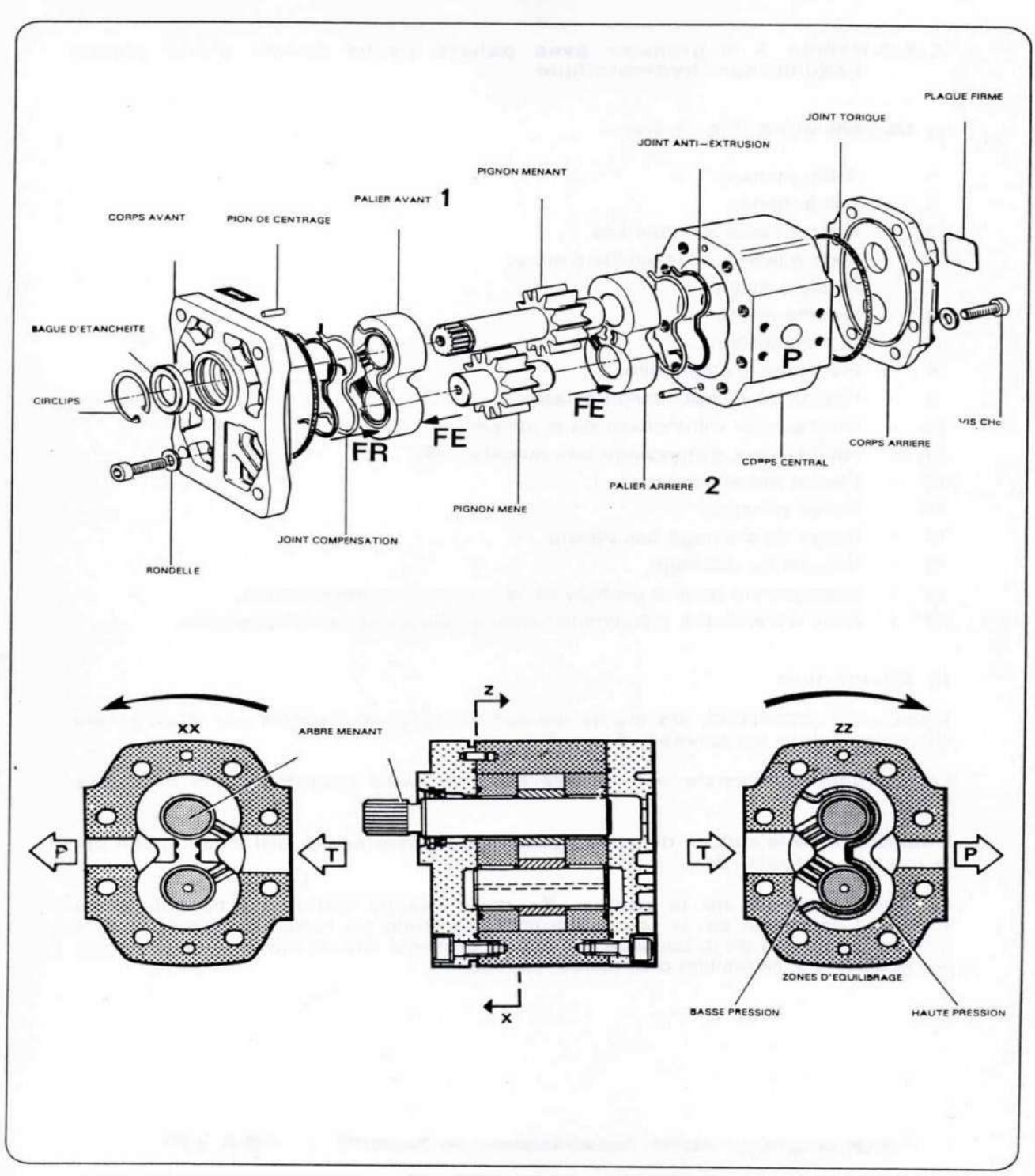


Figure 2.5 : Principe de compensation axiale - (Origine HPI)

II.6 Pompe à engrenage avec paliers lisses munie d'une plaque d'équilibrage hydrostatique

a) Nomenclature (figure 2.6)

1- Arbre menant.
2- Arbre mené.
3- Paliers lisses auto lubrifiés.
4- Joint à lèvres d'étanchéité d'arbre.
5- Flasque avant.
6- Lunette avant.
7- Lunette arrière.
8- Rondelles d'étanchéité.
9- Plaque de compensation axiale.
10- Joint torique d'étanchéité de la plaque.
11- Joint torique d'étanchéité des rondelles -8-.
12- Plaque entretoise.
13- Carter principal.
14- Gorge de drainage des paliers**.**
15- Rainure de drainage.
16- Dégagement pour le pilotage de la surface de compensation.
17- Zone d'étanchéité métal/métal entre la compensation et l'aspiration

b) Description

Dans cette conception, les arbres menant et mené sont portés par deux paliers -3- ajustés dans les lunettes -6- et -7-.La compensation axiale est réalisée par une seule plaque en tôle découpée -9-.

L'étanchéité de la surface de compensation est réalisée par le joint torique porté par la rondelle spéciale -8-.

Le positionnement de la plaque -9- (côté flasque arrière ou flasque avant -5-) sera déterminé par le sens de la poussée axiale sur l'arbre -1- ; celle-ci sera montée à l'opposé de la poussée. Ce cas se présente lors du montage de la pompe sur le carter de distribution d'un moteur thermique.

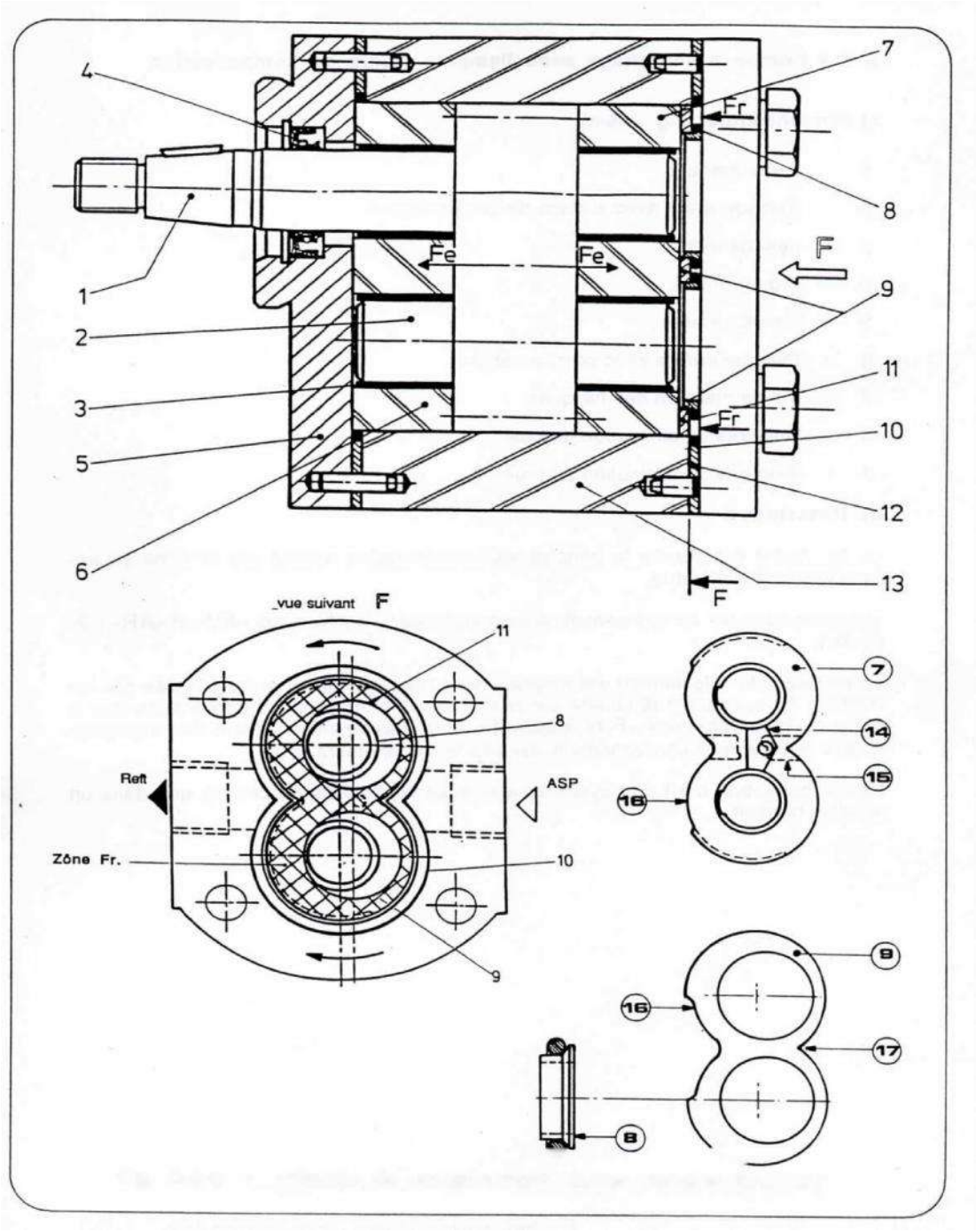


Figure : 2.6 : **Principe de compensation axiale (origine Rexroth)**

II.7 Pompe à engrenage avec flasque munis de compensation

a) Nomenclature (Figure 2.7)

1 - Arbre menant.
2 - Flasque avant avec surface de compensation
3 - Lunette avant.
4 - Pignon mené.
5 - Lunette arrière.
6 - Flasque arrière avec compensation.
7 - Vis de maintien des flasques.
8 - Rainures de diminution du bruit.
9 - Rainures de diminution du bruit.

b) Description

La figure 2.7 représente le principe de compensation adopté par la firme Sauer-Sundstrand hydraulique.

Les joints toriques de compensation sont logés dans les flasques -AV- et -AR- (-2- et -6-). La pression de refoulement est amenée dans l'intérieur de la surface limitée par les 2 joints. En appliquant la lunette sur la surface de compensation on constate que la force de rapprochement -F.r- augmente progressivement en allant de l'aspiration vers le refoulement, conformément aux efforts d'écartement -F.e-.

La compensation n'est pas symétrique et le composant ne fonctionne que dans un sens de rotation.

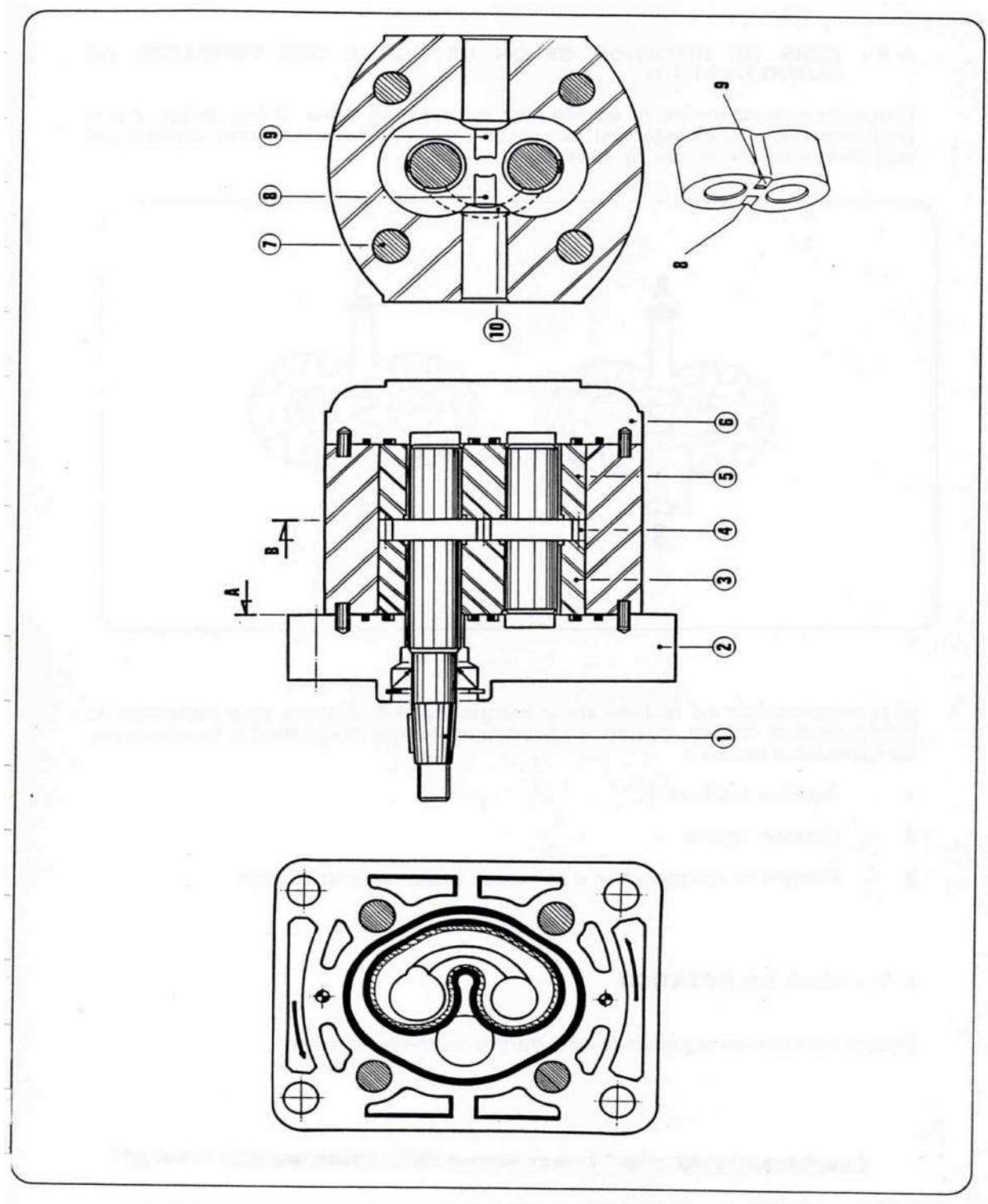
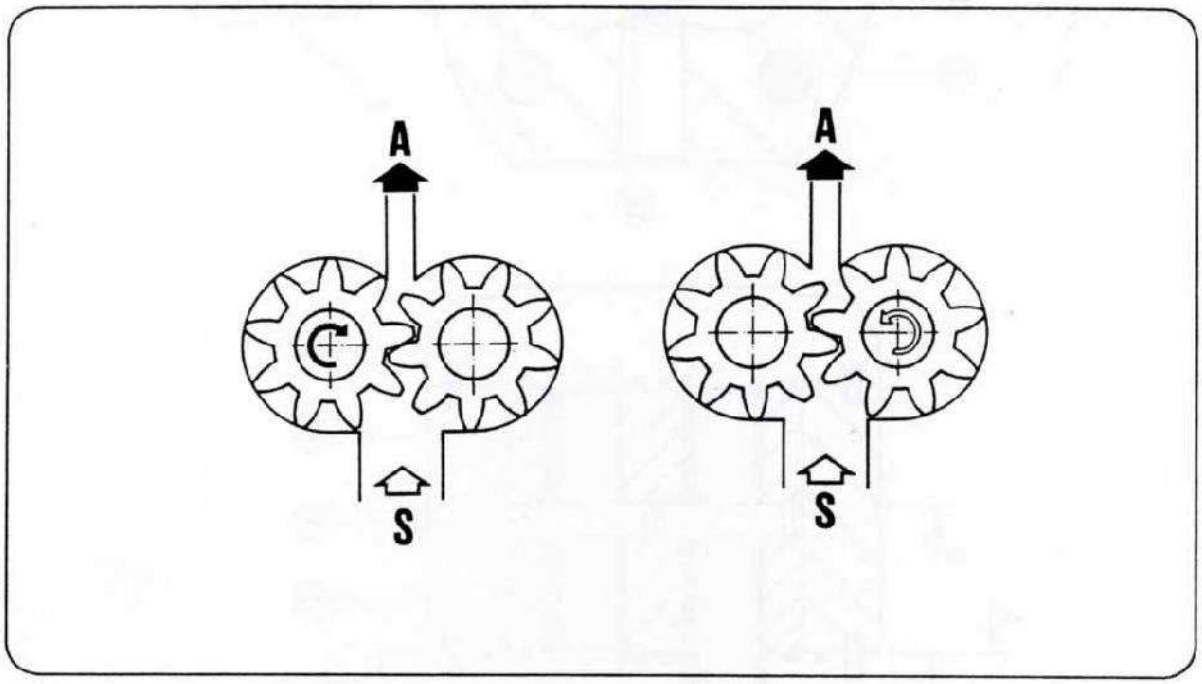


Figure 2.7 : Compensation axiale asymétrique - (Origine Sauer Sundstrand)

II.8 Sens de rotation selon la forme des surfaces de compensation

Si la surface de compensation est liée avec la lunette (fig.2.3 ; 2.4 ; 2.5 ; 2.6, 2.7) pour l'obtention du changement de rotation, il suffit d'inverser l'arbre menant par rapport à l'arbre mené (voir figure ci-dessous).



Si la compensation est réalisée sur le flasque (figure 2.7) il faut, pour l'obtention du changement de rotation, inverser les pignons et changer uniquement le flasque avant. La figure 2.8 montre :

1 - Rotation anti-horaire.

2 - Rotation horaire.

3 - Flasque de compensation d'un moteur à deux sens de rotation.

a) SENS DE ROTATION

Celui-ci est défini en regardant le bout d'arbre de pompe vers soi.

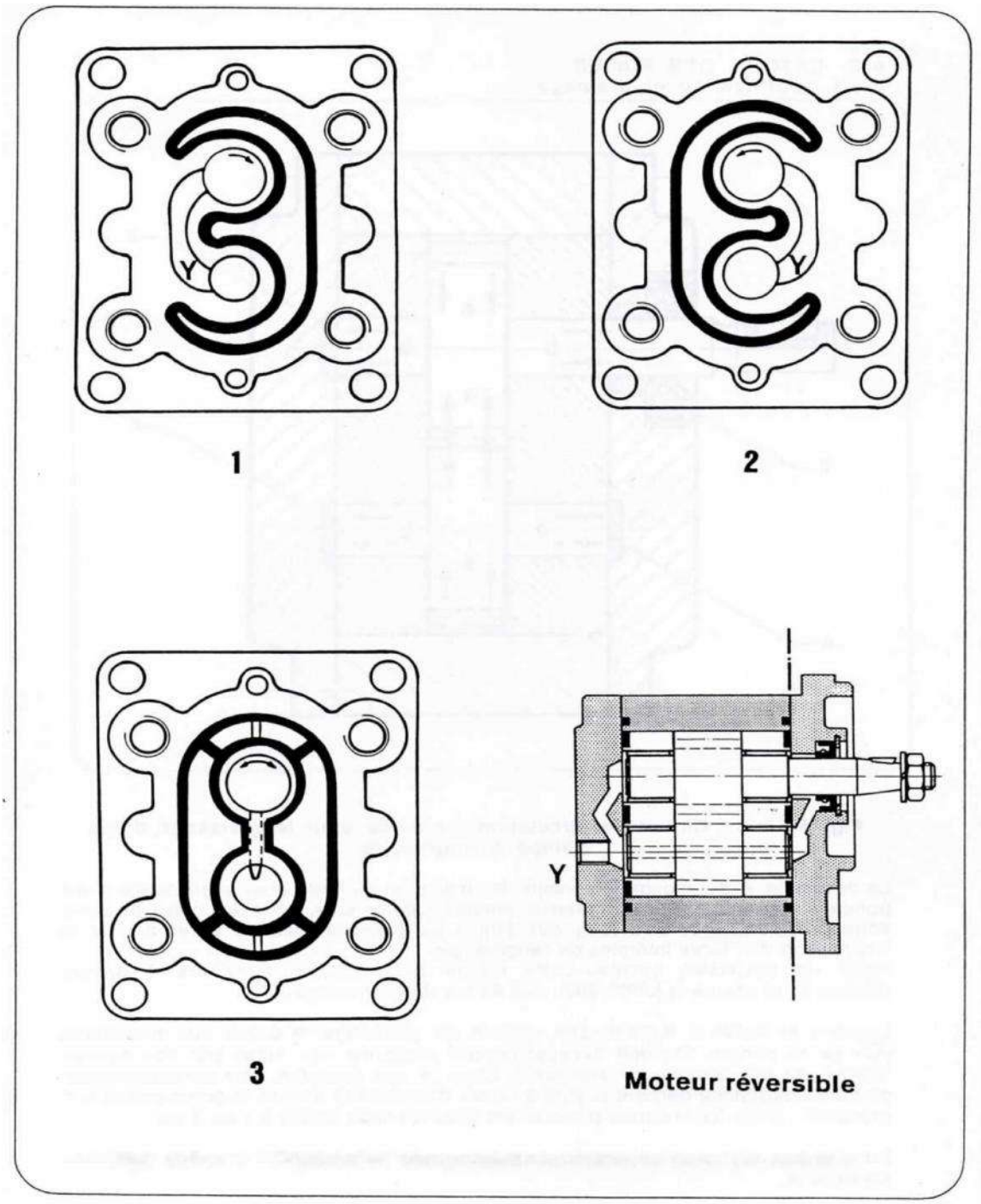


Figure 2.8 : Différentes compensations selon le sens de rotation

II.9 Retour des fuites

a) Lubrification et drainage

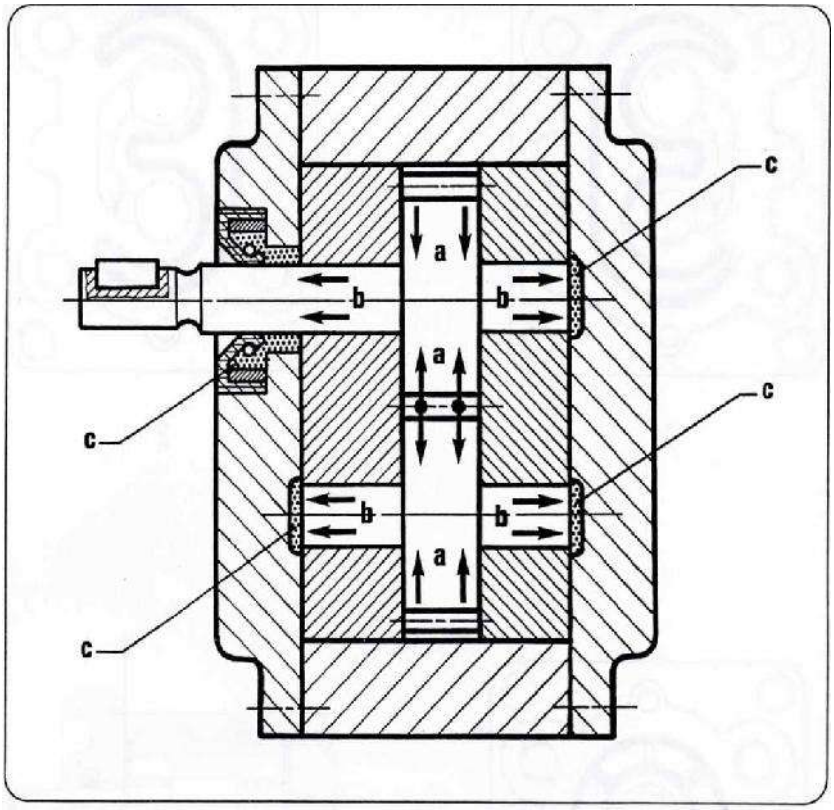


Figure 2.9 : Circuit de circulation du fluide pour le graissage d'une pompe à engrenage

Le dessin **figure 2.9** montres le principe de circulation du fluide pour le graissage d'une pompe à engrenage. Dans un premier temps l'huile de fuite, issue des creux de dents sous pression, circule le long des flancs de pignons (flèches a) et assure la lubrification des faces latérales de l'engrenage.

Dans un deuxième temps, cette même huile circule dans les 4 paliers (flèches b) et assure la lubrification des arbres de l'engrenage.

Lorsque le fluide a terminé son chemin de graissage, il arrive aux extrémités -C- de la

pompe. On doit nécessairement récupérer ces fuites par des canaux internes et les ramener à l'aspiration. Dans le cas contraire, une contre-pression prendrait naissance derrière le joint à lèvres d'étanchéité d'arbre et provoquerait son extrusion. Cette faible contre-pression est généralement limitée à 1 ou 2 bar.

Compensation à pression nulle

b) Lorsque la pompe débite à pression nulle, l'effet de compensation **-F.r-** ne joue pas. Une légère tension mécanique est donc nécessaire pour appliquer les paliers lunettes sur les flancs de pignons.

Celle-ci est réalisée par l'élasticité des joints toriques qui débordent légèrement de leur gorge avant le serrage des flasques de la pompe.

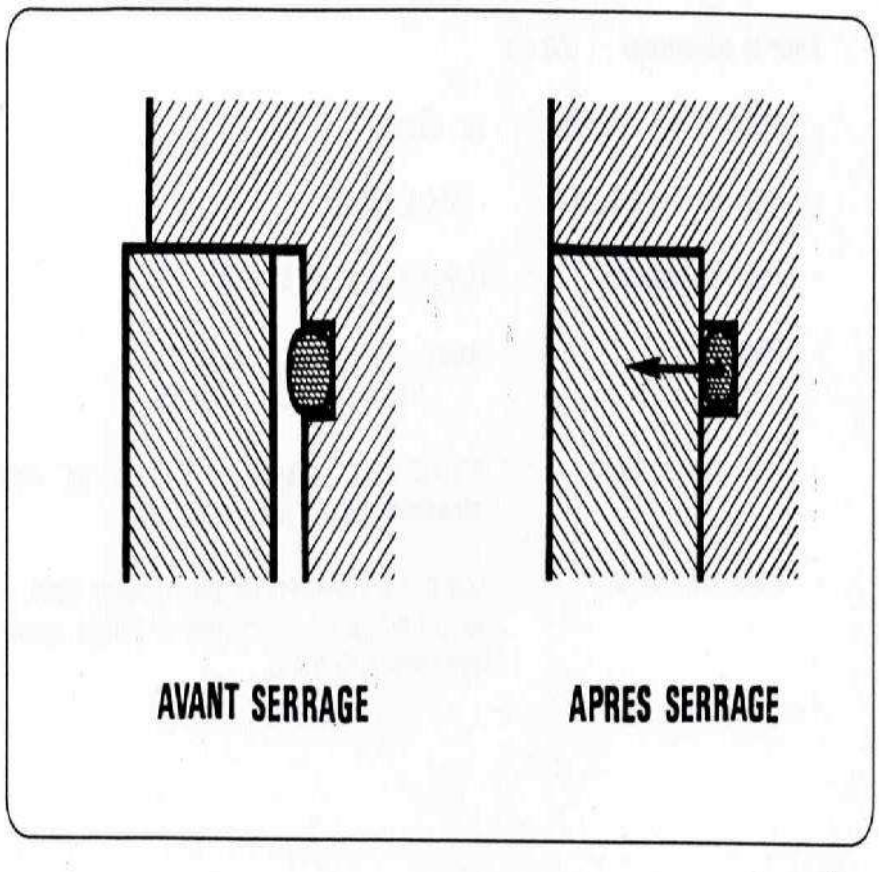


Figure 2.10 : Détail de la tension mécanique obtenue par le joint de compensation axiale d'une pompe à engrenage

II.10 Caractéristiques générales

a) Montage (Se référer à la notice constructeur)

La pompe à engrenage peut-être montée légèrement au-dessus du niveau d'huile : dépression admissible à l'aspiration environ 0,25 bar maxi. Toutefois, pour des raisons de sécurité et de pollution extérieure, il est souhaitable d'avoir le réservoir en charge ou au moins au même niveau que la pompe.

- ***Vitesse de l'huile à l'aspiration*** : 0,5 à 1,2 m/s.
- ***Vitesse de l'huile au refoulement*** : 4 à 5 m/s.
- ***Viscosité*** : 15 à 800 cSt.

Pour le démarrage : 1 000 cSt.

- ***Viscosité recommandée*** : 20 - 50 cSt.
- ***Plage de température*** : -15°C à + 80°C.
- ***Fluide de pression*** : Huile minérale (DIN 51 524).
- ***Filtration*** : classe 9..... NAS 1638.
  18/15..... IS04406.
- ***Type d'entraînement*** : Accouplement élastique. Celui-ci ne doit transmettre aucun effort axial ou radial.

II. 11 Conclusion : L'étude technologique du principe de cylindrée a montré que :

- Le principe de fonctionnement de ces pompes est base sur le volume dans la chambre de pompage pour les trois phases (aspiration, transfert et refoulement).
- L'augmentation du rendement de ces pompes est assuré par l'étanchéité radiale et axiale dans la chambre de pompage.
- Eliminer la force d'écartement (fe) sur les paliers, côté refoulement, par la force de rapprochement (fr) appliquée sur la surface de compensation.
- Les forces s'exerçant sur les paliers sont encaissées par les bagues spéciales pour augmenter la pression de fonctionnement de la pompe.
- Le nombre réduit du nombre de dents (Z=10) des pignons va causer, au cours du taillage, le phénomène d'interférence. Une étude est menée dans le chapitre suivant pour l'éviter.

CHAPITRE III

Conception et dimensionnement des engrenages

Ce chapitre va présenter la méthode de recherche de la denture optimale. Tout d'abord, nous dégageons les données initiales à partir d'une pompe volumétrique modèle. Ensuite, on va appliquer deux méthodes de calcul afin d'obtenir la denture optimale.

III.1 Introduction :

La pompe à engrenage est constituée de deux pignons tournant à l'intérieur du corps de pompe. Le principe consiste à aspirer le liquide dans l'espace compris entre deux dents consécutives et à le faire passer vers la section de refoulement.

Les pignons ont une forme cylindrique à denture droite avec un nombre de dents réduit. Ces pignons sont les plus simples et les plus économiques, ils sont utilisés pour transmettre le mouvement et de la puissance entre deux arbres parallèles. Les dents des roues de l'engrenage sont parallèles à l'axe de rotation des arbres. Il y'a engrènement "couple de dents" par "couple de dent " ce qui entraine des chocs d'engrènement (bruit) et des vibrations.

III.2 La pompe modèle :

- *Pompe à engrenage avec paliers munis de compensation*
- *La marque :* ***TUROLLA***
- *Code :* ***SNP3NN/048***

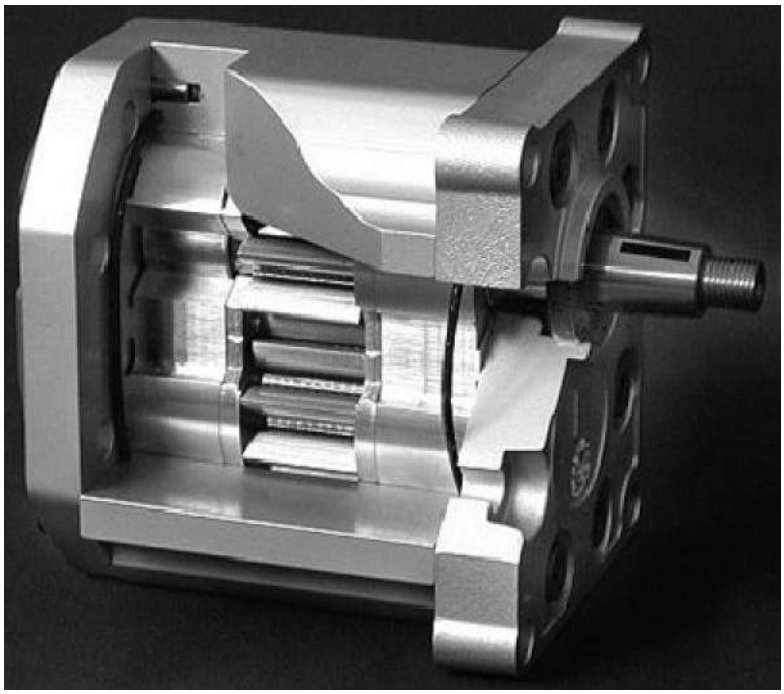


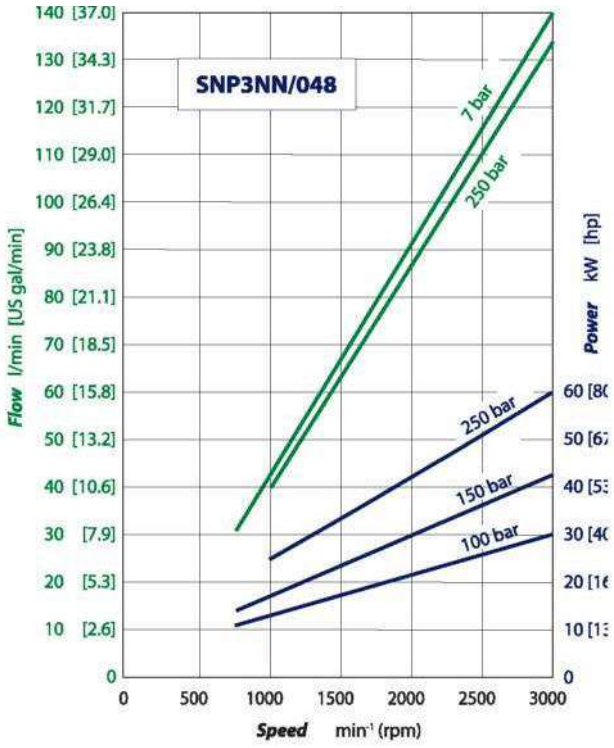
Figure 3.1 : **Pompe à engrenage avec paliers munis de compensation**

a) Caractéristiques :

Déplacement	**cm^3/rev**	**48.3**
Pression maximale	**Bar**	**250**
Pression nominale		**230**
Vitesse minimale	**Min $^{-1}$**	**800**
Vitesse maximale		**3000**
Poids	**kg**	**7.6**
Débit à vitesse maximale	**l/min**	**144.9**

Tableau1 : Caractéristiques de la modèle

b) Graphe de performance de la pompe



III.3 Conception et dimensionnement des engrenages

Nous allons préciser la démarche utilisée pour le dimensionnement des dents d'engrenage de la pompe. Nous ferons une conception classique des dents suivis d'une optimisation de la denture pour diminuer des problèmes dans la zone de l'engrènement

Pour un nombre de dents Z=10 dents et entraxe mesuré **aw =44 mm.** Nous calculons le module **m.**

$$m = 2\ aw \ / \ (z1+z2)$$

$$m = 2(44) \ / \ (10+10)$$

On prend un module normalisé m =4.5

Le module : est une grandeur normalisée qui caractérise un engrenage. Il permet de calculer les principales caractéristiques ses dents (hauteur, largeur…...), ainsi que son diamètre primitif.

III.3 .1 Dimensionnement théorique

Dans un premier temps, nous commençons avec une explication théorique sur le dimensionnement des dents d'engrenages selon Henriot, pour faire le calcul pratique.

D'abord, nous fixons trois paramètres :

Z : le nombre de dents de l'engrenage,

m : le module

α_0 : l'angle de pression

Nous savons que l'angle de pression est l'angle d'action avec la tangente au cercle principal (α=20° pour une denture normalisée) et que le module est une valeur qui permit de définir les caractéristiques dimensionnelles de la roue dentée.

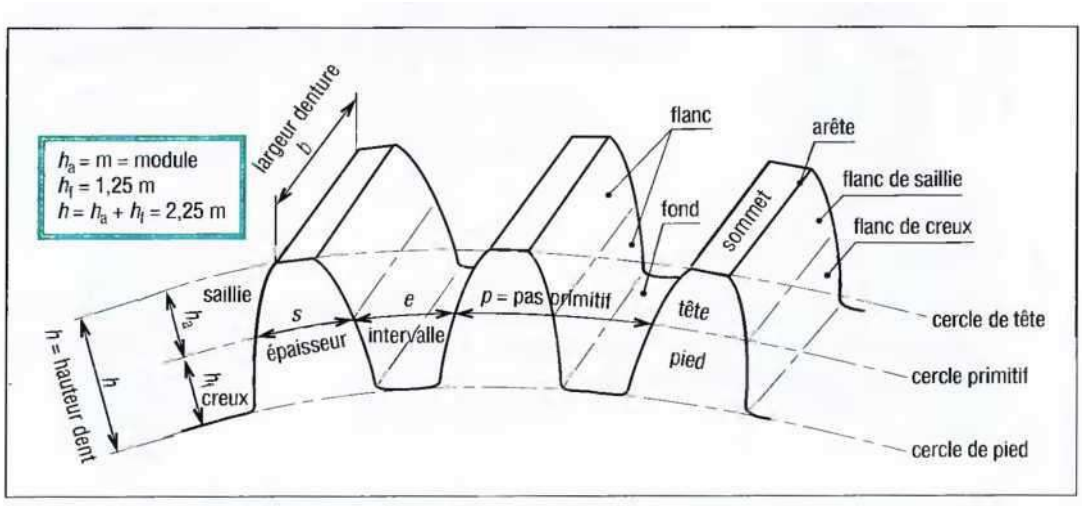


Figure 3.2 :Symboles et vocabulaire utilisés pour décrire la forme de la denture(denture normale)

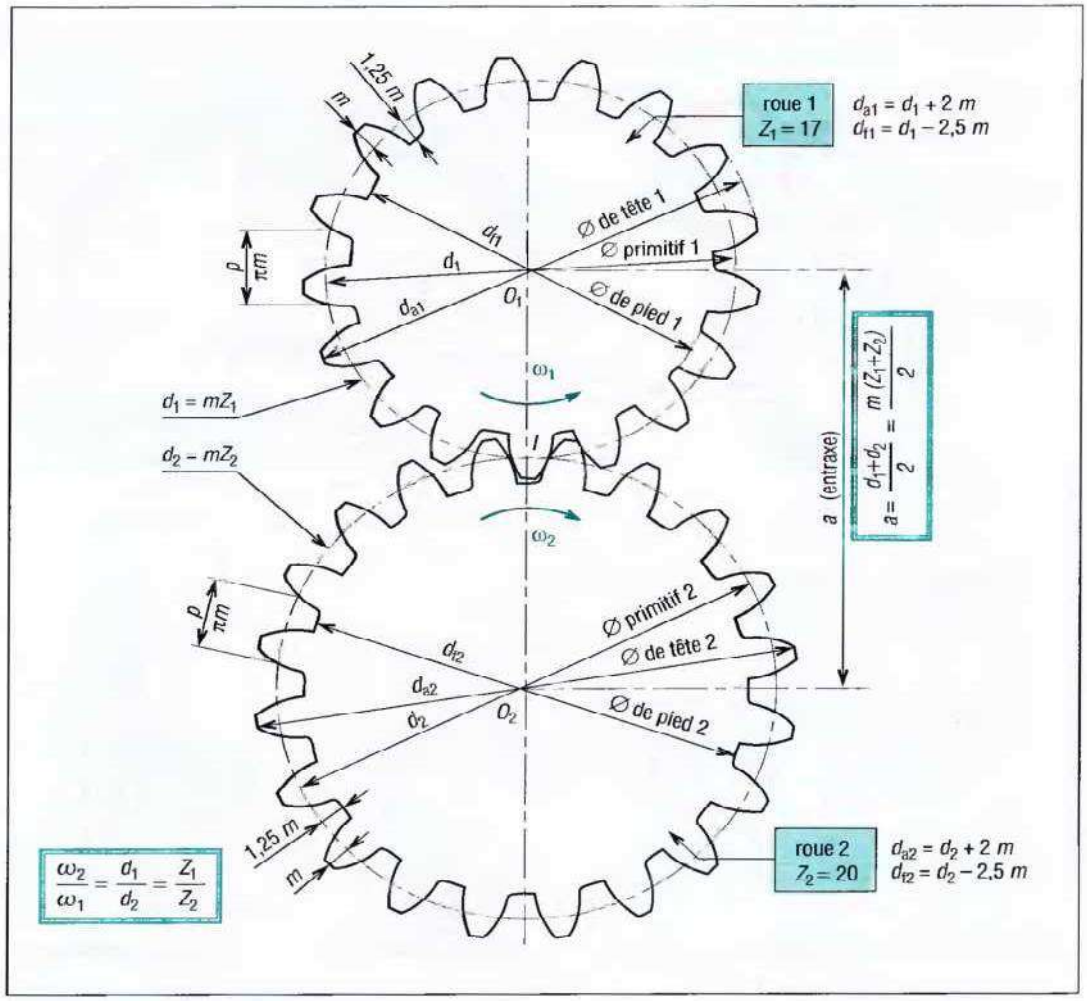


Figure 3.3 : Entraxe ,diamétres pas et module normalisé(denture normale)

Avec ces trois paramètres, nous pouvons calculer le diamètre primitif de denture d,invariante dans les possibles modification de la manière suivante :

$$d = m_o \,.z$$

Le diamètre de base de cercle est celui à partir duquel la dent est dessinée, c'est-à-dire, qu'il est le cercle permettant d'obtenir le profil en développante de cercle des dents. Il est une valeur invariante dans le dimensionnement de l'engrenage, et est défini par :

$$d_b = d \cdot cos(\alpha_0)$$

Les paramètres qui seront calculés à partir de maintenant, souffriront des modifications lors de l'optimisation de la denture.

Les dents des engrenages sont définies par les variables suivantes :

- La saille h_a : distance radiale entre le cylindre de tête et le cylindre primitif

$$h_a = (1 + x)m_0$$

Où **x** est le coefficient du déport

- Le creux **hp** : distance radiale entre le cylindre de pied et le cylindre primitif

$$hp = (1{,}25 - x)m_0$$

- La hauteur de dent **h** : distance radiale entre le cylindre de tête et le cylindre de pied

$$h = h_a + hp$$

- Le diamètre de tête d_a **:** diamètre au sommet de la dent

$$d_a = d + 2\,h_a$$

- Le diamètre de pied **df** : diamètre au fond de la dent

$$df = d - 2\,hp$$

- Le pas de référence P_o : longueur d'un arc de cercle primitif compris entre deux profils consécutifs

$$P_o = \Pi \,.\, m_o$$

- Le pas de base P_b : longueur d'un arc de cercle de base compris entre deux profils

$$P_b = p_o . \cos(\alpha_o)$$

- L'épaisseur de référence **S** : épaisseur de dent mesurée sur la circonférence de référence

$$S = m_o \left[\Pi/2 + 2x.\tan(\alpha_o)\right]$$

- L'épaisseur de base S_b**:** épaisseur de dent mesurée sur la circonférence de base

$$S_b = r_b \left[(s/r) - 2inv(\alpha_o)\right]$$

Avec r et r_b les rayons de référence et de base respectivement,

$$r = d/2 \quad ; \quad r_b = db/2$$

Et

$$inv(\alpha)=tan(\alpha)-\alpha$$

- L'épaisseur de tête S_a **:** épaisseur de dent mesurée sur la circonférence de tète

$$S_a=r_a[(s/r)-2[inv\ (\alpha_a)-inv(\alpha_o)]]$$

Avec α_a l'angle de pression en tête de dent

$$\alpha_a = a.cos\ (d_b/d_a)$$

Et r_a le rayon de la tête

$$r_a= d_a/2$$

Finalement l'entraxe nominal a*, la plus court distance entre les centres des* deux, ce calcul

$$a = m_o .z$$

III.3.1.1 Dimensionnement sans déport

Premièrement nous faisons le calcul (Voir annexe) des paramètres sans déport (x=0). Les valeurs des paramètres qui définissent la denture d'un engrenage, à partir de nos données initiales sont les suivantes (Tableau 2) :

Tableau2 : Valeurs pour dimensionnement sans déport (Voir Annexe)

d(mm)	**45**
d_b(mm)	**42**
h_a(mm)	**4 ,5**
h f(mm)	**5,6**
da(mm)	**54**
df(mm)	**39**
Po(mm)	**14,13**
Pb(mm)	**13,28**
S(mm)	**7.06**
S_b(mm)	**7,2**
S_a(mm)	**2,6**
a(mm)	**45**
X(mm)	**0**

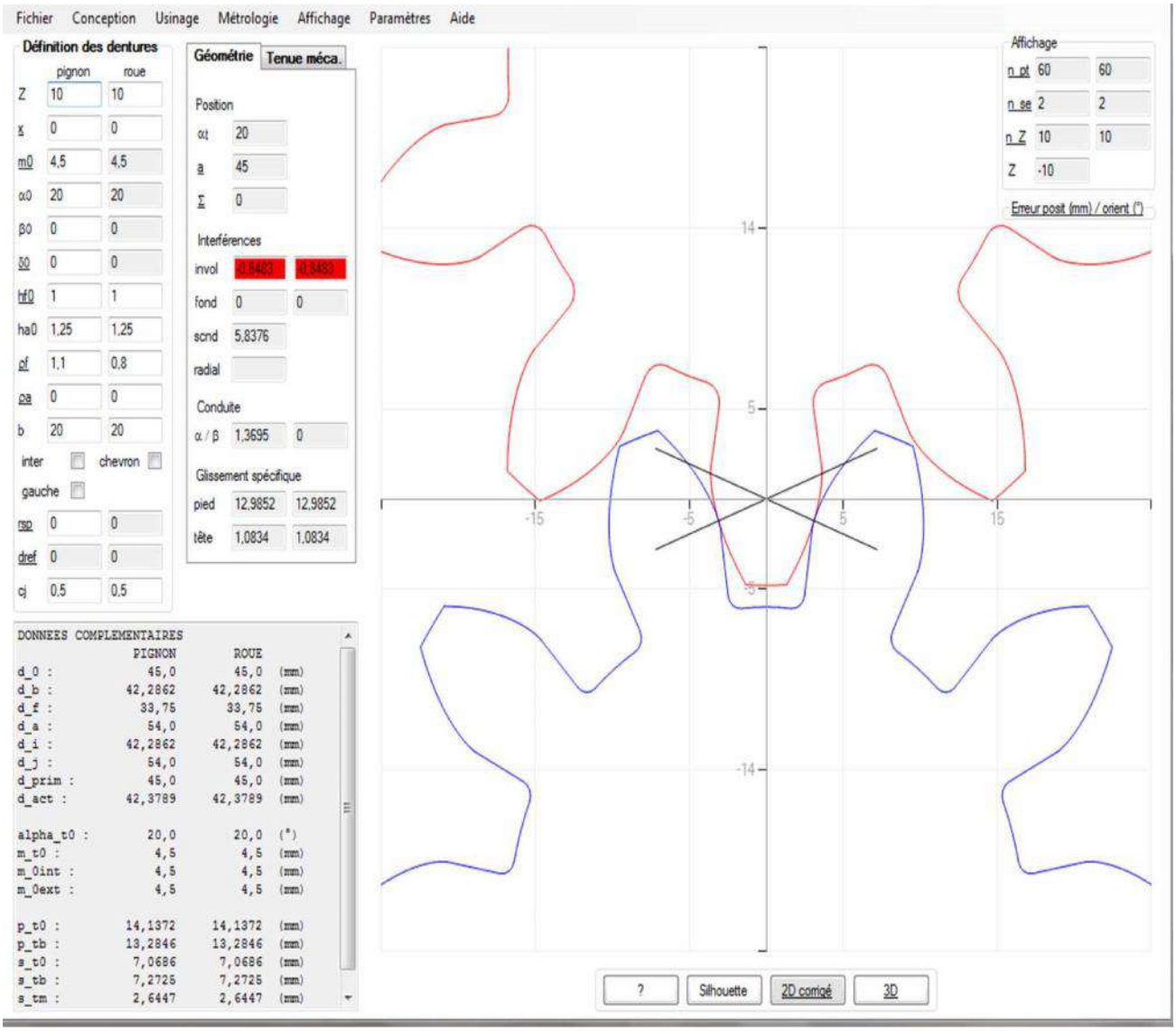


Figure 3.4 : Géométrie pour dimensionnement sans déport

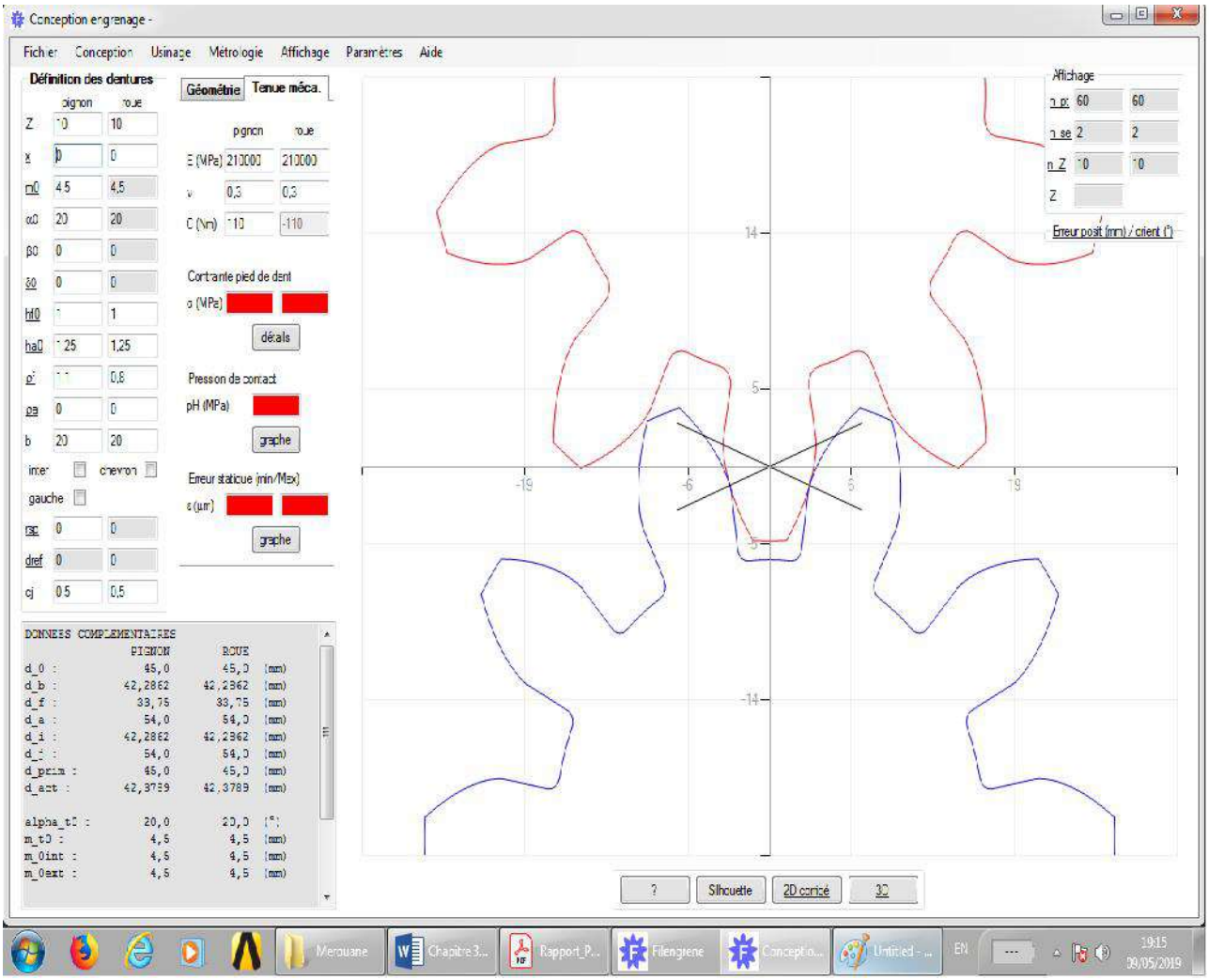


Figure 3.5 : Tenue mécanique pour dimensionnement sans déport

Après analyse des résultats, nous pouvons remarquer que :

- L'existence de l'interférence de taillage.
- Faible tenue mécanique.
- L'existence d'un espace mort (volume mort) dans l'engrènement des deux pignons de la pompe.

L'interférence :

Pour engrener correctement, les engrenages parallèles extérieurs, deux profils en contact doivent rester constamment tangents et, dans le cas des dentures développante de cercle, le lieu des points de contact successifs est une droite tangente au cercle de base.

S'il en est autrement, on dit qu'il se produit le phénomène d'interférence.

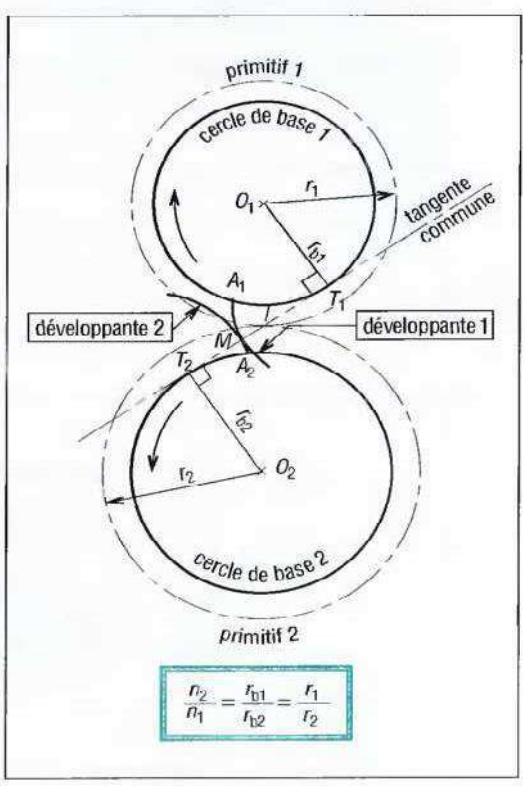


Figure 3.6 : Cercle de base et cercles primitifs

Il y'a interférence lorsque le sommet de la dent d'une roue rencontre le fond d'une dent de l'autre roue.au moment de taillage, ce défaut est caractérisé par un usinage parasite du pied de la dent.

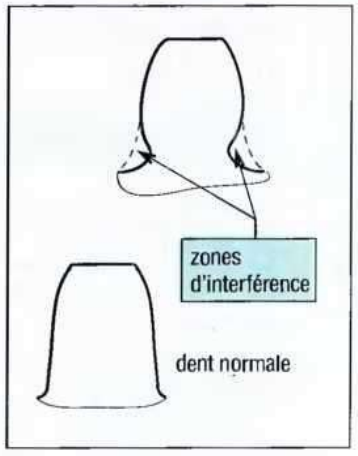


Figure 3.7 : Interférence sur la forme de la dent

III.3.1.2 Dimensionnement avec déport :

La réduction de ce volume mort et l'interférence de taillage commence par le redimensionnement du profil de la denture de l'engrenage. Nous introduisons la conception de déport de dent.

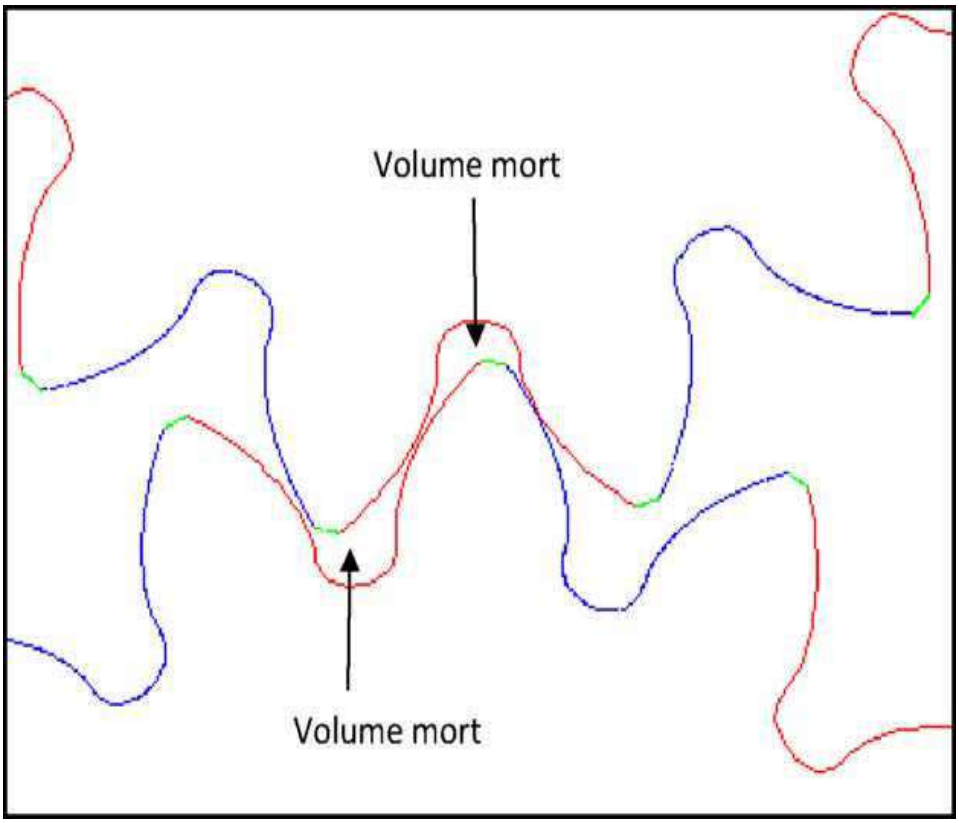


Figure 3.8 : Espace mort dans l'engrènement

Denture déportée : Une denture normalisée est dite déportée lorsque la ligne primitive de taillage de la crémaillère génératrice n'est plus confondue avec la ligne de référence

Dans certains cas, on décale (en s'avançant ou en en reculant) la ligne de référence de l'outil crémaillère par rapport à la ligne primitive, tangente au cercle primitif de référence. on obtient alors un pignon corrigé avec déport de denture.

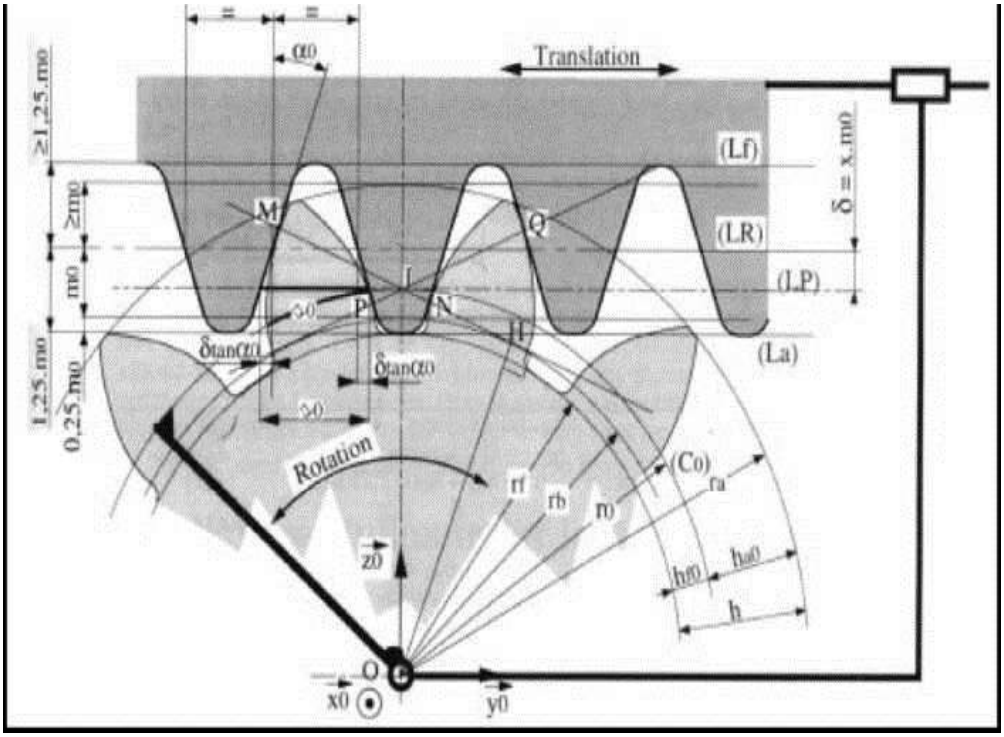


Figure 3.9 : Notion de déport

Le déport de denture (mm) se définit par la formule suivante :

$$\delta = x \cdot m_o \qquad (\delta : \text{déplacement de profil})$$

Où **x** est le coefficient de déport (valeur réelle sans unité)

La valeur de ce coefficient de déport va impliquer de nombreuses conséquences sur la forme de la dent et le fonctionnement de l'engrenage.

III.3.2 Influence du déport sur la forme d'une denture

La figure ci-après permet de visualiser l'influence du déport sur la forme de la denture droite et sa position par rapport à la géométrie de référence.

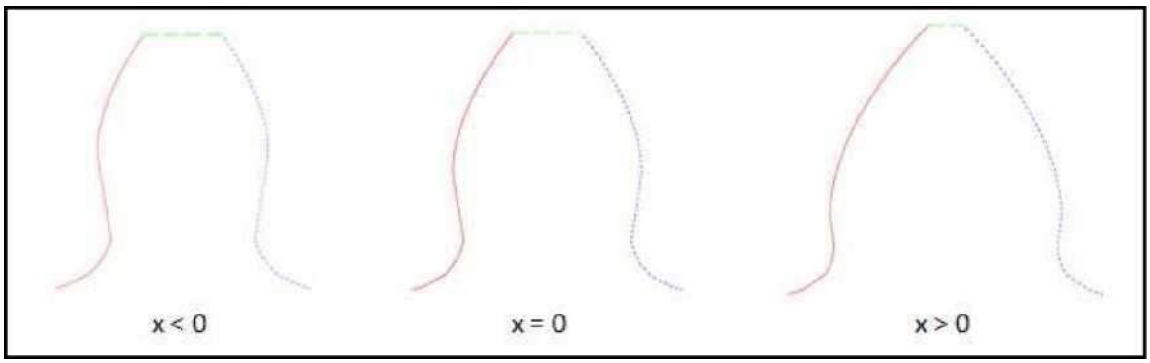


Figure 3.10 : Influence du déport sur la forme de la denture droite

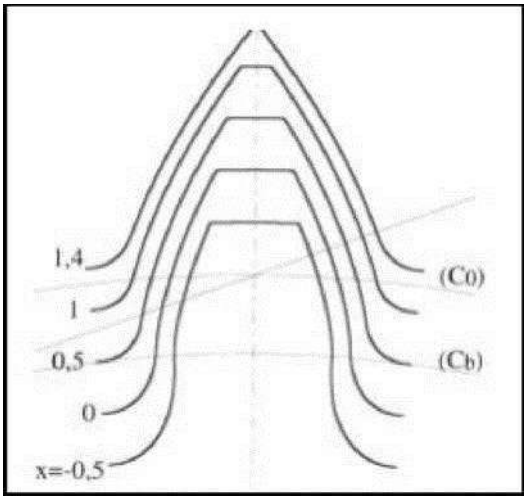


Figure 3.11 : Influence du déport et la position de la dent par rapport à la géométrie de référence

- S i **x > 0** : l'épaisseur au pied de la dent S_b augmente (plus de rigidité, la dent résiste mieux aux efforts tangentiels) mais la dent devient aussi plus pointue (attention au risque de tête tronquée)

- Si **x < 0** : la dent se creuse progressivement au niveau de son pied (risque de fragilisation si x est trop important) au contraire de l'épaisseur de tête qui augmente.

En pratique, le choix d'un coefficient de déport x est limité : x < 0,8 (pour éviter d'avoir des dents tronquées) et x > -0,5 (pour éviter les concentrations de contraintes et les interférences au pied de dent). Cela conduira à choisir une somme des déports dans un engrenage telle que :

$$-1<x1+x2<1.5$$

III.3.3 Influence du déport sur un engrenage extérieur à denture droite

S'il y'a un jeu entre dents important, la transformation n'est certes pas arrêtée mais le contact s'effectue dans de très mauvaise conditions, donnant lieu à des vibrations intenses et à l'usure très rapide. Si, par contre, le jeu entre dents est nul ou faible, il se produit coincement.

Dans le cas des engrenages rencontrés, on trouve plusieurs possibilités pour aboutir au dimensionnement géométrique final d'un engrenage (figure 3.8).

- **Engrenage normal, sans déport de denture :** c'est le cas classique où $X_1=X_2=0$ et ainsi $\alpha=\alpha_o$, $m=m_o$,$d_1=d_{o1}$ *et* $d_2=d_{o2}$.

- **Engrenage corrigé, sans variation d'entraxe :** cas où $X_1\neq 0$ **et** $X_2\neq 0$ mais $X_1+X_2=0$
  Cela implique que l'on retrouve $\alpha=\alpha_o$, $m=m_o$, $d1=d_{o1}$ *et* $d_2=d_{o2}$. Ce cas n'a d'intérêt que si l'on s'intéresse également à l'influence des déports sur l'équilibrage à l'usure ou à la résistance en flexion au pied de la dent.

- **Engrenage corrigé, avec variation d'entraxe :** cas où $X_1\neq 0$ **et** $X_2\neq 0$ mais $X_1+X_2\neq 0$
  Cela implique forcément $\alpha\neq\alpha_o$, $m\neq m_o$,$d_1\neq d_{o1}$ *et* $d_2\neq d_{o2}$.
  C'est le cas que nous avons appliqué afin d'améliorer la denture des engrenages.

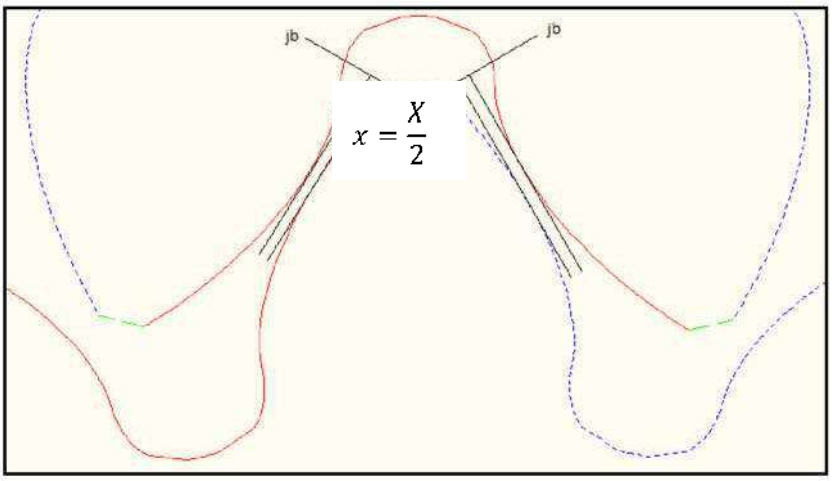


Figure 3.12 : Jeu entre les deux roues

Dans un engrenage, le jeu entre dents *jb* est la plus courte distance entre les flancs arrière de deux roues quand les flancs avant sont en contact. Ce jeu est absolument nécessaire pour un bon fonctionnement de l'engrenage. Le jeu entre dents est obtenu par diminution de l'épaisseur de dent par rapport à la denture théorique sans jeu ou par une augmentation d'entraxe. C'est de cette dernière manière que nous créerons le jeu.

Nous souhaitons créer un jeu *jb* entre les dents qui engrènent. Ce jeu va induire un déplacement Δa :

$$\Delta a = \frac{J_b}{2\sin(\alpha_0)}$$

Nous définissons un entraxe de fonctionnement a_w, auquel nous le soustrairons le déplacement Δ *a*

pour obtenir l'entraxe de dimensionner

$$a_{wy} = a_w - \Delta a$$

Cet entraxe de dimensionnement nous permettra obtenir le déport nécessaire pour qu'il y ait contact entre les pignons pour l'entraxe défini.

Le déport nécessaire à l'engrènement sans jeu est :

$$X = (inv(\alpha_{wy}) - inv(\alpha_0)) \cdot \left(\frac{z}{\tan(\alpha_0)}\right)$$

Où

$$\alpha_{wy} = a \cdot cos\left(a \cdot \frac{\cos(\alpha_0)}{a_{wy}}\right)$$

Et

α_{wy} est l'angle de pression pour l'entraxe

Le but de ce calcul (Voir annexe) est d'obtenir une forme de denture optimisée. Pour cela, nous recalculons la géométrie de la denture avec une méthode itérative.

Pour un jeu choisi (*jb* = 0,01mm) avec des itérations pour obtenir le meilleur mouvement entre les engrenages, nous avons obtenu ces valeurs de chaque paramètre de dimensionnement (Tableau 3).

Tableau 3 : Valeurs pour dimensionnement avec déport (Voir Annexe)

d(mm)	**45**
db(mm)	**42,2**
ha(mm)	**6,3**
h f(mm)	**3,8**
da(mm)	**57,6**
df(mm)	**37,35**
Po(mm)	**14,13**
Pb(mm)	**13,28**
S(mm)	**8,37**
Sb(mm)	**8,50**
Sa(mm)	**1,3**
aw(mm)	**48**
X(mm)	**0,4**

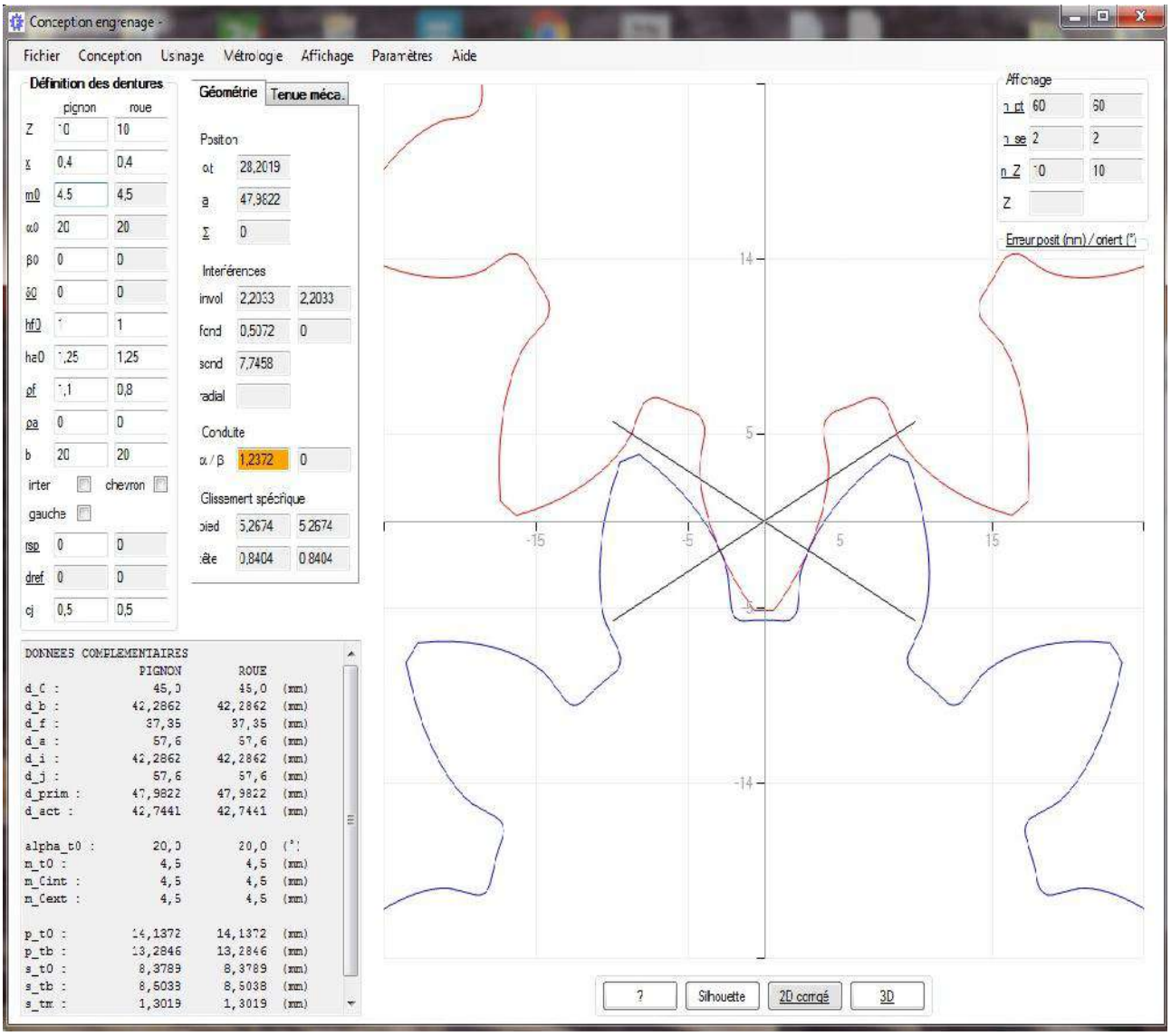


Figure 3.13 : Géométrie pour dimensionnement avec déport

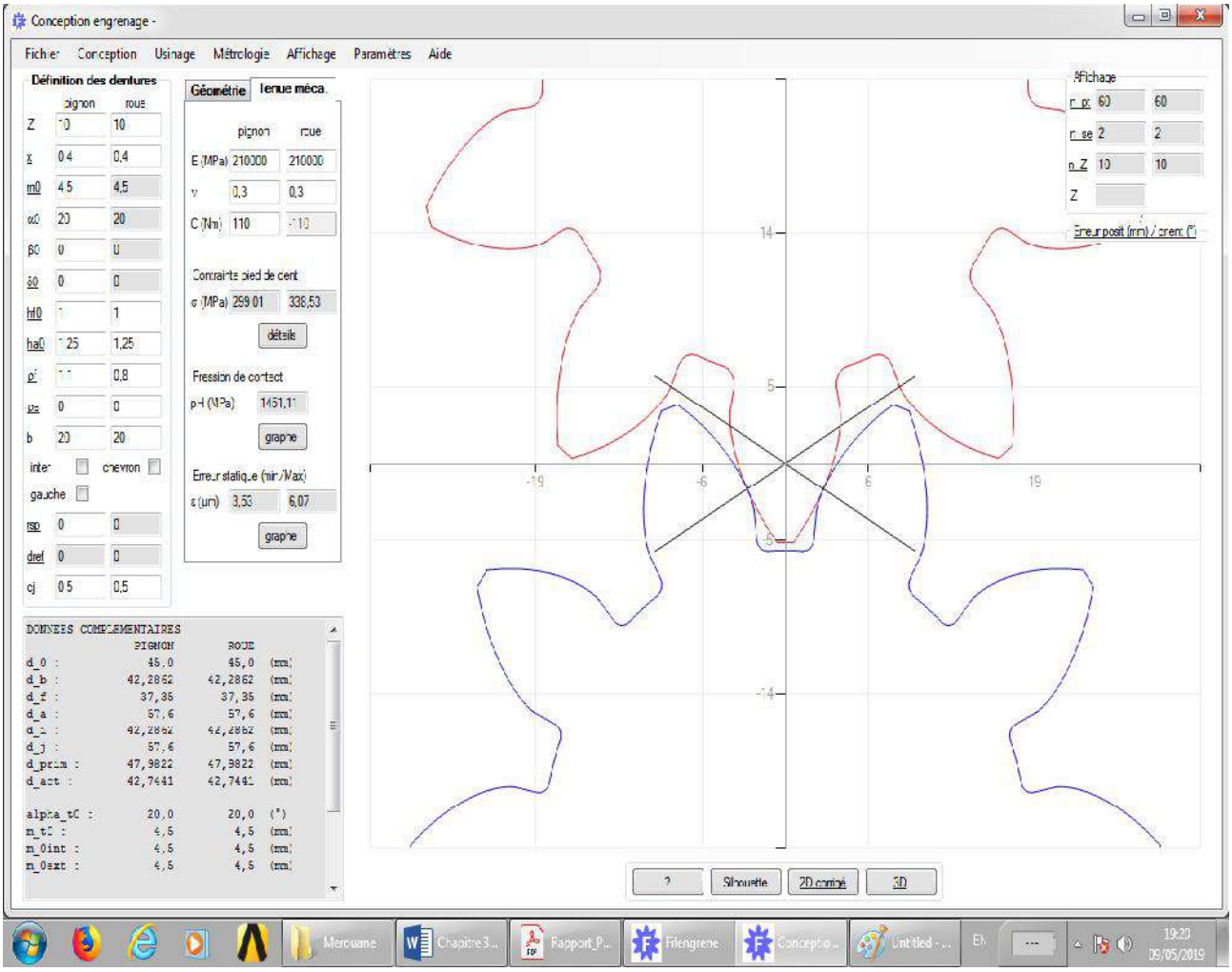


Figure 3.14 : Tenue mécanique pour dimensionnement avec déport

Après analyse des résultats, nous pouvons remarquer que :

- Réduction de l'espace mort (volume mort) dans l'engrènement des deux pignons.
- Elimination de l'interférence de taillage.
- Bonne tenue mécanique

III.4 Conclusion :

Après avoir les données initiales de la pompe modèle :

-Le nombre de dents(Z)

-L'entraxe de fonctionnement mesuré (**aw)**

-Le module(m).

Nous avons utilisé ces données pour redimensionner la dent d'engrenage. Pour cela, nous avons appliqué deux méthodes de calcul :

a) Dimensionnement sans déport (x=0) :

L'apparition de l'interférence de taillage qui a dégradée la tenue mécanique et augmenté le volume mort.

b) Dimensionnement avec déport(x=0,4) :

L'élimination de l'interférence de taillage qui a améliorée la tenue mécanique et diminué le volume mort.

CHAPITRE IV

Programmation d'usinage sous CAMworks

La programmation est base sur la reconnaissance des formes à usiner à partir desquelles on génère un plan d'opération. Pour cela, la pompe à usiner comporte deux formes : les formes 2 axes ½ et les formes multisurface. Dans ce chapitre nous proposons un processus d'usinage pour chaque forme.

V.1 Introduction

Le développement technologique des machines-outils se caractérise par une évolution rapide et dynamique. Notamment au niveau de la création des programmes CN, la gamme des outils allant de la programmation pure de système FAO à la programmation directement sur la machine à commande numérique s'est grandement élargie. Pour chaque domaine, des méthodes de programmation spécifiques et productives sont disponibles. Avec CAMworks offre un outil de programmation conçu pour l'atelier assurant une programmation des étapes de travail rapide et adaptée à la pratique de l'usinage de pièces individuelles jusqu'à la fabrication des petites séries.

V.2 CAMWorks

CAMWorks est une solution FAO 3D intelligente et intuitive qui permet aux industriels d'augmenter leur productivité et leur rentabilité en utilisant les meilleures technologies d'automatisation et de flexibilité pour maximiser les performances des machines tout en restant simple d'utilisation .

CAMWorks fut la première solution FAO créée pour fonctionner dans SolidWorks de façon totalement intégrée et la première également à proposer la programmation automatique intelligente et associative s'appuyant sur une base de savoir-faire et sur la reconnaissance de formes et de fonctions technologiques.

V.2.1 Caractéristiques de CAMWorks

CAMWorks a quatre caractéristiques :

a) Totalement intégré à SOLIDWORKS/CAMWorks Solids

- Utiliser la même interface d'utilisateur (Windows) pour la conception et CAM.
- Utiliser le même fichier de pièce pour enregistrer l'information sur la conception et la fabrication.

- Éliminer les transferts de fichier en utilisant des formats de fichiers standard tels que IGES, SAT et Parasolid.

- Générer des parcours d'outil sur la pièce SOLIDWORKS/CAMWorks Solids réelle, et non sur une approximation importée.
- Générer des parcours d'outil qui sont associés à SOLIDWORKS/CAMWorks Solids. Ceci signifie que si le modèle de conception est modifié, les parcours d'outil changent automatiquement avec une intervention minimale de l'utilisateur

b) Basé sur la forme

L'usinage basé sur la forme est le concept moteur de CAMWorks. En définissant les zones à usiner comme des formes, CAMWorks est capable d'appliquer plus d'automatisation et d'intelligence dans la création de parcours d'outil

c) Intelligent

La technologie d'usinage basée sur les connaissances, l'outillage, les conditions de passe et les paramètres par défaut des opérations enregistrés dans la Technology Database (ou TECHDB) permettent de générer automatiquement des opérations et des parcours d'outils d'usinage.

d) Réactif

Dans certaines limites, si la pièce est modifiée, les formes et les parcours d'outil reflètent cette modification.

V.3 Les Etapes pour générer le code ISO à partir d'un fichier pièce SolidWorks

Introduction :

CAMWorks est un logiciel de FAO intégré à SolidWorks, basé sur la reconnaissance des formes à usiner à partir desquelles on génère un plan d'opération (processus d'usinage) mémorisé dans la base de données technologique (BDTech).

CAMWorks génère un programme ISO à partir des parcours d'outil, ensuite ce programme est chargé dans le pilote de la machine pour être exécuté.

V.3.1 Corps de la pompe

V.3.1.1 Dessin de définition

(Voir annexe)

V.3.2.2 Gestion et création du programme sous CAMWORKS

A. Arbre de forme de CAMWORKS

L'arbre des formes CAMWorks fournit une vue d'ensemble des formes usinables trouvées automatiquement ou de manière interactive. Les formes usinables sont listées dans l'ordre dans lequel elles sont reconnues par la RAF et sont insérées par l'utilisateur.

Accéder à l'arbre des formes (figure 4.1)

1. Cliquer sur l'icône CAMWorks à la base de l'arbre de création

2. L'arbre des formes qui apparait permet de visualiser toutes la forme usinable de la pièce ainsi que les informations concernant la pièce brute et la fraiseuse qui seront utilisées.

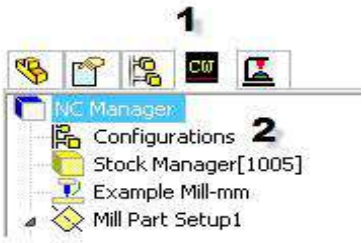


Figure 4.1 : Arbre de forme CAMWORKS

A.1 Machine [Mill-Metric]

Clic droit sur Machine [Mill-Metric]

Sélectionner Editer définition

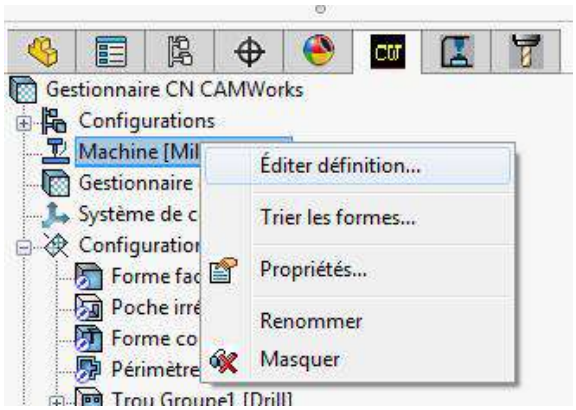


Figure 4.2 : Machine [Mill-Metric]

Sélectionner Machine : Mill – Metric

Sélectionner Groupe d'outil : Tool crib 2 (Metric)

Sélectionner Post-processeur : Concept 450

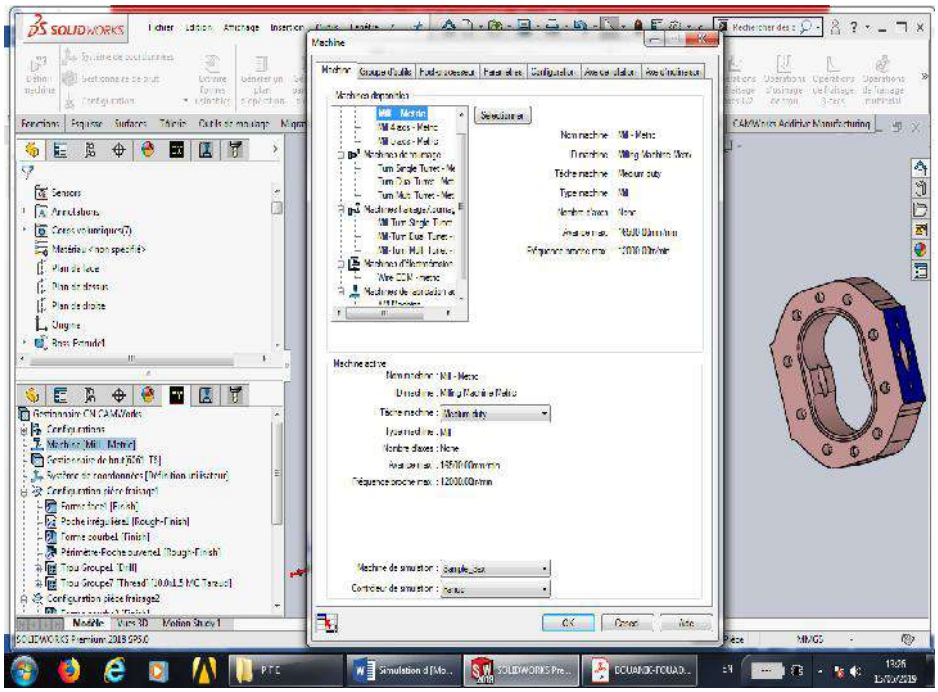


Figure 4.3 : Machine, Groupe d'outil et Post-processeur

A.2 Gestionnaire de brut

Clic droit sur Gestion de brut

Sélectionner Editer définition

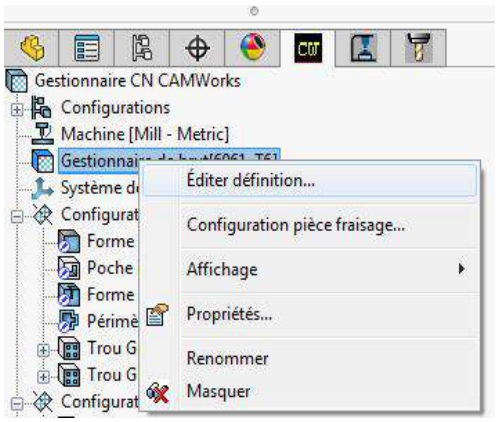


Figure 4.4 : Gestionnaire de brut

Sélectionner Matière : 6061-T6

Sélectionner Type de brut : Boite englobante

Sélectionner Décalage boite englobante

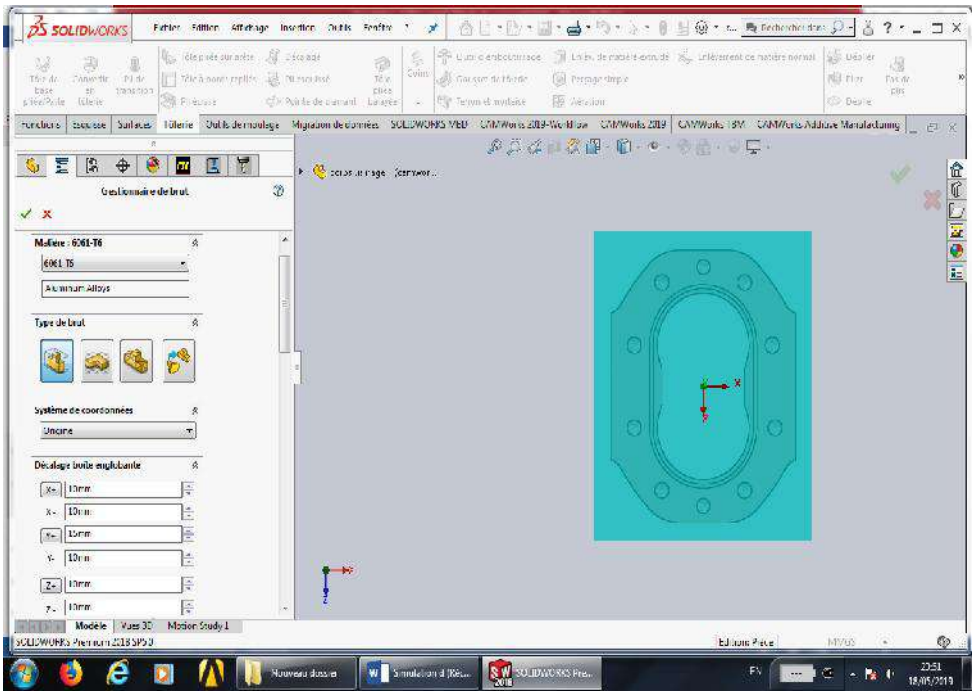


Figure 4.5 : Matière et Boite englobante

A.3 Système de coordonnées

Clic droit sur Système de coordonnées

Sélectionner Editer définition

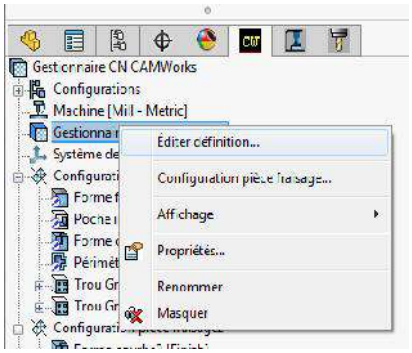


Figure 4.6 : **Système de coordonnées**

A l'aide de la souris, sur le schéma en perspective, en place le repère d'origine au milieu de la boite englobante.

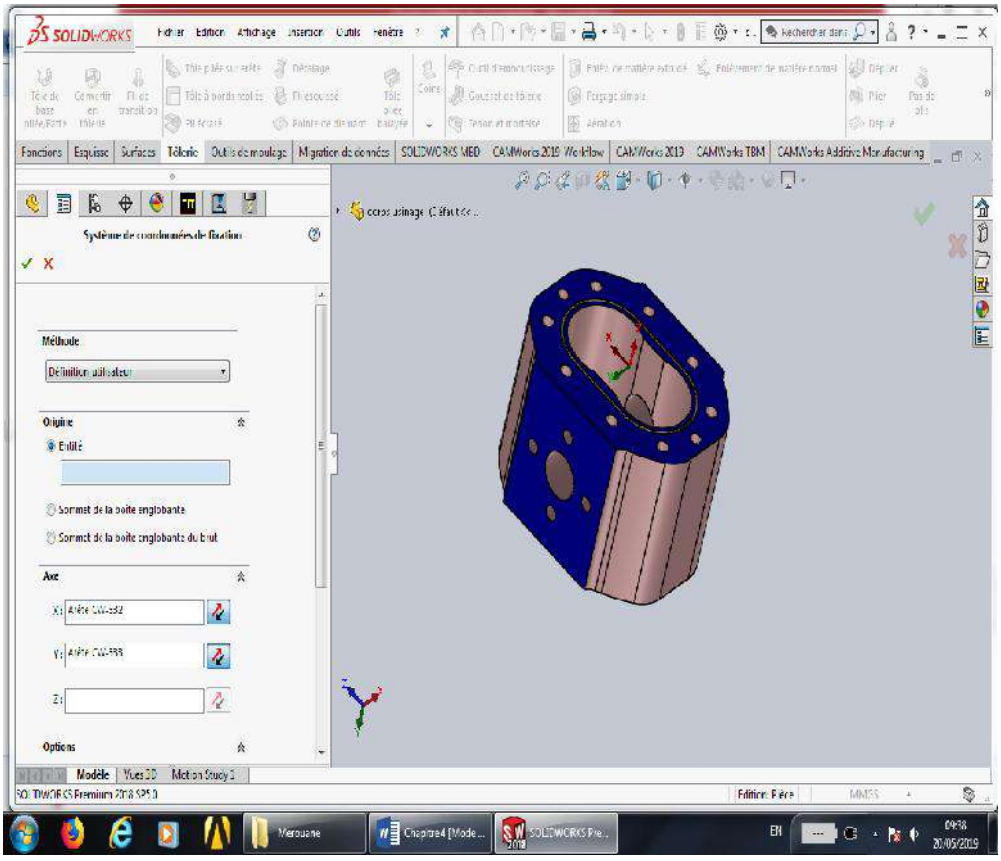


Figure4.7 : Le point d'origine au milieu de la boite englobante

A.4 Configuration pièce fraisage 1

Clic droit sur Gestion de brut

Sélectionner Configuration pièce fraisage

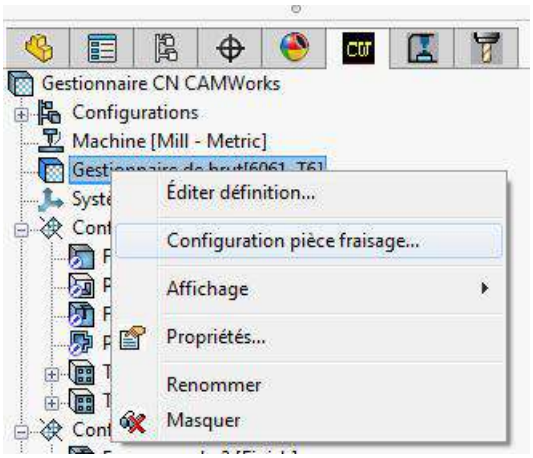


Figure 4.8 : Configuration pièce fraisage

Sélectionner Entité : Plan de face

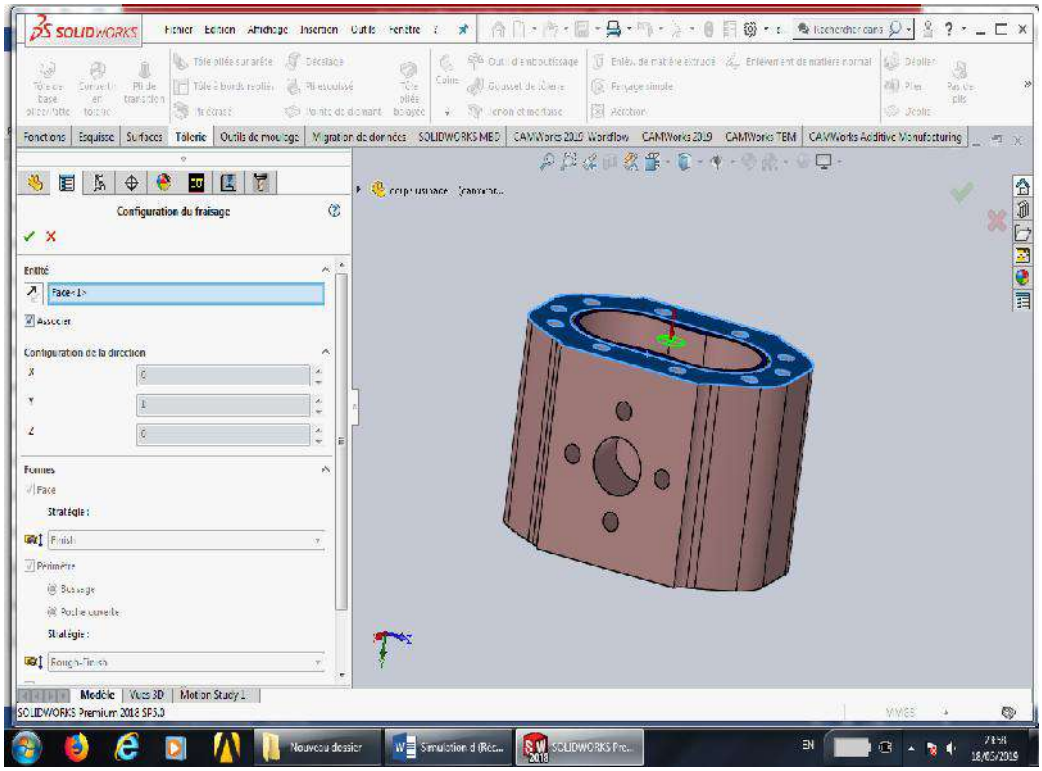


Figure 4.9 : Plan de face

A.5 Forme 2 axes ½

Clic droit sur configuration pièce fraisage

Sélectionner Forme 2 axes 1/2

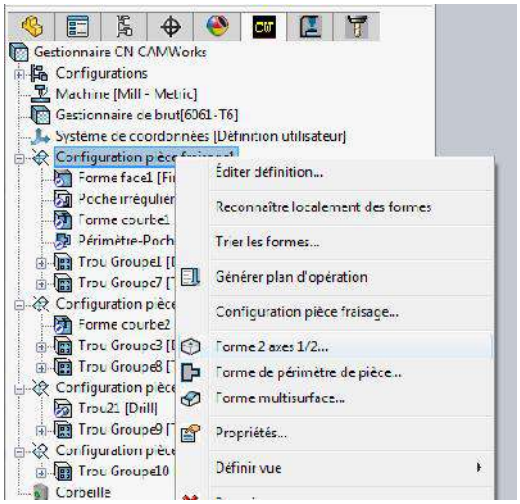


Figure 4.10 : Forme 2 axes 1/2

a -Sélectionner les entités

Sélectionner Type : forme face

Sélectionner Filtre de sélection : Contour extérieur

Sélectionner Esquisse disponible

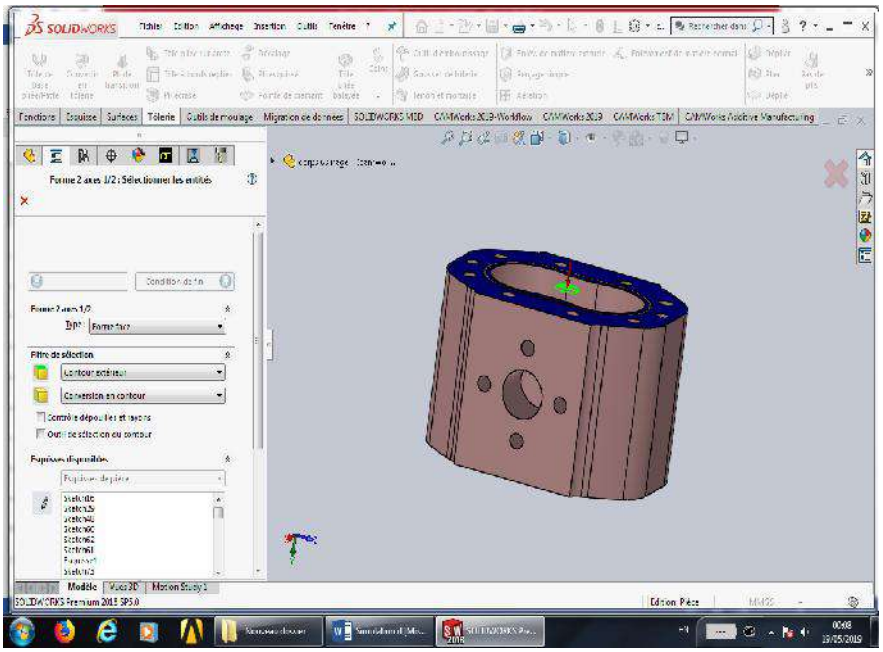


Figure 4.11 : La direction d'usinage

b- Sélectionner Condition de fin :

Sélectionner Stratégie : finish

Sélectionner Condition de fin : Borgne D=10mm

Sélectionner Profil de forme

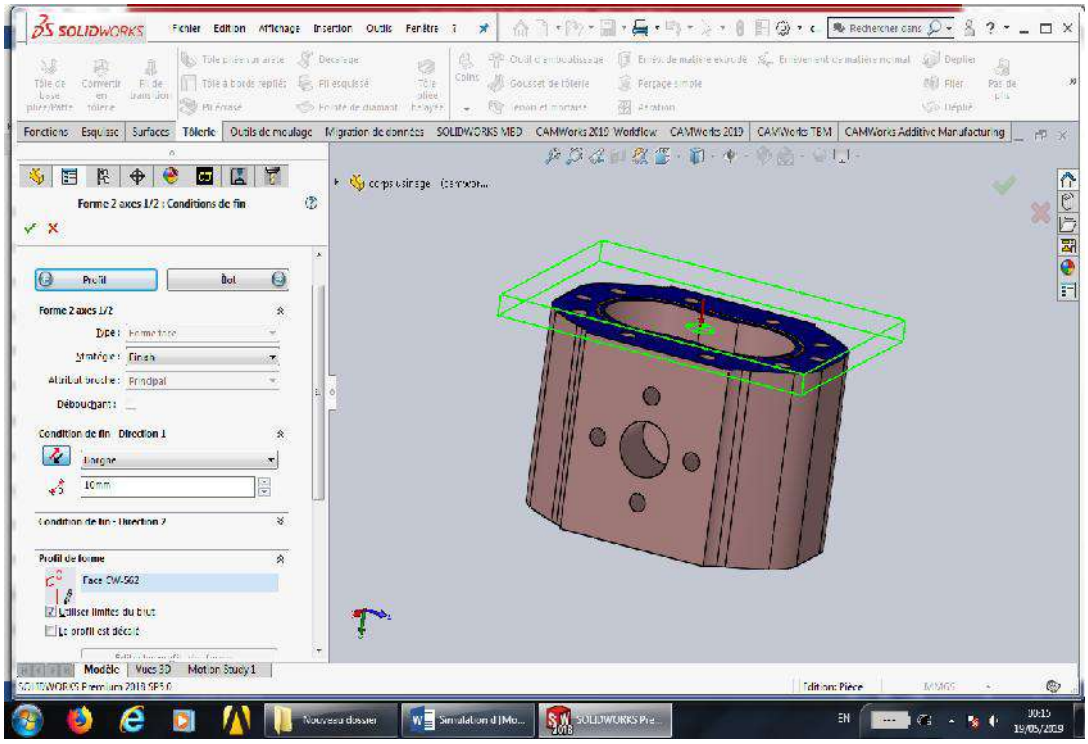


Figure 4.12 : Conditions de fin

A.6 Générer plan d'opération

Une opération est définie comme un type de cycle d'usinage tel que l'ébauche. Après avoir créé les formes usinables, les opérations peuvent être générées pour usiner les formes de la pièce.

Clic droit sur forme face

Sélectionner générer plan d'opération

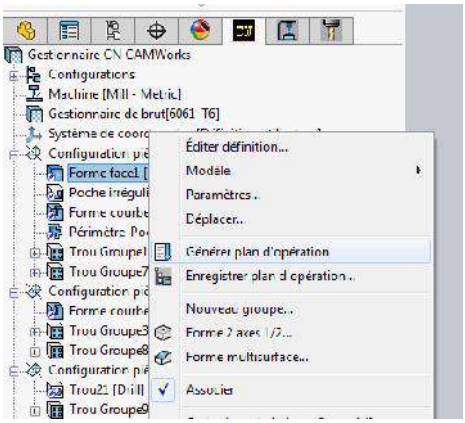


Figure 4.13 : Générer plan d'opération

B. Arbre d'opération de CAMWORKS

L'arbre d'opération CAMWorks fournit une vue extérieure des opérations pour les formes usinables.

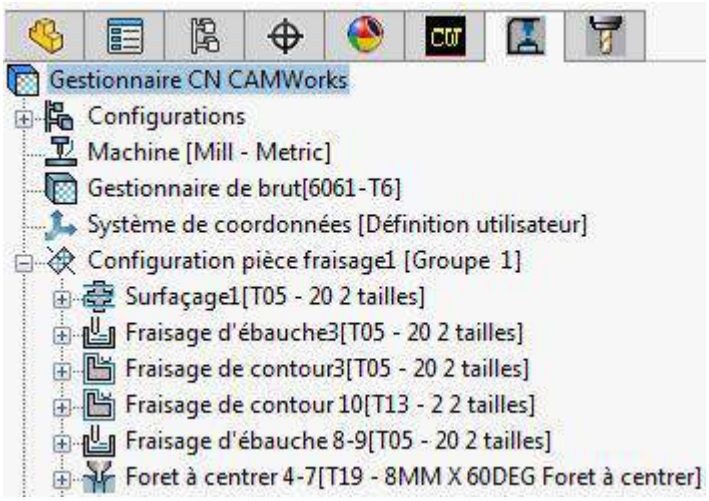


Figure 4.14 : Arbre d'opération de CAMWORKS

Clic droit sur surfaçage

Sélectionner éditer définition

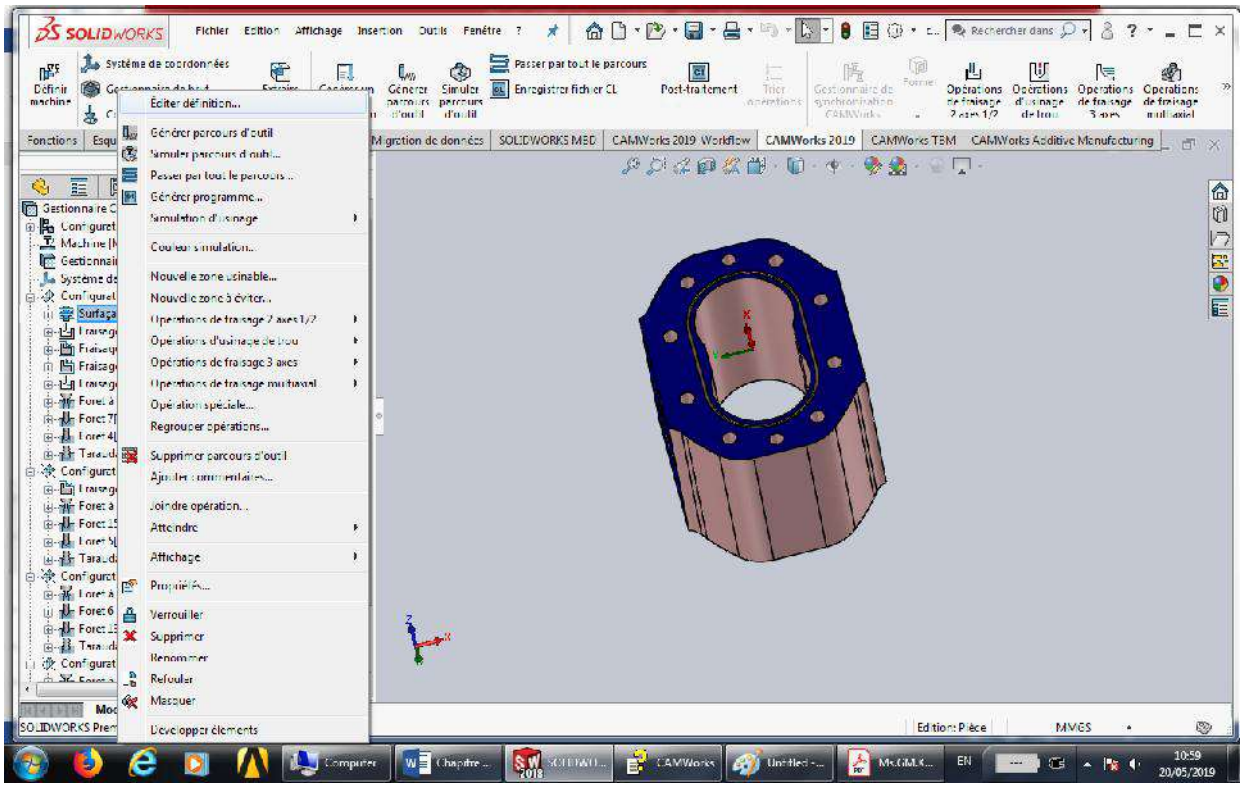


Figure 4.15: Editer définition de surfaçage

B.1 Paramétres d'opération

B.1.1 Outil

Onglet outil : permet de changer d'outil

- Type d'outil
- Dimensions de l'outil
- Partie non coupante
- Propriétés

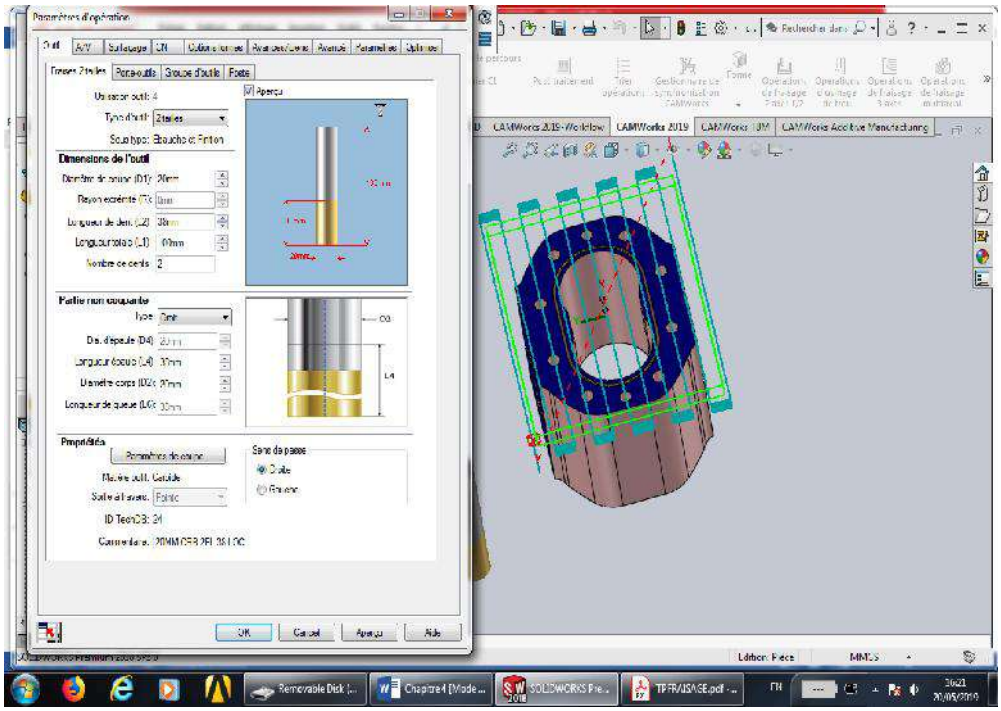


Figure 4.16 : Outil de coupe

B.2 A/V

Permet de choisir les conditions de coupe.

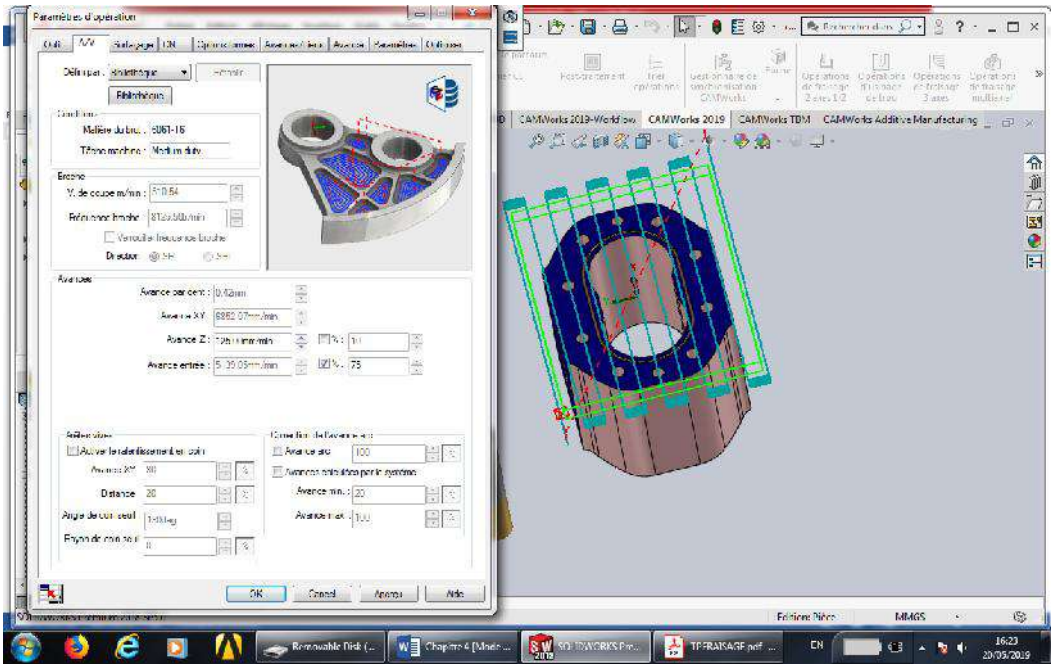


Figure 4.17 : Condition de coupe

B.3 Surfaçage :

Onglet surfaçage : Permet de modifier Contrôle de pas, Contrôle de direction et Paramètres profondeur

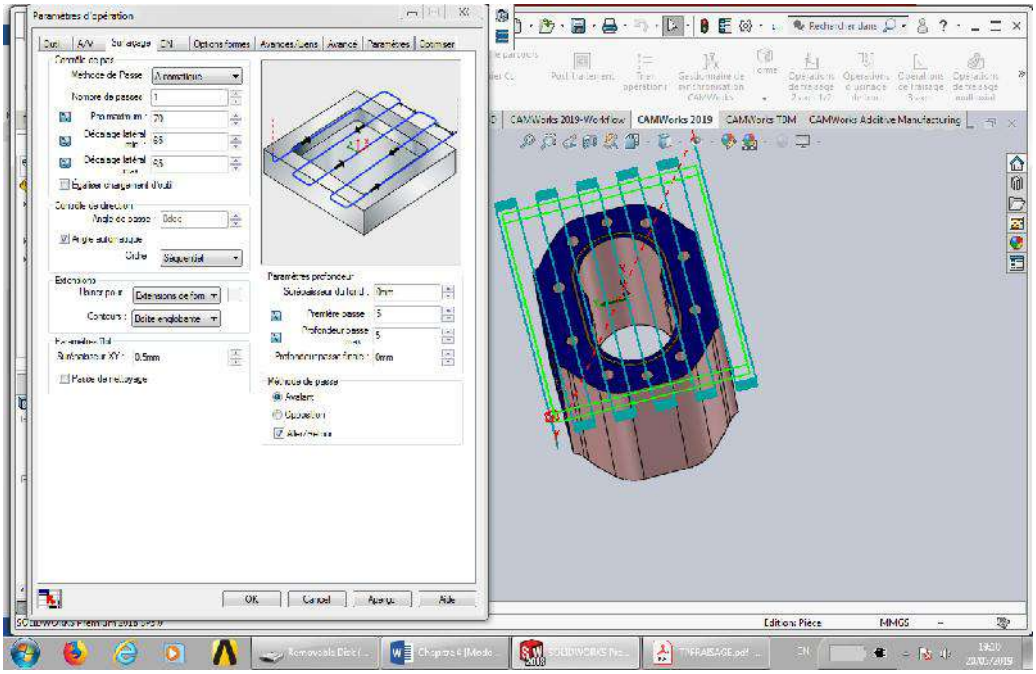


Figure 4.18 : Onglet surfaçage

C. Simuler parcours d'outil

Fournit une vérification visuelle du processus d'usinage pour la pièce en cours en simulant le mouvement d'outils et le processus d'enlèvement de matière.

Clic droit sur forme face

Sélectionner Simuler parcours d'outil

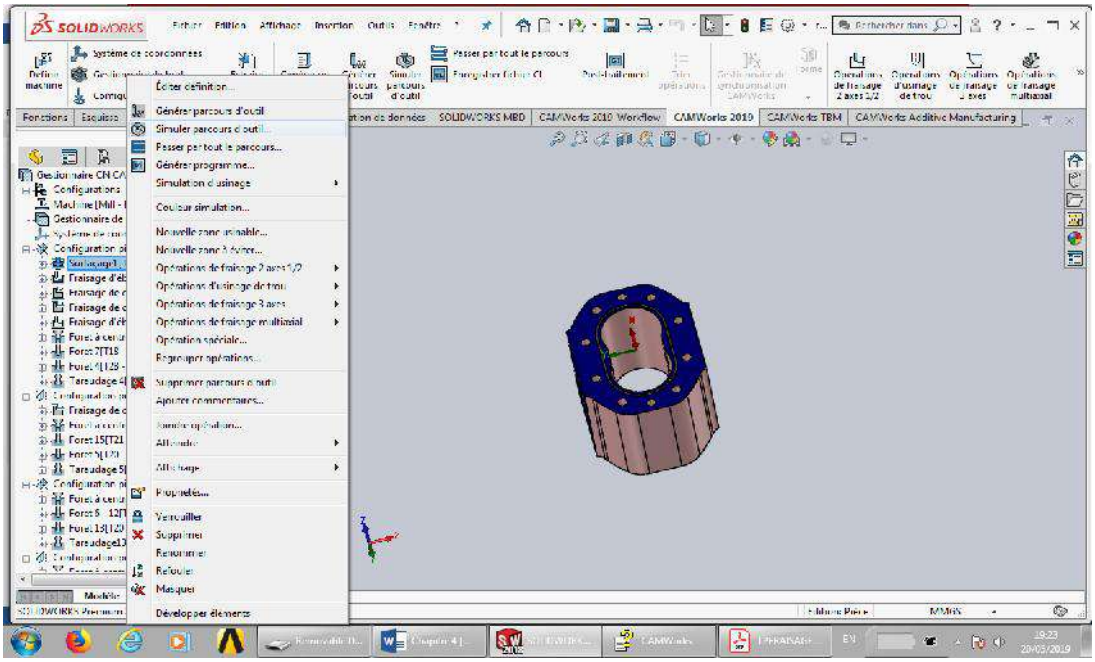


Figure 4.19 : Simulation parcourt d'outil

C.1 Navigation

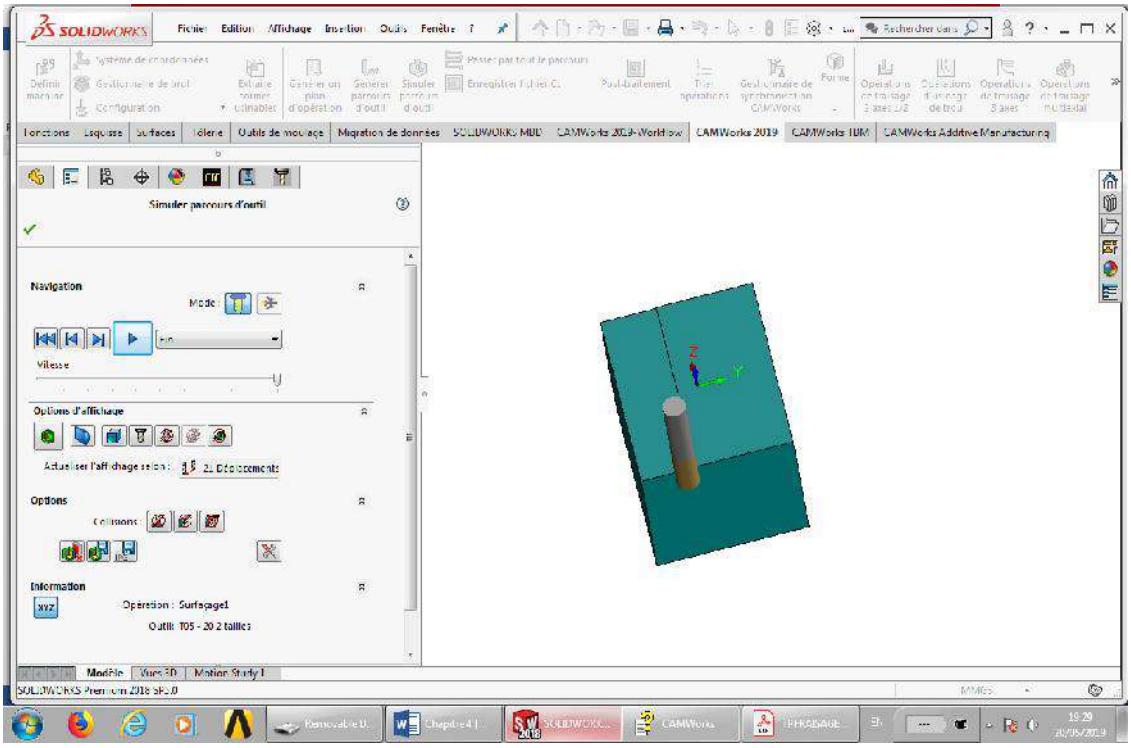


Figure 4.20 : Navigation de l'outil de coupe

D. Générer programme

Le post-traitement est la démarche finale pour générer le fichier de programme CN. Cette étape permet de convertir les informations généralisées sur les opérations et les parcours d'outil en code CN pour un contrôleur de machine-outil spécifique ou de générer un fichier APT CL pouvant être utilisé par un programme de post-traitement externe.

Clic droit sur forme face

Sélectionner générer programme

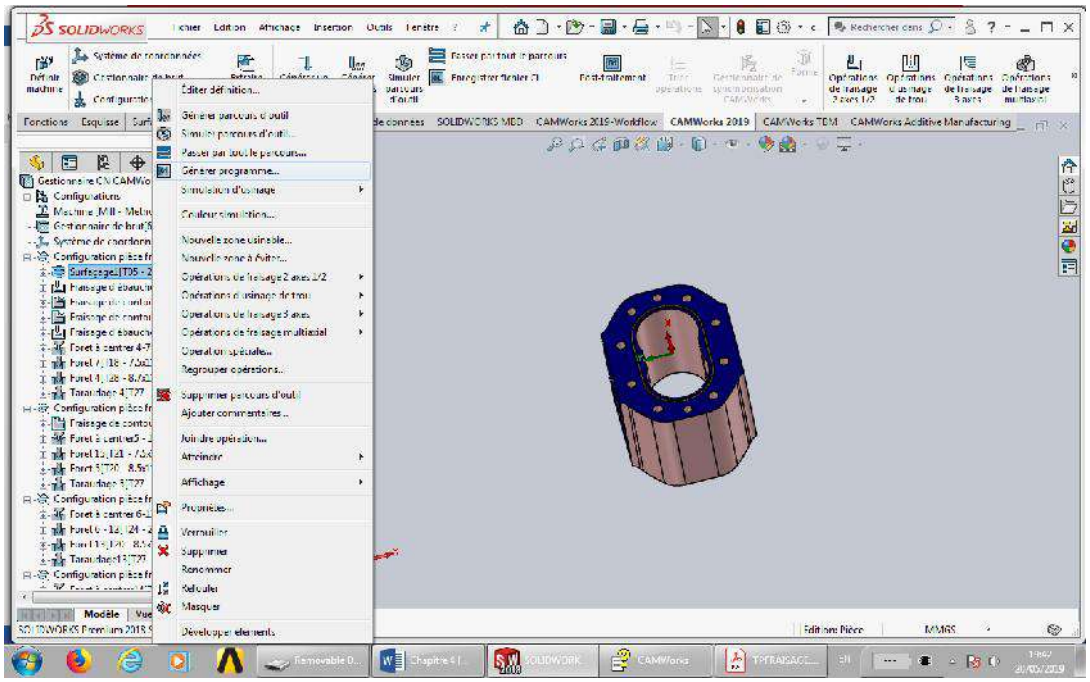


Figure 4.21 : Générer programme

D.1 Code CN

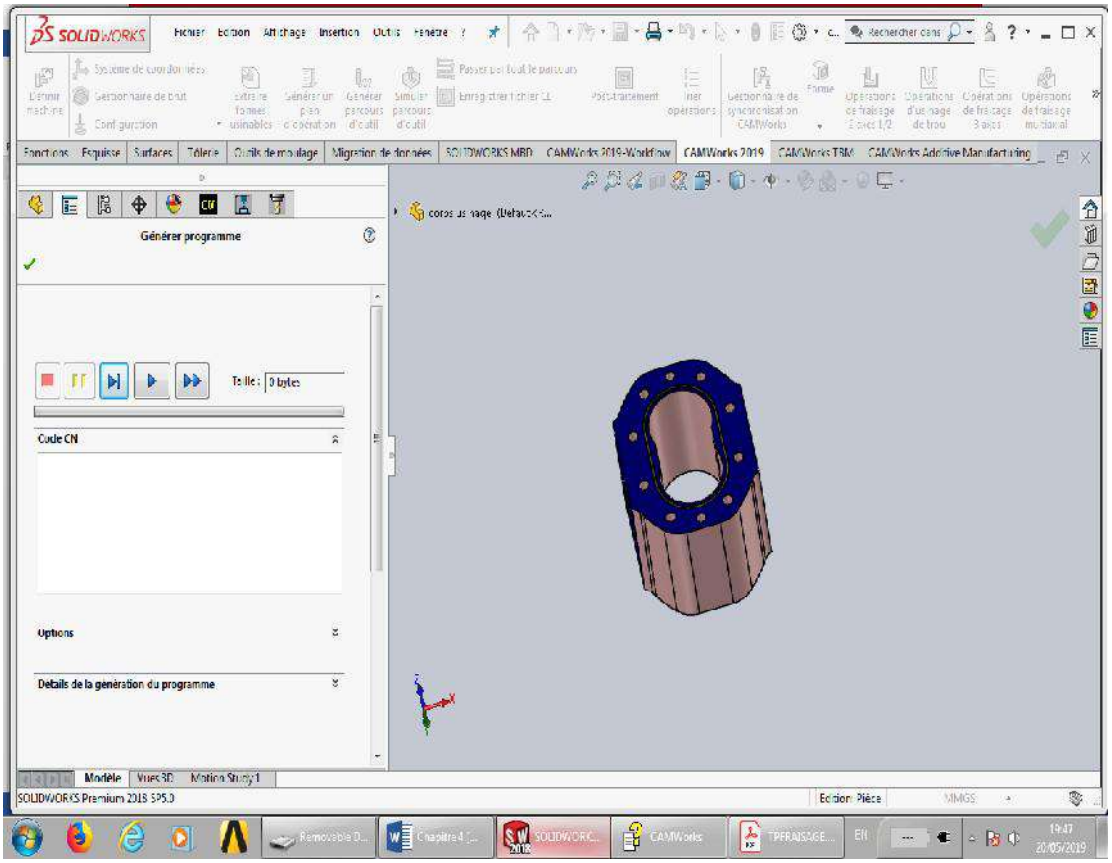


Figure 4.22 : Code CN

V.3.2 Pignon mené

V.3.2.1 Dessin de définition

(Voir annexe)

V.3.2.2 Gestion et création du programme sous CAMWORKS

A. Arbre de forme de CAMWORKS

Accéder à l'arbre des formes (**figure4.23**)

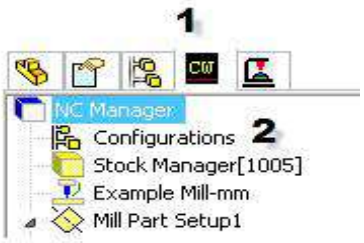


Figure 4.23 : Arbre de forme

A.1 Machine [Mill-Metric]

Clic droit sur Machine [Mill-Metric]

Sélectionner Editer définition

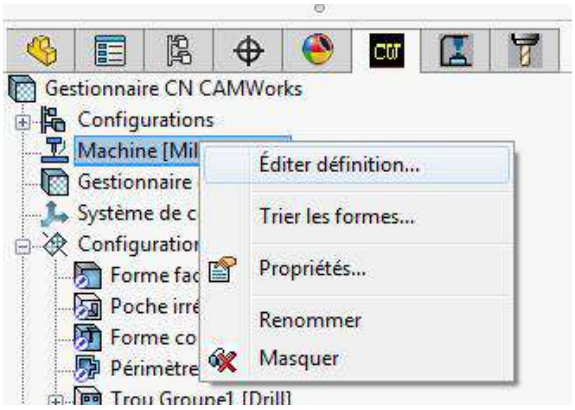


Figure4.24 : Machine [Mill-Metric]

Sélectionner Machine : Mill 4 axis– Metric

Sélectionner Groupe d'outil : Tool crib 2 (Metric)

Sélectionner Post-processeur : Concept 45

Sélectionner configuration

a- Indexation : 4axis

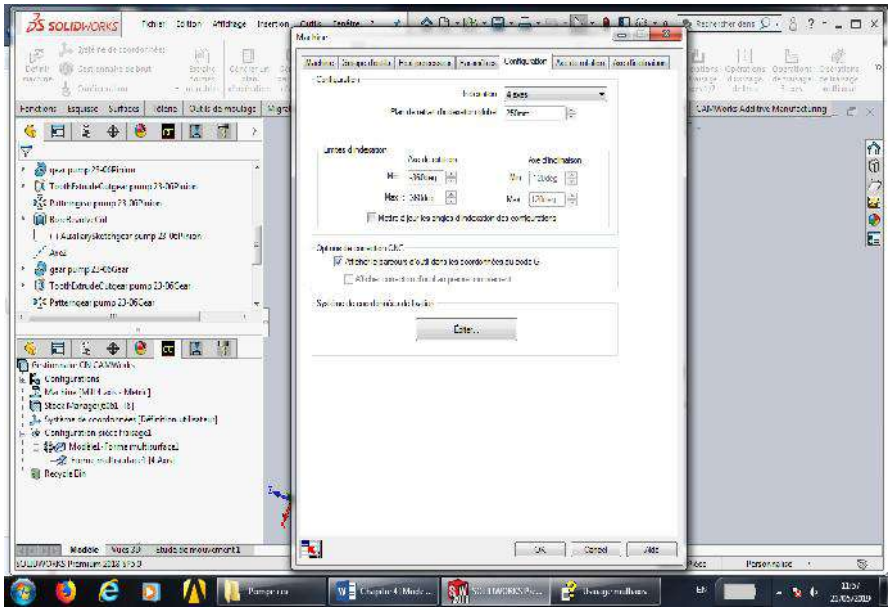


Figure 4.25 : Indexation 4axis

b- Système de coordonnées de fixation : sélectionner Editer

Axe : selectionner axe X

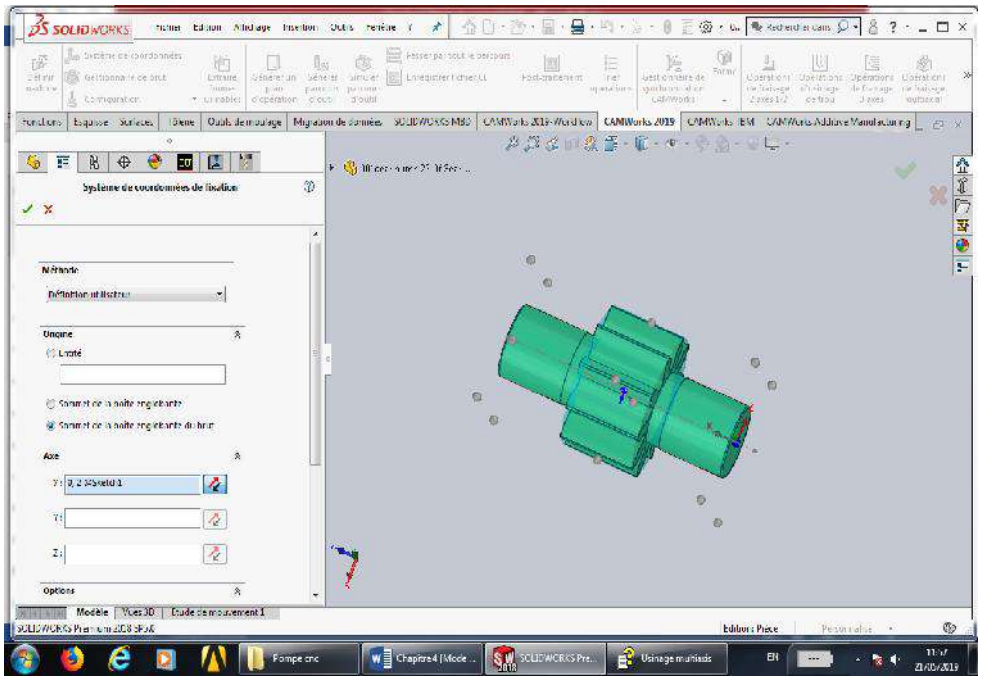


Figure 4.26 : Système de coordonnées de fixation axe X

Sélectionner Axe de rotation

L'axe de rotation est : Axe X

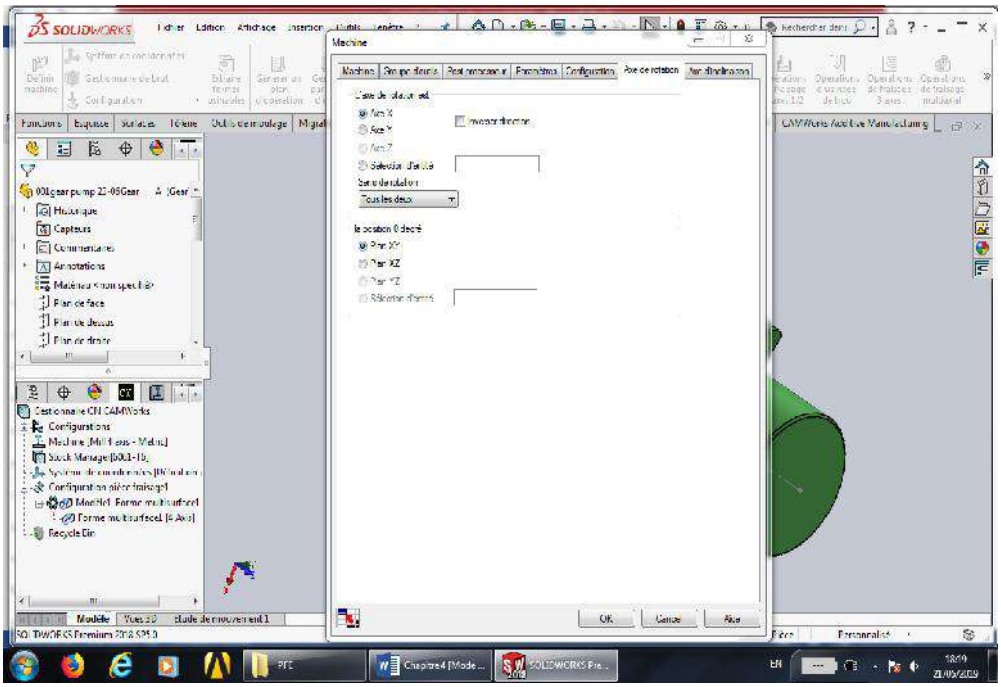


Figure 4.27 : Axe de rotation axe X

A.2 Gestionnaire de brut

Clic droit sur Gestion de brut

Sélectionner Editer définition

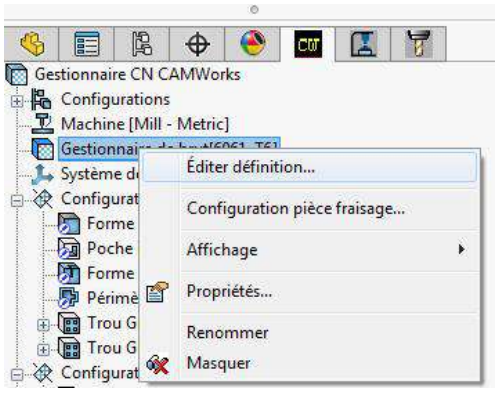


Figure 4.28 : Gestionnaire de brut

A.3 Système de coordonnées

Clic droit sur Système de coordonnées

Sélectionner Editer définition

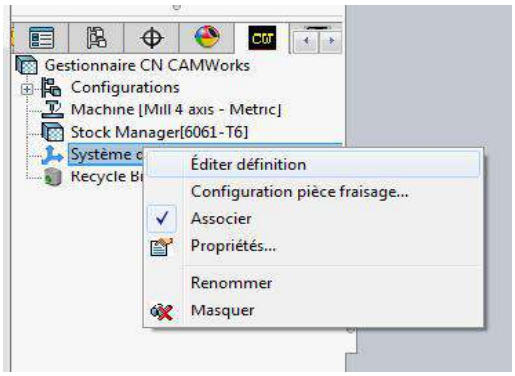


Figure 4.29 : Système de coordonnées

A l'aide de la souris, sur le schéma en perspective, en place le repère d'origine au somme de la boite englobante du brut**.**

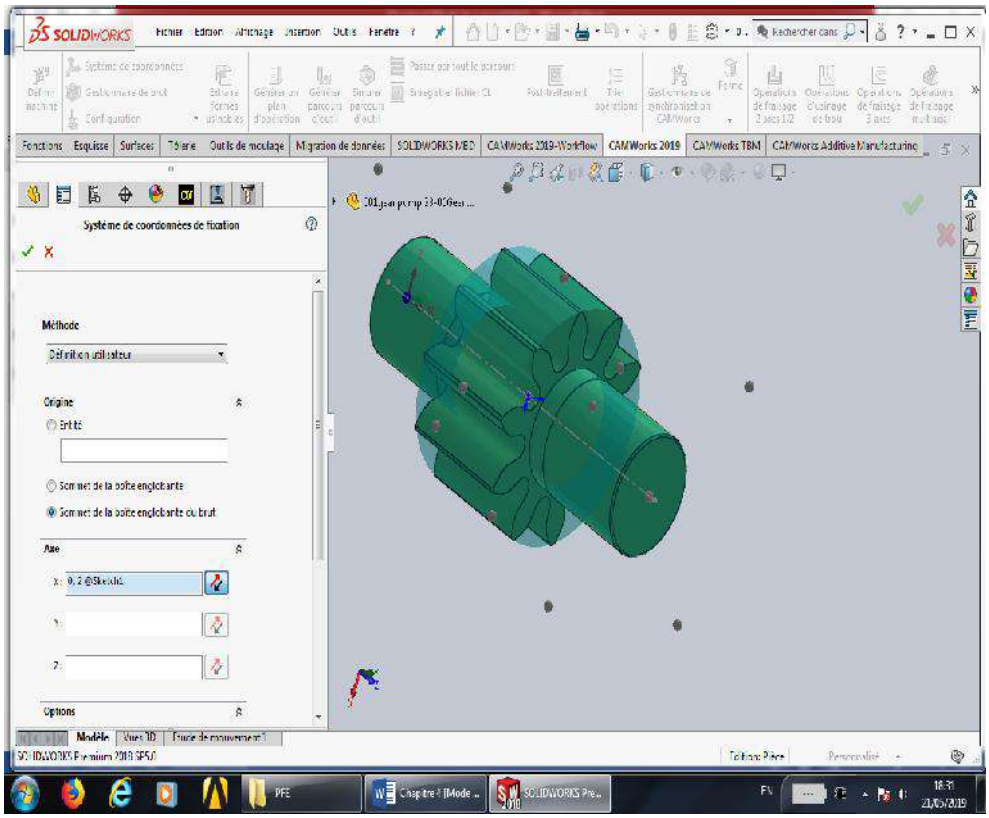


Figure 4.30 : Le repère d'origine au somme de la boite englobante du brut

A.4 Configuration pièce fraisage 1

Clic droit sur Gestion de brut

Sélectionner Configuration pièce fraisage

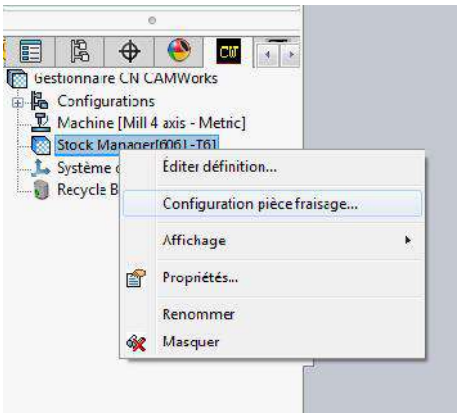


Figure 4.31 : Configuration pièce fraisage 1

Sélectionner Entité : Plan de dessus

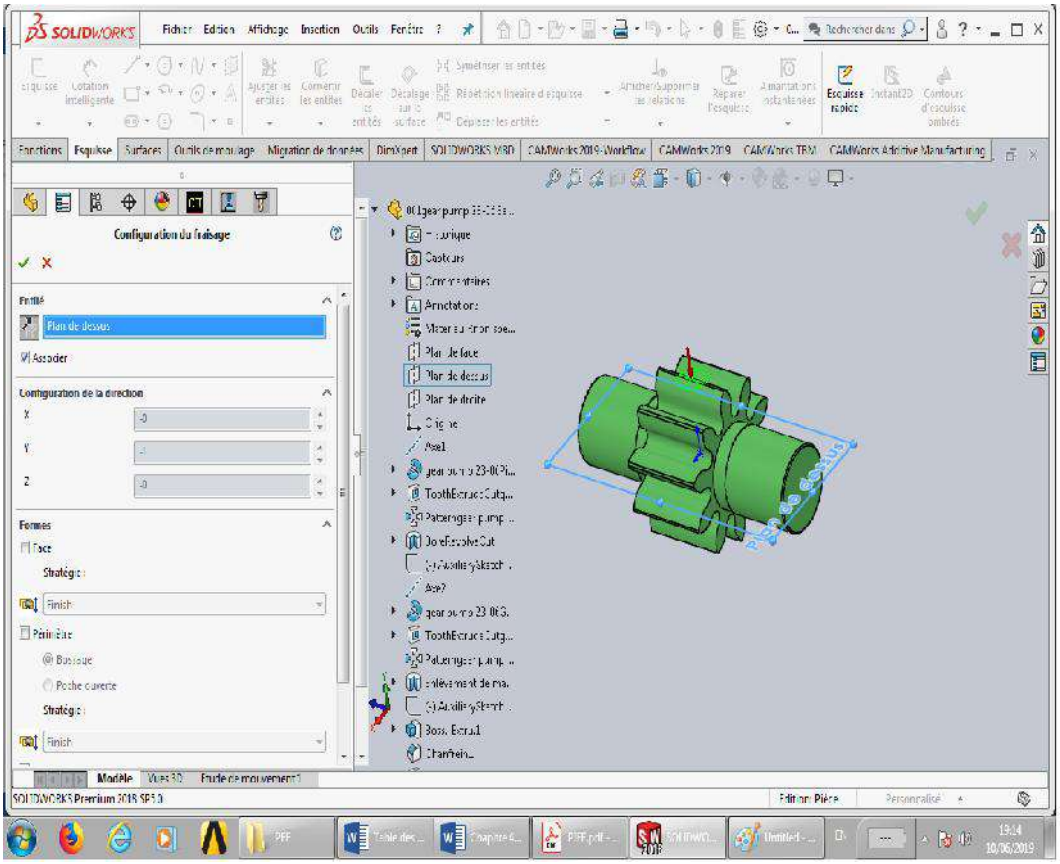


Figure 4.32 : Plan de dessus

A.5 Forme multi surface

Clic droit sur configuration pièce fraisage

Sélectionner Forme multi surface

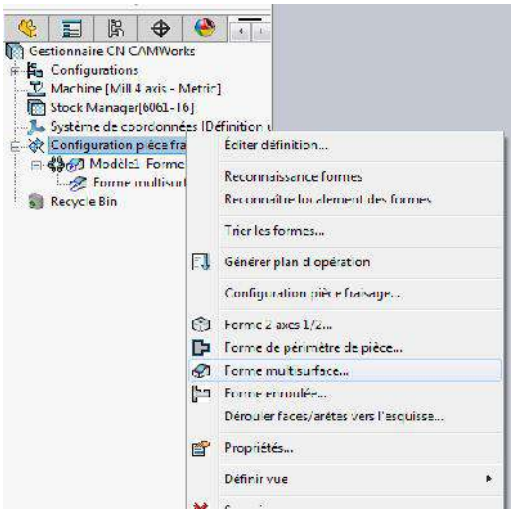


Figure 4.33 : Forme multi surface

Forme multi surface

Type de forme : faces ou surfaces

Stratégie : 4 Axis

Option de sélection face : selectionner face

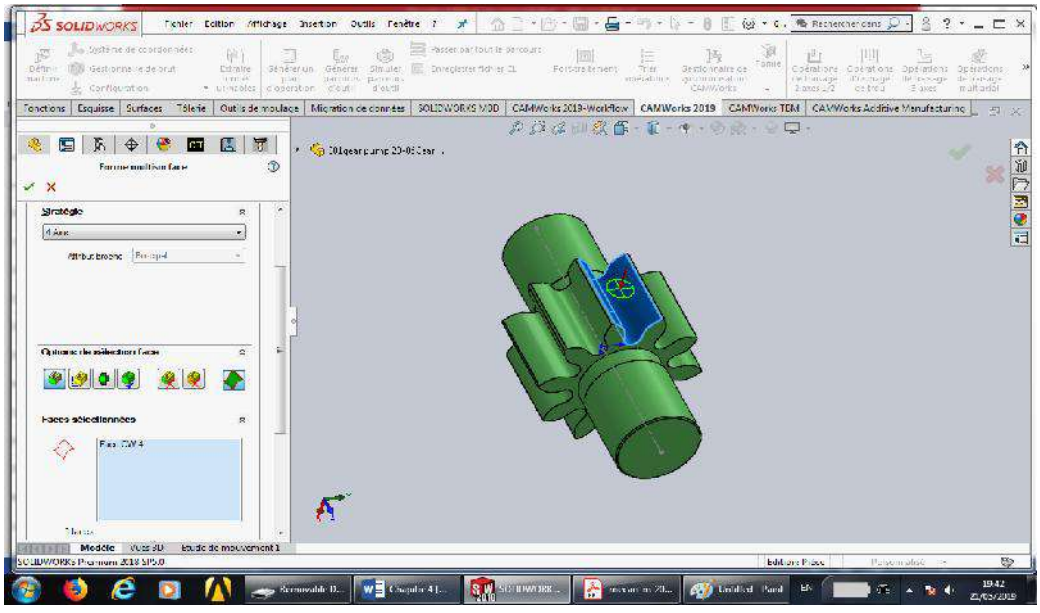


Figure 4.34 : Stratégie d'usinage

A.6 Générer plan d'opération

Clic droit sur forme multi surface

Sélectionner générer plan d'opération

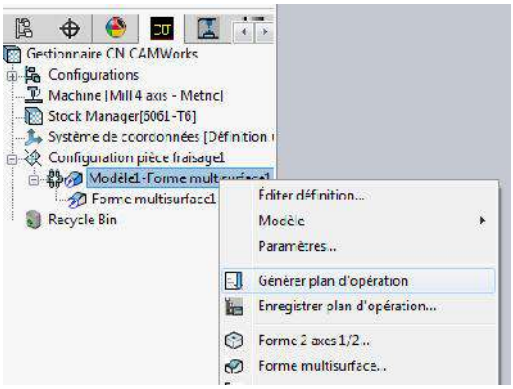


Figure 4.35 : Générer plan d'opération

B. Arbre d'opération de CAMWORKS

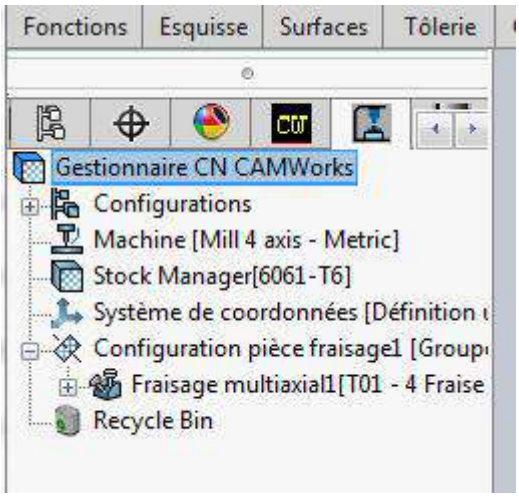


Figure 4.36 : Arbre d'opération de CAMWORKS

Clic droit sur fraisage multi surface

Sélectionner éditer définition

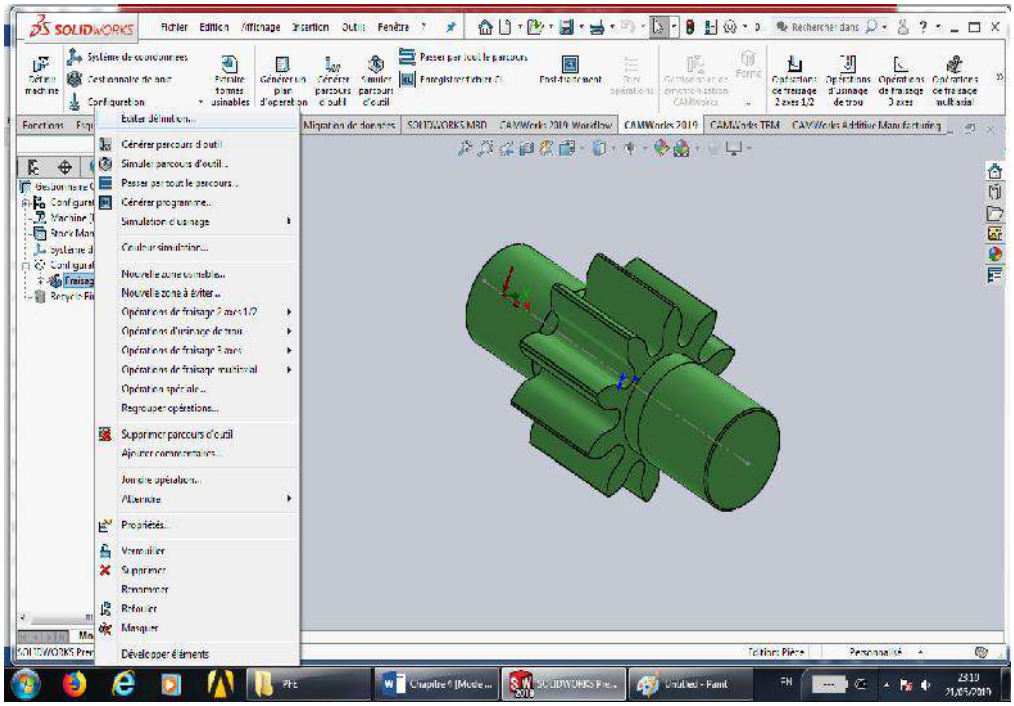


Figure 4.37: Parametres d'opération

B. Paramètres d'opération

B.1 Outil

Onglet outil : permet de changer d'outil

- Type d'outil
- Dimensions de l'outil
- Partie non coupante
- Propriétés

B.2 A/V

Ongle A/V : Permet de choisir les conditions de coupe.

C. Modèle

Méthode : Fraisage

Modèle : isoparamètre entre les courbes

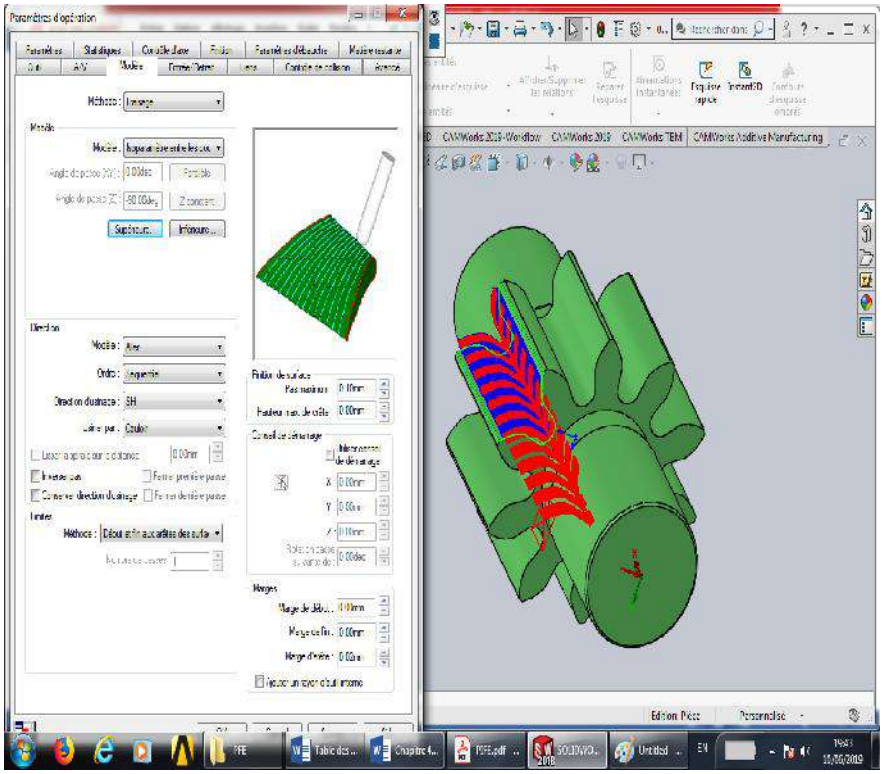


Figure 4.38 : Modèle d'usinage

Clic sur supérieur : contour de sélection Arête ‹1›

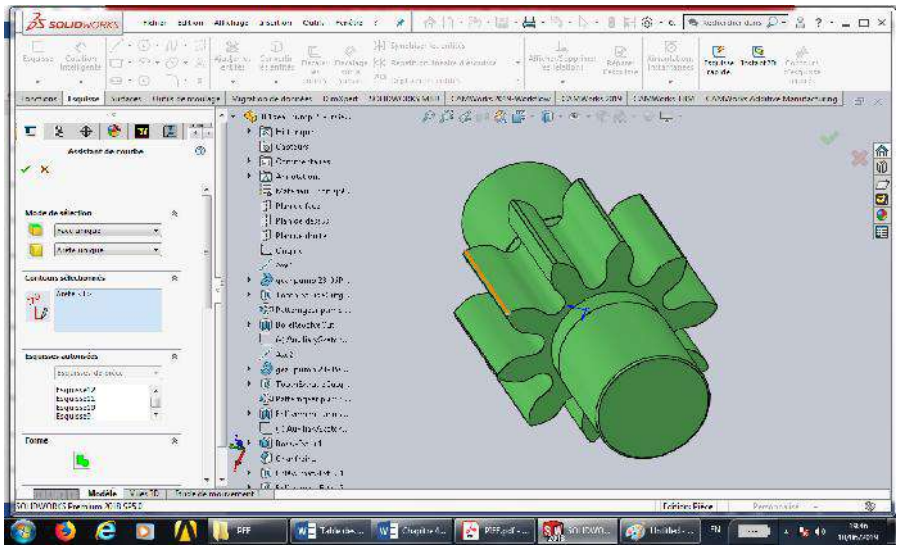


Figure 4.39 : Mode de sélection (supérieur)

Clic sur supérieur : contour de sélection Arête ‹1›

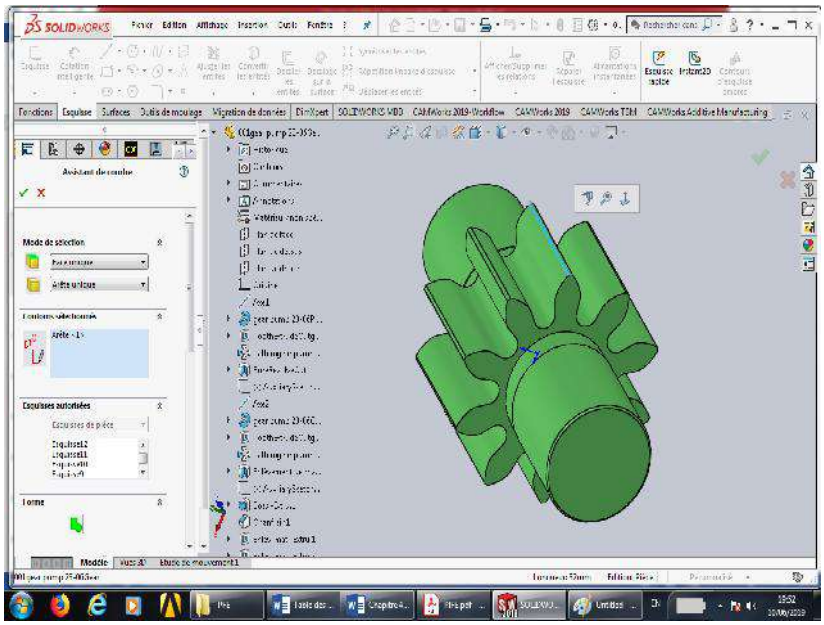


Figure 4.40 : Mode de sélection (inférieur)

D.CONTROLE D'AXE

Nombre d'axes : 4 axes

Rotation par rapport à : Axe X

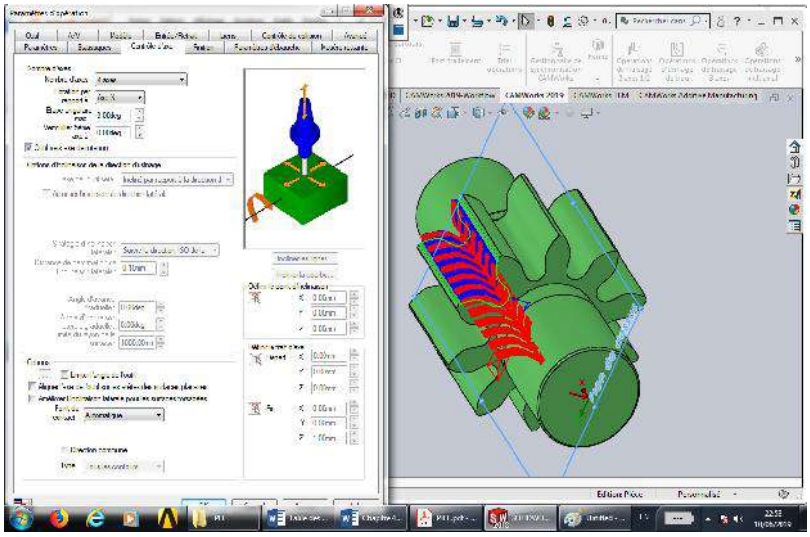


Figure 4.41: Contrôle d'axe d'usinage

Clic sur OK

E. Arbre de forme de Camworks

Clic sur droit sur Forme multi surface [4 Axes]

Modèle : créer modèle

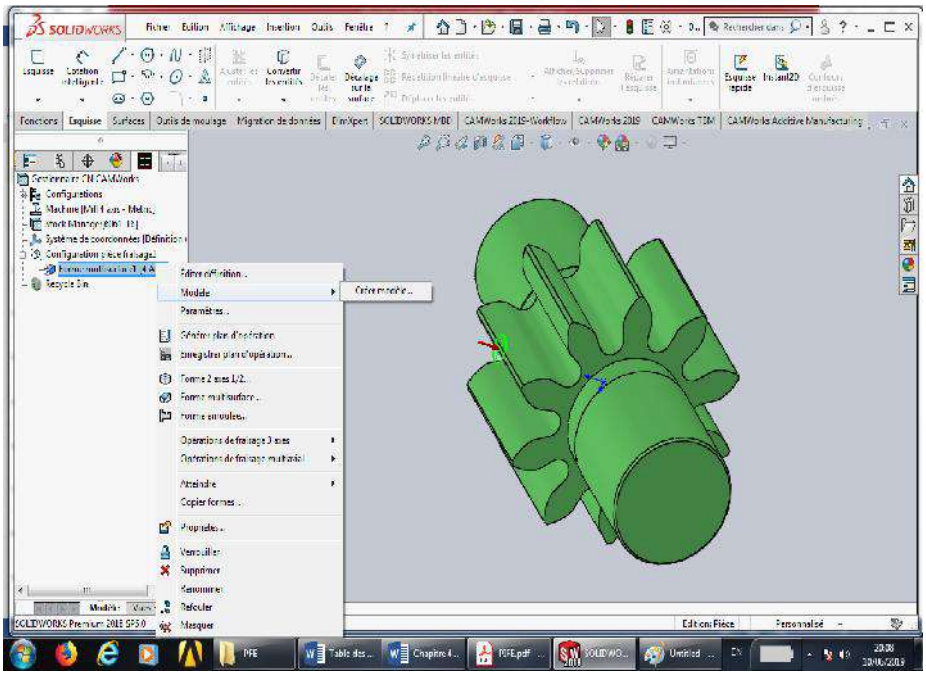


Figure 4.42 : Créer modèle

Sélectionner Nouveau modèle

Type : modèle circulaire

Paramètre : Axe 1

Angle : 360˚

Nombre de répétitions : 10

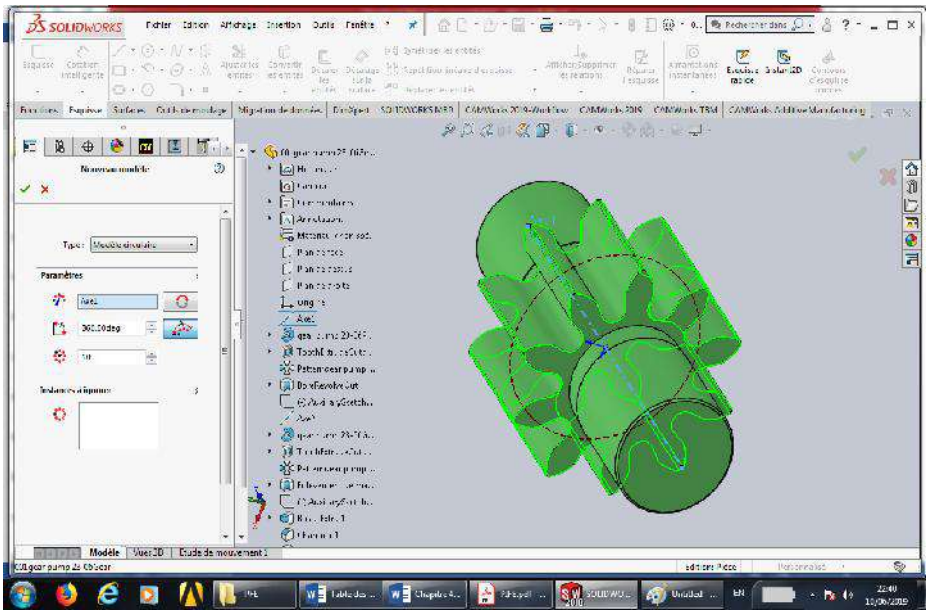


Figure 4.43 : nouveau modèle

E. Simuler parcours d'outil

Clic droit sur fraisage multi surface

Sélectionner simuler parcours d'outil

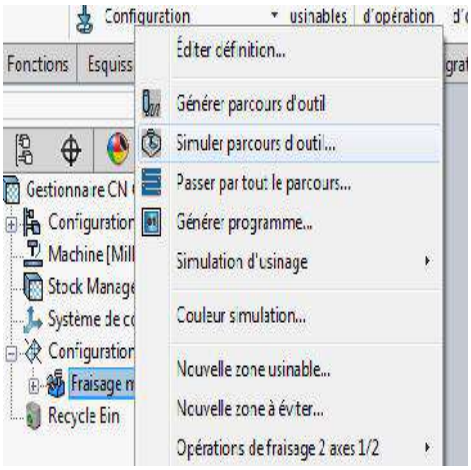


Figure 4.44 : Simuler parcours d'outil

E.1 navigation

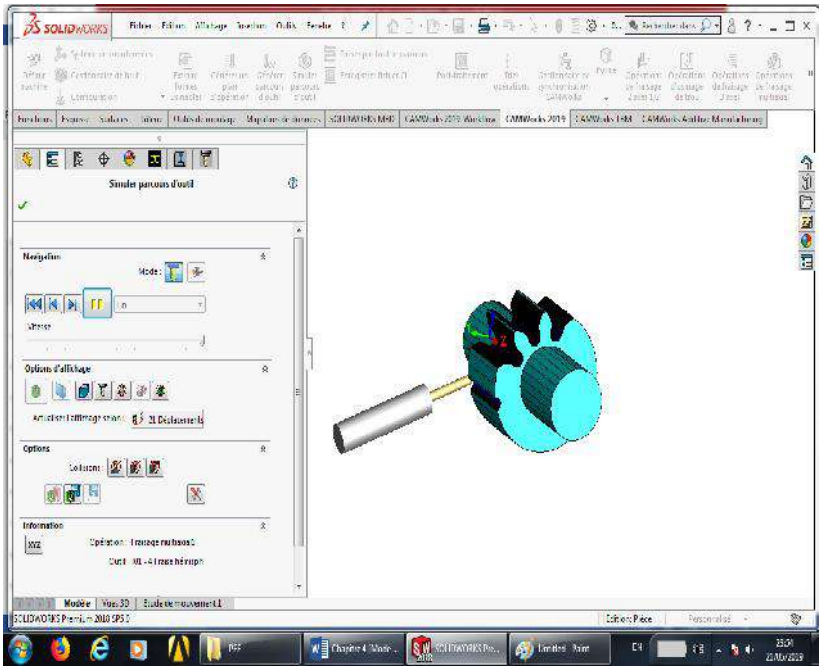


Figure 4.45 : Navigation de l'outil

F. Générer programme

Clic droit sur fraisage multi surface

Sélectionner simuler parcours d'outil

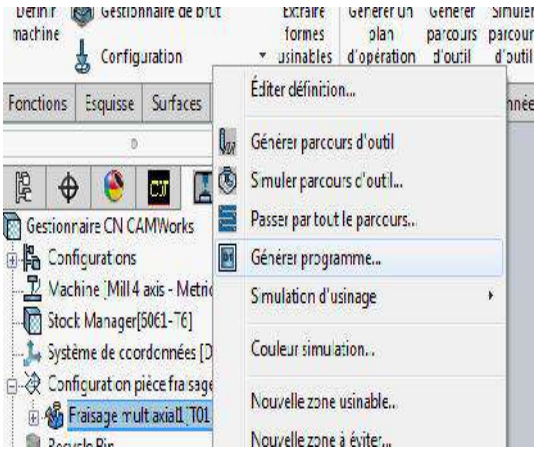


Figure 4.46 : Générer programme

F.1 Code CN

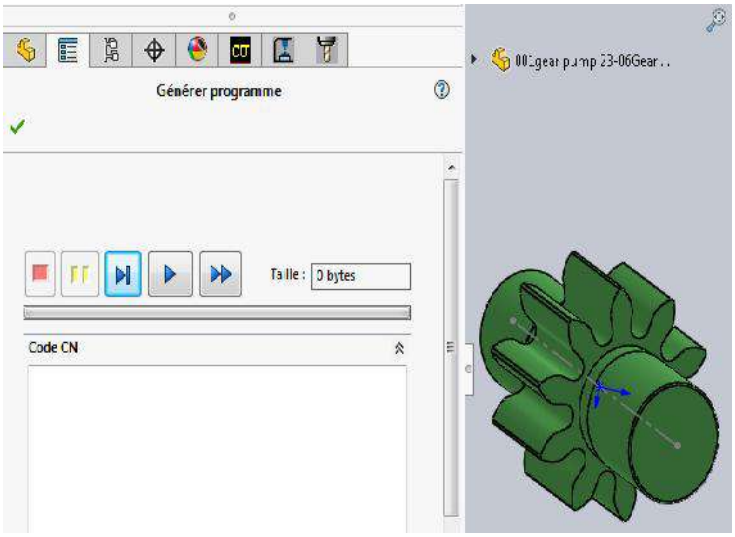


Figure 4.47 : Code CN

V.4 Conclusion :

Dans ce chapitre, on a présenté deux plans d'usinage différents. Le premier qu'on a consacré au corps de la pompe et le deuxième où l'on a consacré au taillage des dents de pignon. Cette programmation nous a permis d'approfondir nos connaissances dans la commande numérique.

Conclusion

La finalité de ce projet a été générer une démarche pour produire des profils de denture optimisés avec le but d'éviter des problèmes dans les pompes volumétriques à engrenages qui puissent diminuer leur rendement.

Comme nous pouvons apprécier dans la simulation du mouvement des deux Engrenages, moyennant l'utilisant du logiciel FILENGRENE, les dents continuent à maintenir fluide entre eux au moment de l'engrènement avec une mauvaise tenue mécanique causée par le phénomène de l'interférence de taillage. Notre mission a été générer le procès pour réduire le volume mort au maximum et améliorer les caractéristiques mécaniques avec un nouveau dimensionnement de la denture de l'engrenage (dimensionnement avec déport).

L'utilisation et la maitrise du logiciel Solidworks, nous a aidé à modéliser les pièces et leurs assemblages pour aboutir enfin à une maquette 3D.

L'étude suivante consiste à faire un programme d'usinage à partir des dessins réalisés sur SOLIDWORKS .Pour ce faire nous avons opté pour le logiciel CAMWORKS, intégré à solidworks, qui nous a permis d'approfondir nos connaissances dans le domaine de programmation.

Concernant les formes compliquées, les tolérances dimensionnelles, les tolérances de formes réduites et sans oublier étanchéité qui ont une importance primordial sur le bon fonctionnement du système. La machine-outil à commande numérique (MOCN) peut être une solution idéale pour satisfaire l'amélioration du processus de fabrication en délai, coût et qualité. Ce procédé permet de diminuer les coûts de production et les délais tout en améliorant la qualité par rapport à l'usinage
Conventionnel, en conservant la même précision sur chaque produit.

Parmi les obstacles, qui ont entravés l'avancement du projet, le taillage des engrenages (les dimensions de la machine du labo ne permettent pas) et la rectification, ce qui nous a obligés de le faire dans un autre atelier.

Finalement, ce projet pourra être utile pour autres projets où on devra dimensionner des engrenages pour une fonctionnalité spécifie.

Références bibliographiques

[1] cours réalisé pour la société *inwent*. Hydraulique Mobile Technologie des Composants et Symbolisation. Algérie.

[2] G.HENRIOT. Traite Théorique et Pratique des Engrenages. Tome1. DENOD PARIS 1968

[3] Institut fur fachschulwesen der DDR. ZAHNRADER.

[4] JEAN-LOUIS FANCHON. Guide des sciences et technologies industriels. AFNOR NATHAN .Avril 2001.

[5] ANDRE CHEVALIER. Guide du dessinateur industriel. HACHETTE Technique 2003

[6] BOSCH. Hydraulique de la théorie à la pratique. 1984 Robert Bosch gmbh

[7] LOGICIEL. SOLIDWORKS 2018

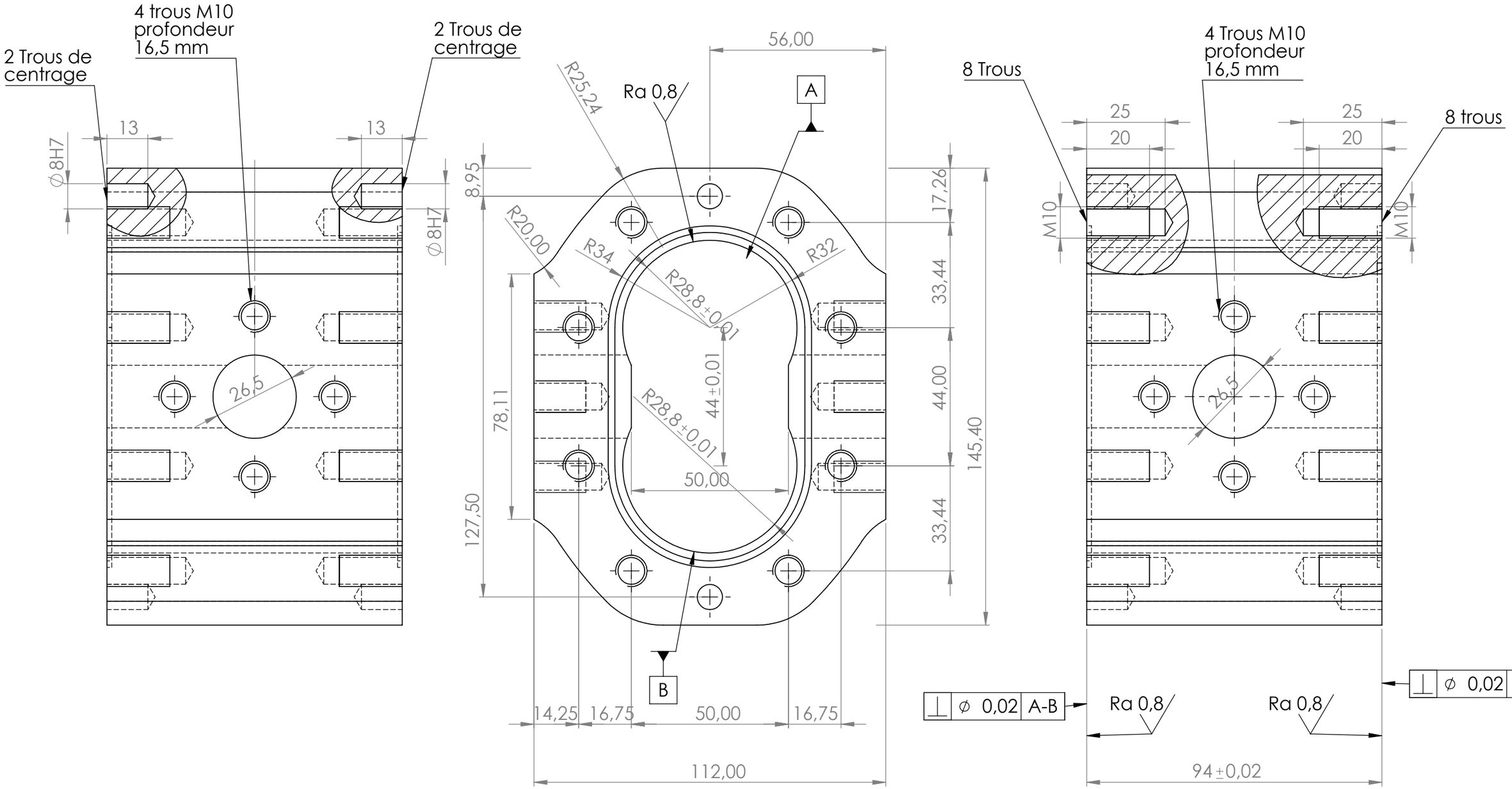
[8] LOGICIEL. FILENGRENE V.10.2.1.2. Version de démonstration. ANDRE MEYER @ insa-rouen .fr

[9] LOGICIEL CAM Works 2019

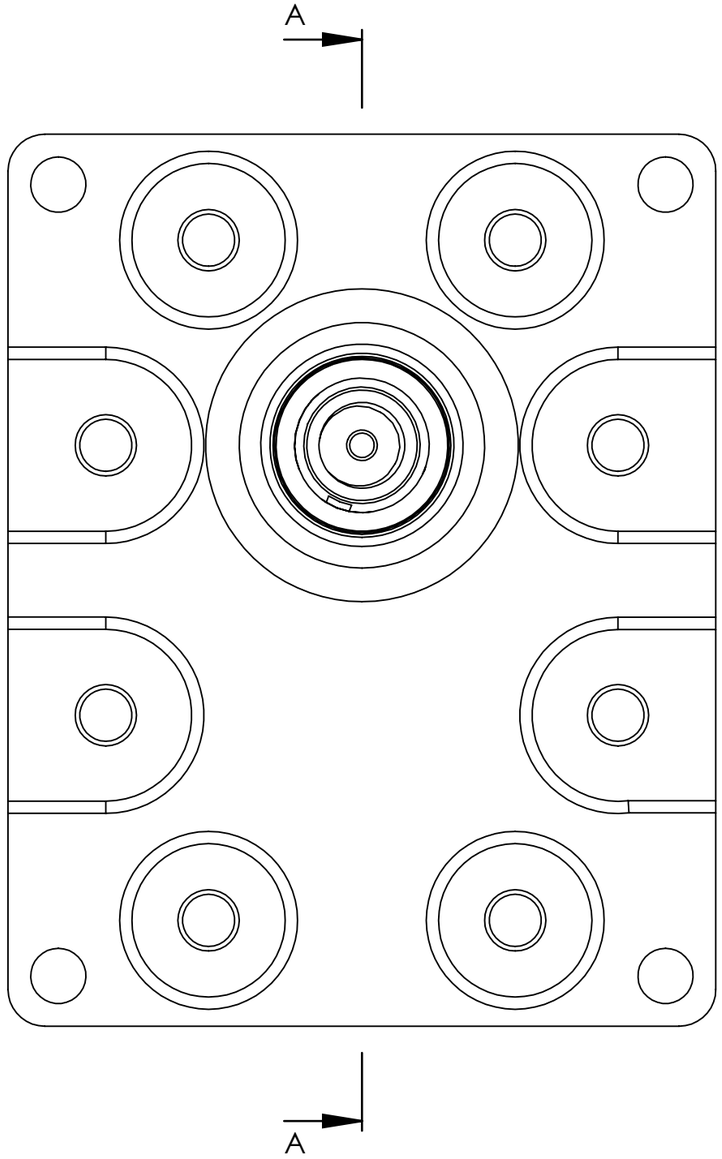
[10] TUROLLA. Groupe 3 .Gear Pumps .2013

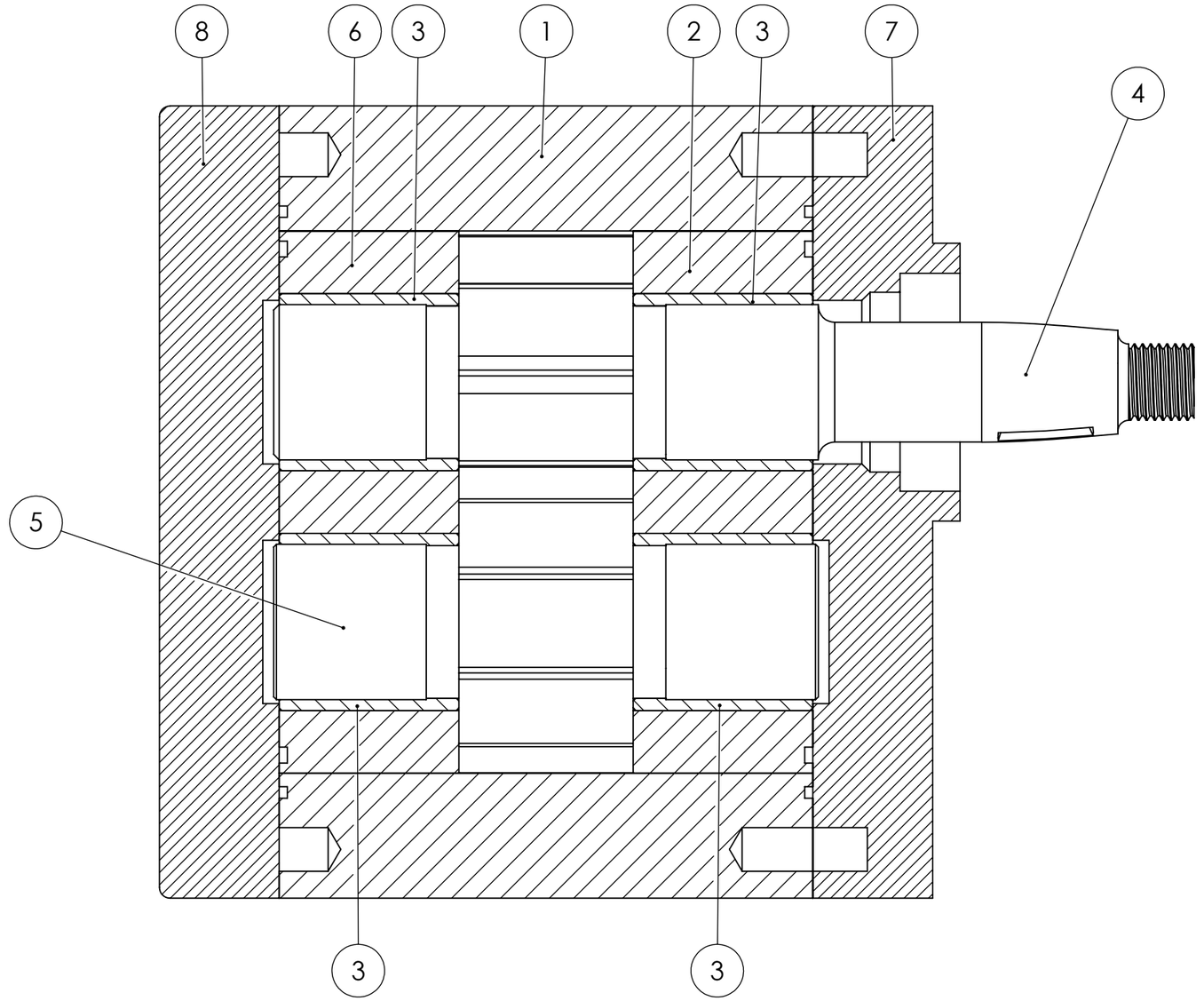
Annexe A

- Dessin d'ensemble
- Dessin de définition



UNIVERSITE Dr YAHIA FARES DE MEDEA		
MATIERE:	corps de la pompe	**Ech**:1:1,25
2019		

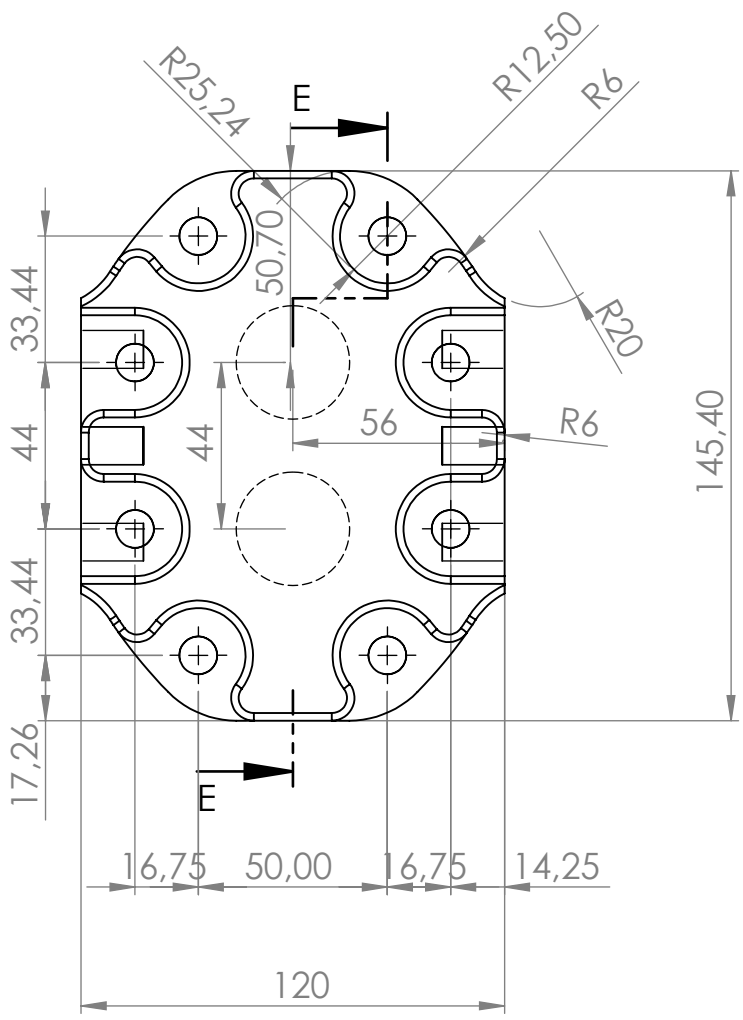


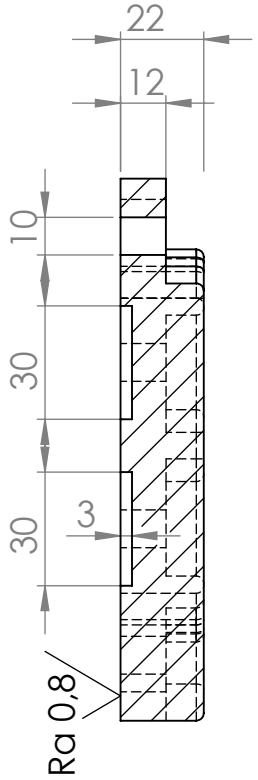


No. ARTICLE	NUMERO DE PIECE	DESCRIPTION	QTE
1	CORPS CENTRALE		1
2	LUNETTE AVANT		1
3	Palier lisse auto lubrifié		4
4	PIGNON MENANT		1
5	PIGNON MENE		1
6	LUNETTE ARRIERE		1
7	FLASQUE AVANT		1
8	FLASQUE ARRIERE		1

UNIVERSITE Dr YAHIA FARES DE MEDEA

MATIERE:	DESSIN D'ASSEMBLAGE	Ech: 1:1
2019		

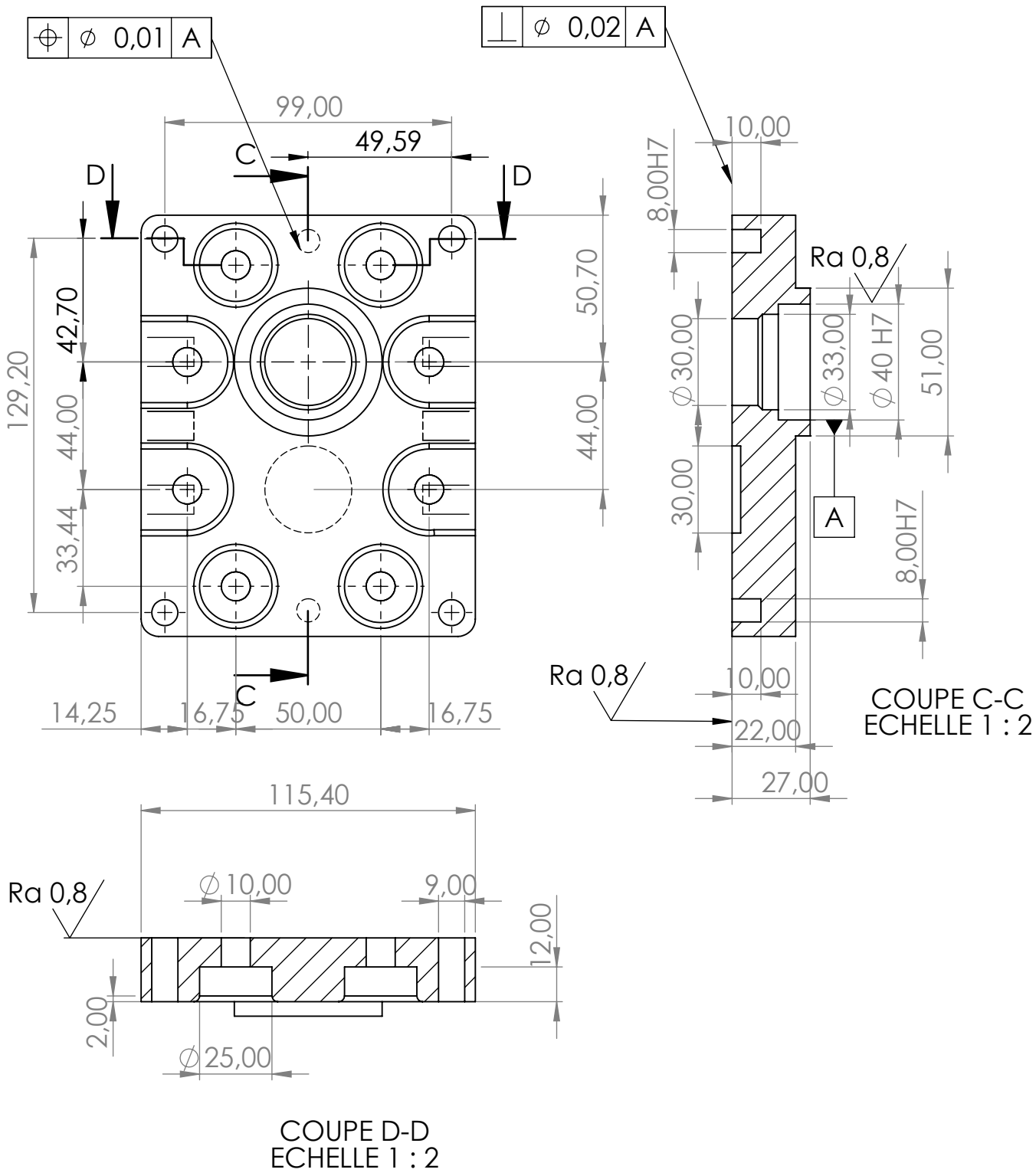




COUPE E-E
ECHELLE 1 : 2

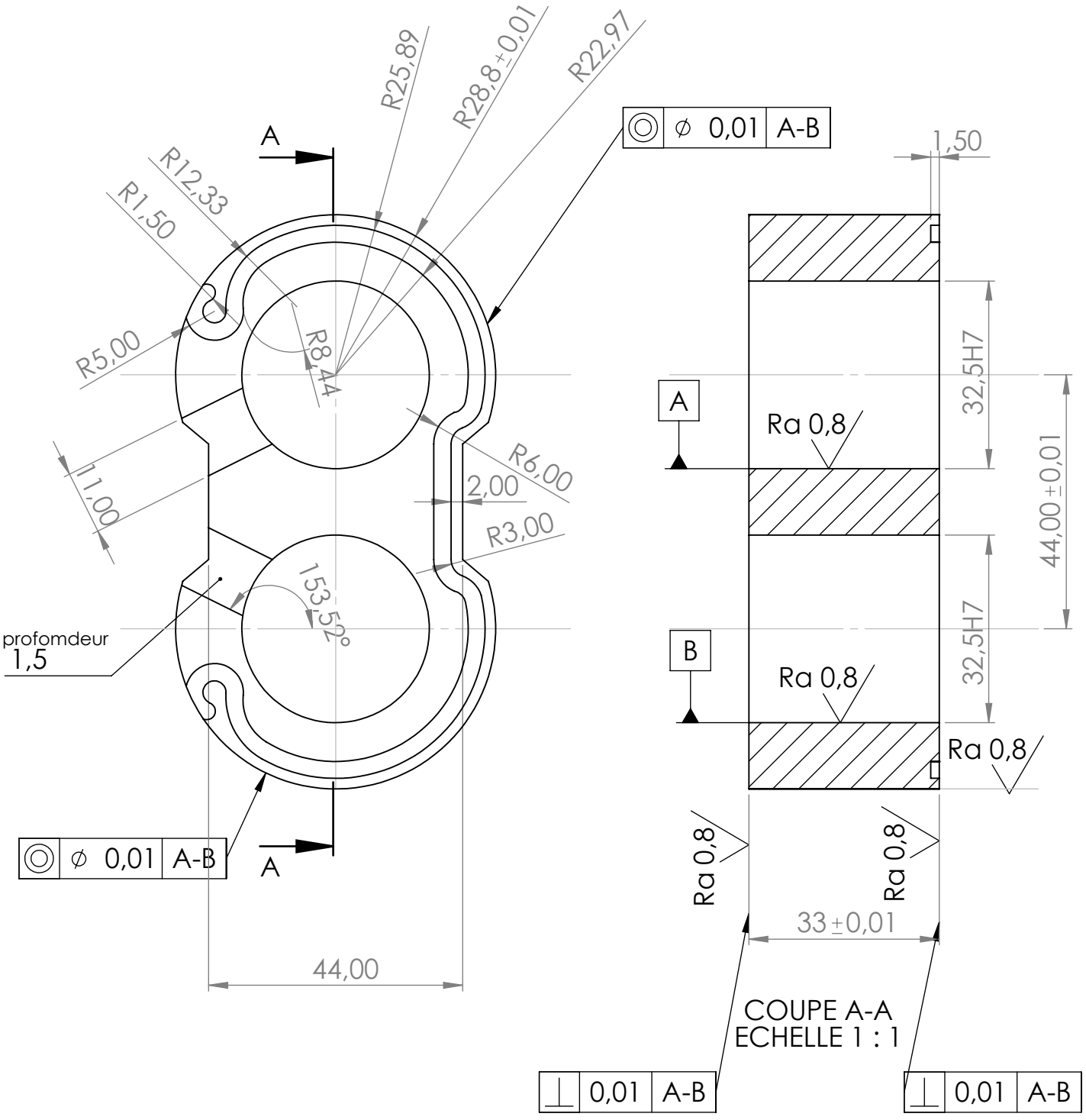
UNIVERSITE Dr YAHIA FARES DE MEDEA

MATIERE	**FLASQUE ARRIERE**	**Ech: 1:2**
2019		



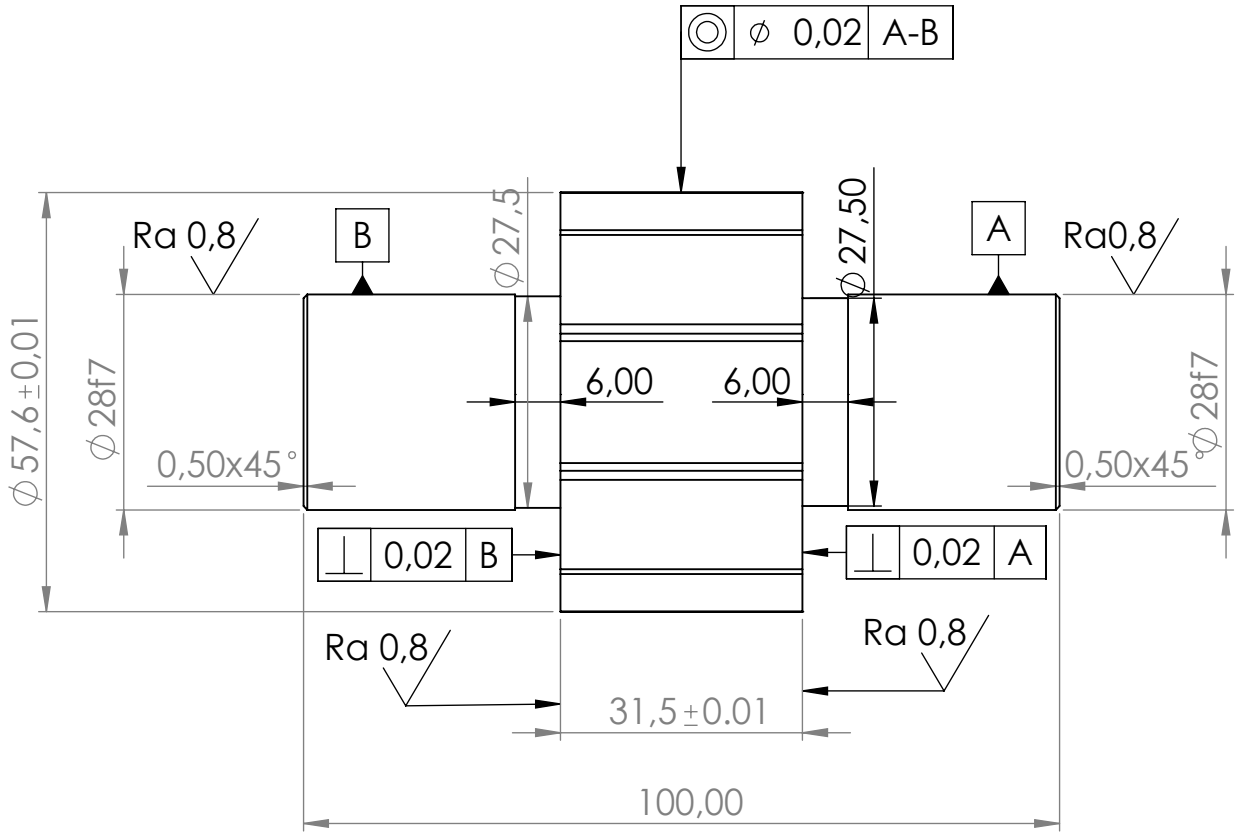
UNIVERSITE Dr YAHIA FARES DE MEDEA

MATIERE	**FLASQUE AVANT**	**Ech:1:2**
2019		



UNIVERSITE Dr YAHIA FARES DE MEDEA		
MATIERE	**LUNETTE**	**Ech: 1:1**
2019		

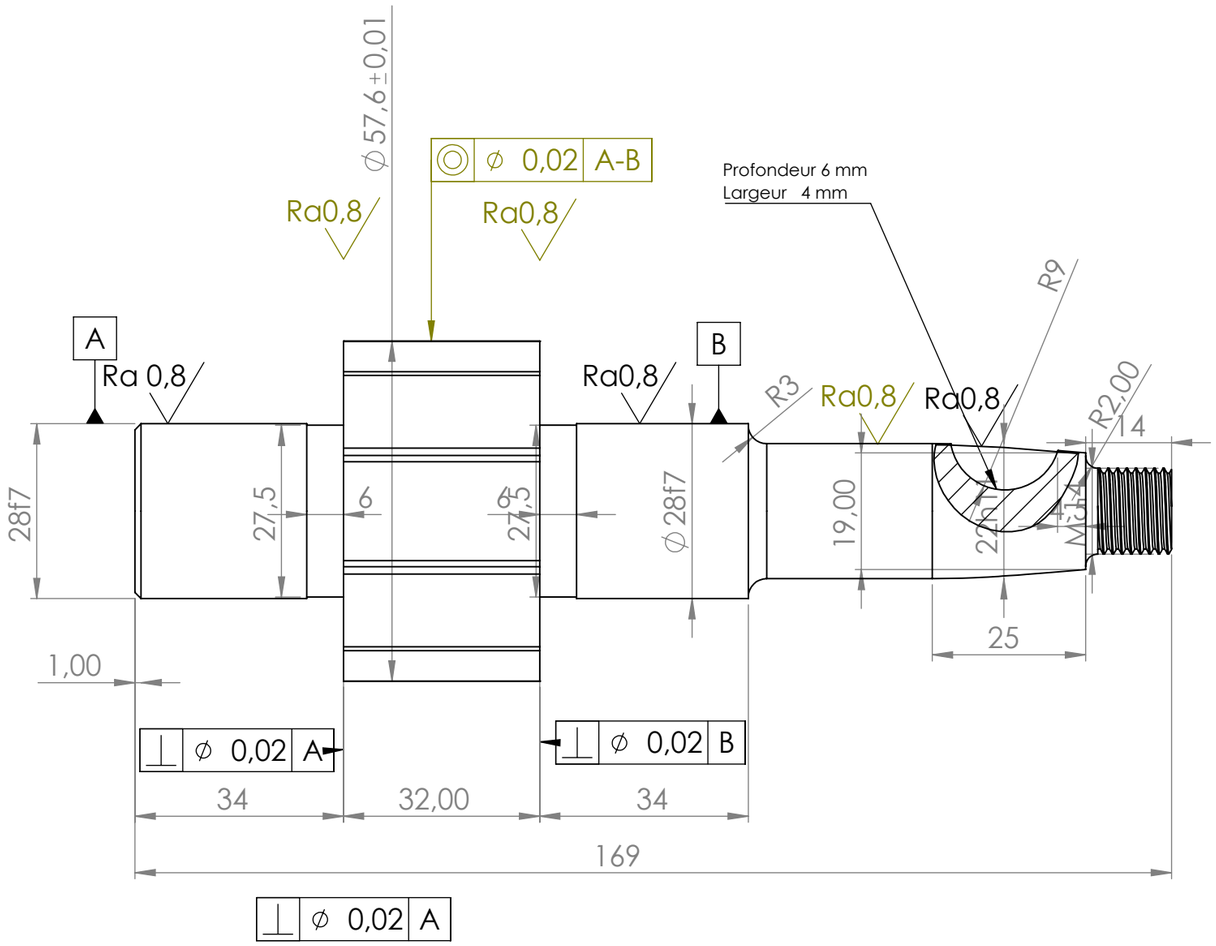
NOMBRE DE DENTS	**Z**	10
MODULE	**mn**	4,5
ANGLE DE PRESSION		20
ENTRAXE	**a**	48
DEPORT	**x**	0,4
DIAMETRE PRIMITIF	**dp**	47,98
DIAMETRE EXTERIEUR	**da**	57,6
HAUTEUR DE LA DENT	**h**	10,1
	nom	21,788
ECARTEMENT SUR K DENTS	**max**	21,687
	min	21,619
NOMBRE DE DENTS	**k**	2
FAUX ROND ADMISSIBLE	**fr**	0,05



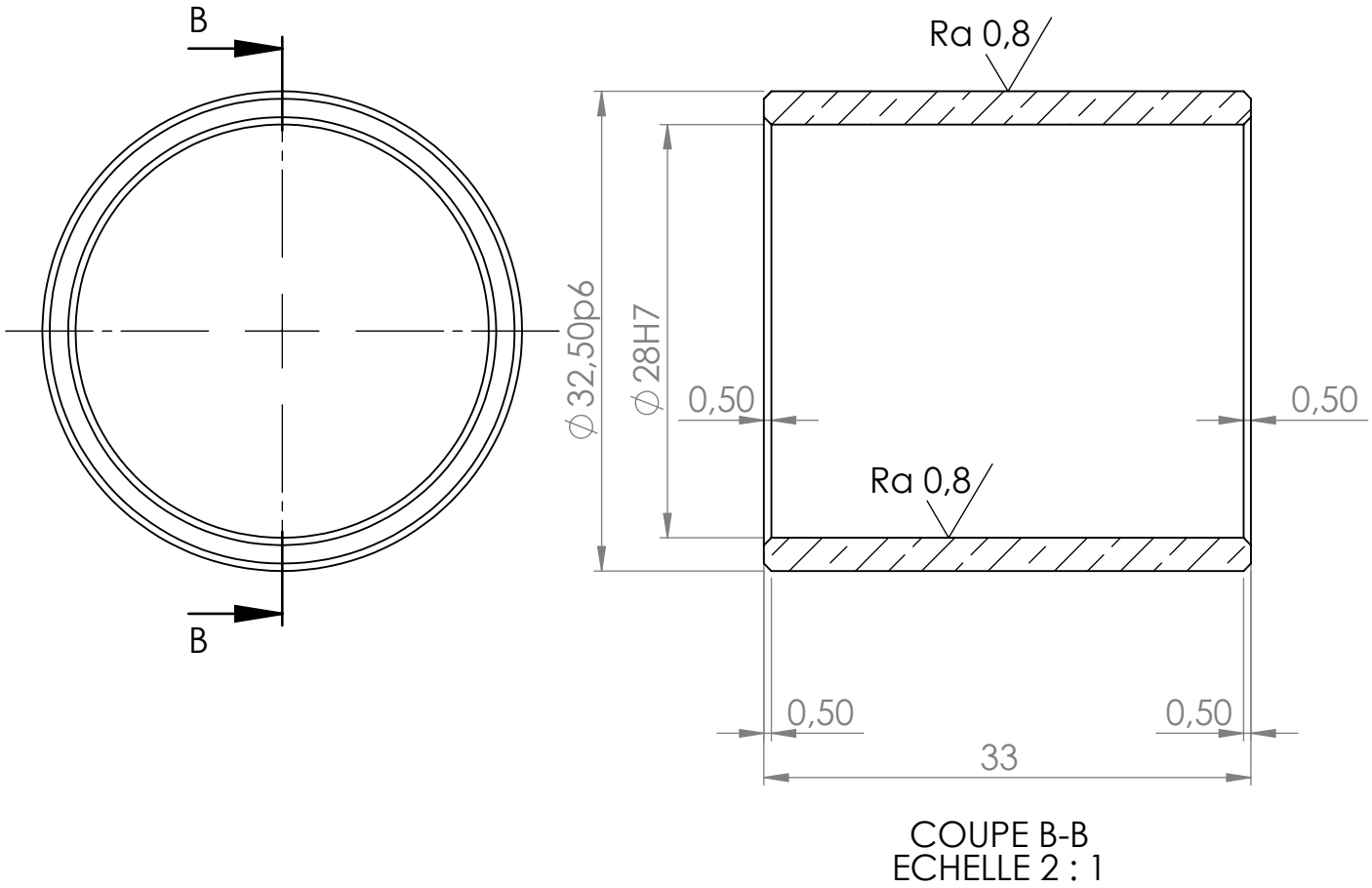
UNIVERSITE Dr YAHIA FARES DE MEDEA

42CrMo4	**Pignon mene**	**Ech: 1:1**
2019		

NOMBRE DE DENTS	**Z**	10
MODULE	**mn**	4,5
ANGLE DE PRESSION		20
ENTRAXE	**a**	48
DEPORT	**x**	0,,4
DIAMETRE PRIMITIF	**dp**	47,98
DIAMETRE EXTERIEUR	**da**	57,6
HAUTEUR DE LA DENT	**h**	10,1
	nom	21,788
ECARTEMENT SUR K DENTS	**max**	21,687
	min	21,619
NOMBRE DE DENTS	**k**	2
FAUX ROND ADMSSIBLE	**fr**	0,05



UNIVERSITE Dr YAHIA FARES DE MEDEA		
42 Cr Mo 4	**Pignon menant**	Ech:1:1
2019		



COUPE B-B
ECHELLE 2 : 1

UNIVERSITE Dr YAHIA FARES DE MEDEA

MATIERE	**PALIER LISSE AUTO LUBRIFIE**	**Ech:2:1**
2019		

Annexe B

- *Détermination du profils de denture*

I- Détermination du profil de dent

I.1 Dimensionnement sans déport

Déport $x_o = 0$

Nombre de dents $z = 10$

Module $m_0 = 4.5$

Angle de pression $\alpha_o = 20^o$

……

Diamètre primitif $d = m_o .z = 45mm$

Diamètre de base $d_b = d .\cos(\alpha_o) = 42\ mmm$

Rayon de base $r_b = d_b / 2 = 21mm$

Saille initial $h_a = (1+x_o). m_o = 4.5\ mm$

Creux initial $h_f = (1.25- x_o). m_o = 5.6\ mm$

Diamètre de tête initial $d_a = d + 2h_{a_o} = 54\ mm$

Diamètre de pied initial $d_f = d - 2h_{f_o} = 39.4\ mm$

Hauteur $h = h_{a_o} + h_{f_o} = 10.1\ mm$

Pas initial $P_o = \pi . m_o = 14.13\ mm$

Pas de base initial $P_b = P_o.\cos \alpha_o = 13.28\ mm$

Rayon de référence $r_r = d/2 = 22.5\ mm$

Rayon de tête initial $r_a = da_o/2 = 27\ mm$

Epaisseur de référence $S = m_o(2\ x_o.\tan \alpha_o + \pi/2) = 7.06$ mm

Epaisseur de base $S_b = r_b[(S_r/r_r) + 2inv\alpha_o] = 7{,}219$ mm

Angle de pression dans la tête $\alpha_a = \arccos\alpha_o(r/r_a) = \arccos(22.5/27) = 38.45681063^o$

Rayon de tête $r_a = d_a / 2 = 54/2 = 27$

Involute de αa $inv\ \alpha a = \tan(\alpha a) - \alpha a = 0{,}1081$

Epaisseur de tête $S_a = r_a[(S_r/r_r) - 2(inv\alpha_a - inv\alpha_o)] = 2{,}640$ mm

I.2 Détermination du déport et entraxe de dimensionnement

Jeu

$$J_b = 0.01mm$$

Déplacement

$$\Delta a = j_b/2.\sin \alpha_o = 0.01/2\sin(20) = 0.0146 \text{ mm}$$

Entraxe de dimensionnement

$$a_{wy} = 48 \text{ mm}$$

Entraxe de fonctionnement

$$a_w = a_{wy} - \Delta a = 48 \text{ mm}$$

Entraxe nominal

$$a = m_o \times Z = 45 \text{ mm}$$

Angle de pression de fonctionnement

$$\alpha_w = \text{arc cos } [a (\cos\alpha_o/a_w)] = 28,241392^o$$

Involute de α_w

$$\text{inv } \alpha w = \tan\alpha w - \alpha w = 0.0442 \qquad (\alpha w = \pi x\, \alpha w/180)$$

$$X = (\text{inv}\alpha_w - \text{inv}\alpha_o)\,(Z / \tan\alpha_o)$$

$$X = 0.8$$

Déport $X = x_1 + x_2$

$$x_1 = X/2$$

$$x_1 = 0.4$$

3- dimensionnement avec déport

Saille

$$h_a = (1+x_1)\, m_o = 6{,}3\text{mm}$$

Creux

$$h_f = (1.25-x_1)\, m_o = 3{,}8\text{ mm}$$

Diamètre primitif

$$d = m_o \times z = 45\text{ mm}$$

Diamètre de base

$$d_b = d \times \cos \alpha_o = 42.28\text{ mm}$$

Diamètre de tête

$$d_a = d+2h_a = 57{,}6\text{ mm}$$

Diamètre de pied

$$d_f = d-2\, h_f = 37{,}4\text{ mm}$$

Epaisseur de référence

$$Sr = m_o(\pi/2+2x_1\tan\alpha_o) = 8{,}37\text{ mm}$$

Epaisseur de base

$$S_b = r_b[(S_r/r_r)+2\text{inv}\alpha_o] = 8{,}502\text{ mm}$$

Angle de pression dans la tête

$$\alpha_a = \arccos\alpha_o(r / r_a) = \arccos 20(22{,}5/28{,}8) = 42{,}10967726^o$$

Rayon de tête

$$r_a = d_a / 2 = 57.6/2 = 28{,}8\text{ mm}$$

Involute de αa

$$\text{inv}\,\alpha a = \tan(\alpha a) - \alpha a = 0.168923665$$

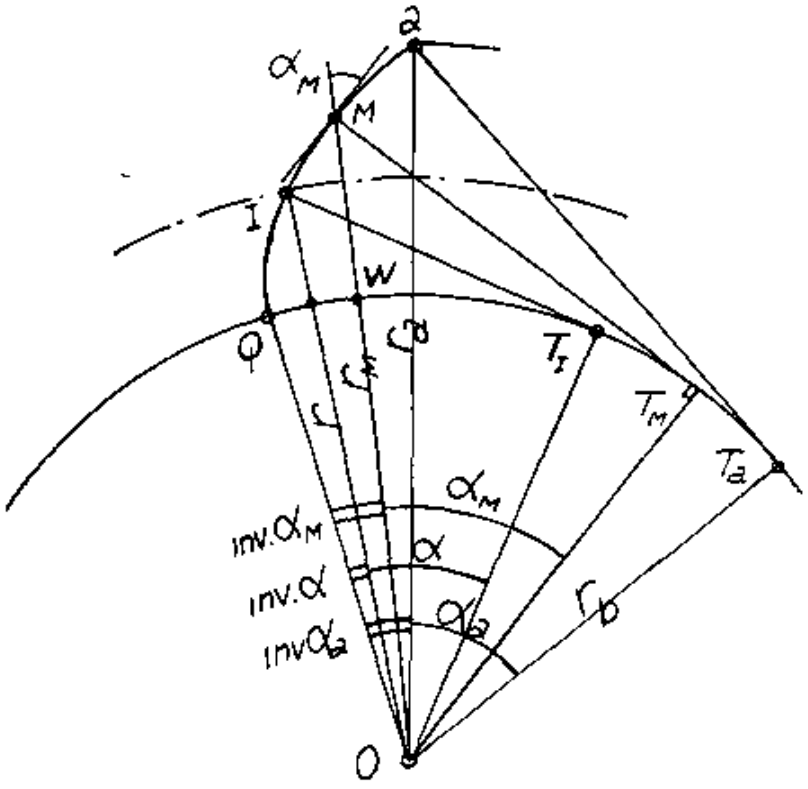
Epaisseur de tête

$$S_a = r_a\,[(S_r/r_r)-2(\text{inv}\alpha_a - \text{inv}\alpha_o] = 1{,}35\text{ mm}$$

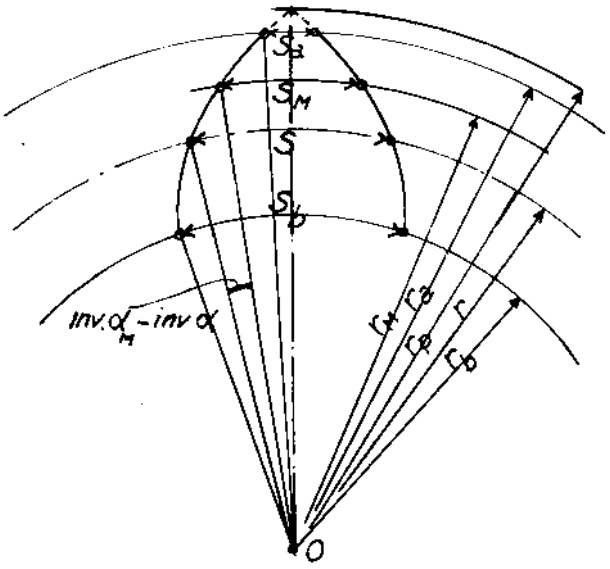
Équation polaire de la développante de cercle et applications

$$\widehat{QOM} = \text{tg}\,\alpha_M - \alpha_M = \text{involute}\,\alpha_M$$

$$(\text{symbole inv}\,\alpha_M)$$



Une développante dont le point rebroussement est Q le cercle de base



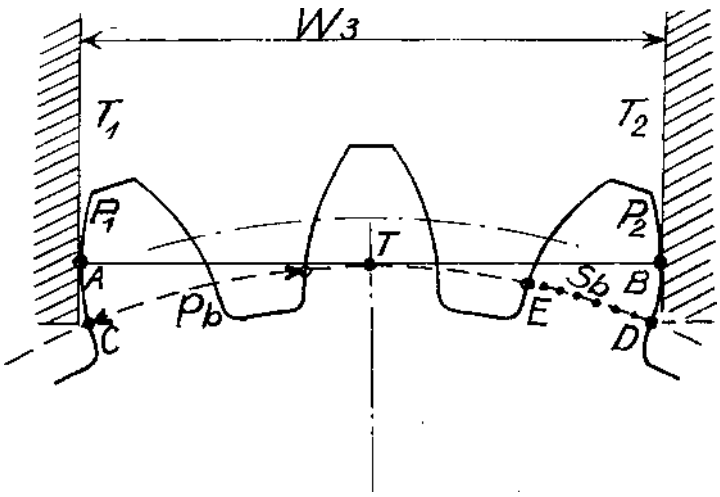
Epaisseur de denture

S : Epaisseur de référence

Sa : Epaisseur de tête

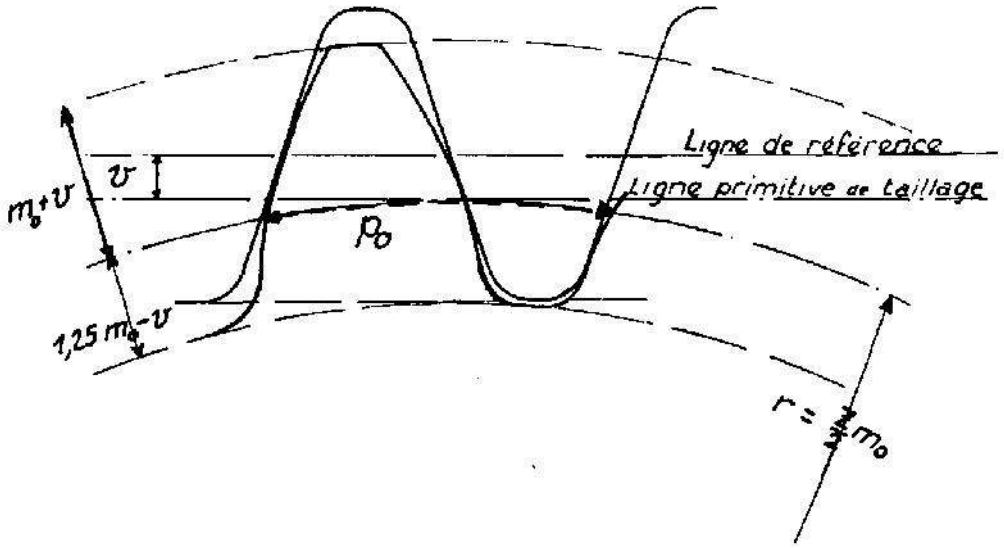
Sb : Epaisseur de base Sb

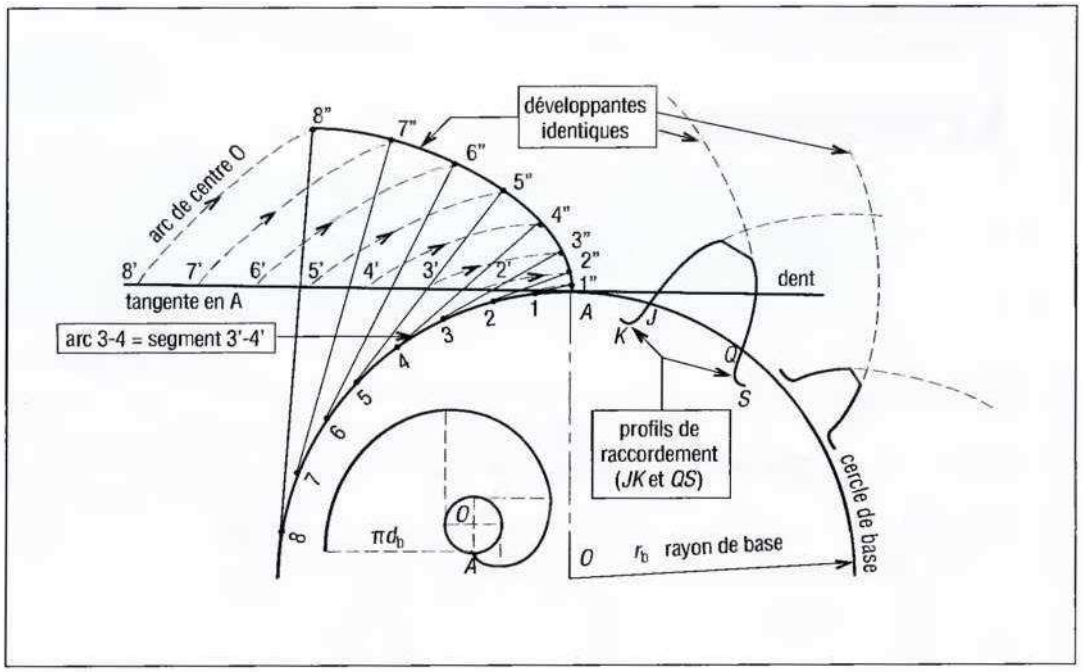
SM : Epaisseur de denture (M point quelconque)



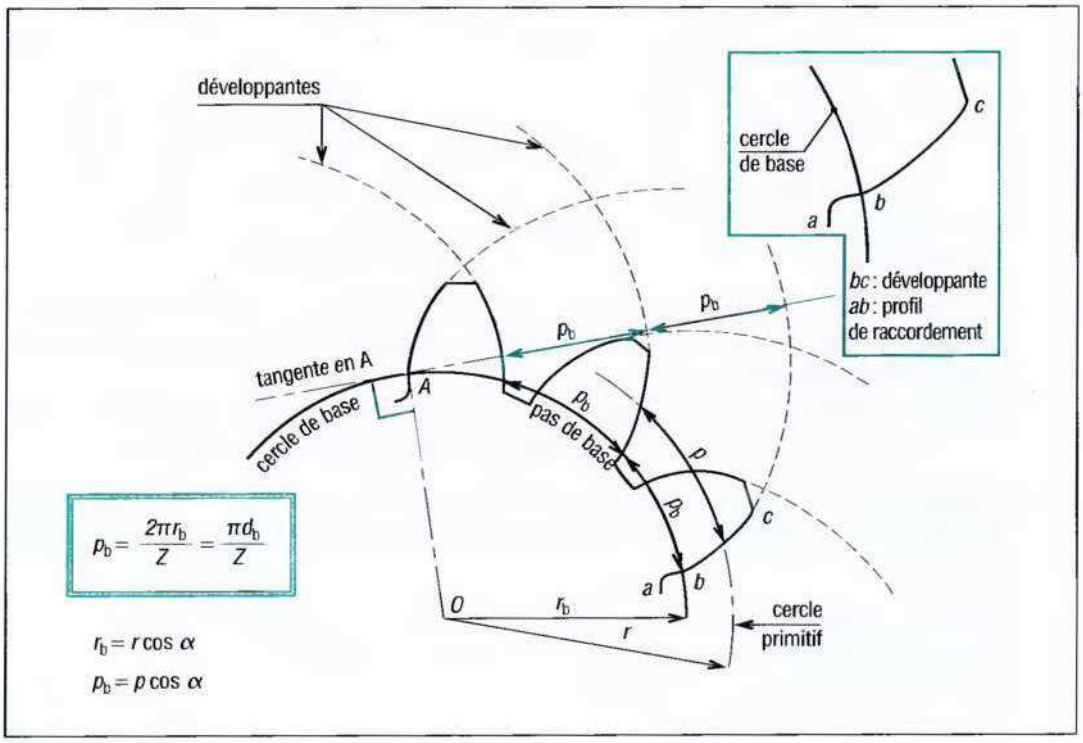
Contrôle par écartement sur K dents

Denture déportée. — Une denture normalisée est dite *déportée* lorsque la ligne primitive de taillage de la crémaillère génératrice n'est plus confondue avec la ligne de référence (fig. IV-2).





Développante de cercle.



Pas de base p_b.