REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA



Faculté de **T**echnologie

Département du **G**énie **Mécanique**

Mémoire de fin d'études de Master en

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Construction Mécanique

Thème

L'effet de la géométrie de la denture des pignons sur les performances de la pompe hydraulique à engrenage extérieur

Présentés par :

HASNAOUI Abdelkader

Proposés et Dirigés par :

Dr. TAKDENTI Mourad

Promotion 2022-2023

Dédicace

Avec des sentiments purement pleins d'amour et de gratitude je dédie ce modeste travail :

À mon père, pour ces prières, sacrifices, patiences, tout au long de ma vie.

À mes mes sœurs.

À mes merveilleuses mère et sœur (**Allah yarhamhom**) décédées l'année dernière et qui sont là où il est, continuent de veiller sur moi.

À toute ma famille.

À tous mes amis.

À tous ceux que j'ai omis de citer…

Remerciements

En premier lieu je remercie Allah, de m'avoir donné tant de courage et de patience pour accomplir ce modeste mémoire, mes vifs remerciements s'adresse aussi à mon encadreur, l'honorable Monsieur **Takdenti Mourad** pour son encadrement éclairé, sa disponibilité à mon égard, ses conseils avisés et ses suggestions enrichissantes.

Je remercie également les membres du jury de m'avoir fait l'honneur de lire mon travail et de me faire part de leurs appréciations instructives.

Merci enfin à tous ceux qui ont contribué de loin ou de près à l'élaboration de ce travail de recherche.

الخلاصة :

تم في هذا البحث دراسة امكانية استخدام التروس غير القياسيية في المضخات الترسية وتاثيرها علي اداء المضخة من حيث معدل التدفق و مقدار حجم المائع المحصور بين ترسين معشقين و معامل التدفق النبضي, و استنتاج المعادلات الخاصة باداء المضخة الترسية بتروس غير قياسية بمعامل تصحيح مقداره (0.5+).

وعند مقارنة النتائج المستحصلة تم التوصل الي اداء المضخة بتروس غير قياسية افضل من ادائها بتروس قياسية, حيث اثبتت النتائج ان معدل التدفق النظري يزداد عند استخدام تروس غير قياسية, كذلك فان حجم المائع المحصور بين ترسن معشقين ومعامل التدفق النبضي يقل عند استخدام التروس غير القياسية.

الكلمات الدالة: المضخة الترسية, اداء المضخة, معدل التدفق النبضي.

Résumé :

Dans ce mémoire, on a étudié la possibilité d'utiliser des engrenages non standard et leur effet sur Les performances des pompes à engrenages. Ces effets comprennent le débit de la pompe, volume emprisonné entre deux engrenages et le facteur de débit de pulsation.

Des équations pour le débit de la pompe sont dérivées et un programme informatique a été écrit pour évaluer tous les paramètres et les performances. Les engrenages utilisés dans ce travail est non standard avec un facteur de correction de (+ 0,5).

Les résultats de la simulation ont montré que le débit théorique augmente lorsque des engrenages non standard sont utilisés. Les résultats ont également montré que le volume emprisonné et le facteur de débit de pulsation sont réduit lorsqu'en utilise des engrenages non standard.

Mots-clés : pompe à engrenages, performances de la pompe, débit de pulsation.

Abstract :

In this paper, the capability to use unstandard gears and their effect on the performance of the gear pumps are investigated. These effects include pump flow rate, trapped volume between two meshing gears, and pulsation flow rate factor.

Equations for the pump flow rate are derived and a computer program has established to evaluate all parameters and performance. The gear used in this work is unstandard one with correction factor of (+ 0.5).

The simulation results showed that the theoretical flow rate increases when unstandard gears are used. Results showed also that the trapped volume and pulsation flow rate factor are reduced when unstandard gears are used.

Keywords: Gear pump, Pump performance, Pulsation flow rate.

Table des matières

1 Généralité sur les pompes 10

1.1 Introduction : 10

1.2 Historique : 10

1.3 Classification des pompes : 12

1.3.1 Pompes hydrauliques volumétriques : 12

1.3.2 Pompes hydrauliques non volumétriques : 21

1.3.3 Critères de sélection : 22

2 Généralité sur les engrenages 27

2.1 Introduction : 27

2.2 Historique : 27

2.3 Définition d'un engrenage : 28

2.4 La fonction d'un engrenage : 29

2.5 Les différents types d'engrenages : 29

2.5.1 Les engrenages à axes parallèles : 30

2.6 Profil des dents : 38

2.7 Profils conjugués : 38

2.7.1 Définition : 38

2.7.2 Profil en développante de cercle : 38

2.7.3 Principe de la développante de cercle (cas de denture droite) : 39

2.8 Ligne d'engrènement ou ligne d'action : 41

2.9 Interférences : 41

2.10 Fonctionnement avec jeu : 43

2.11 Correction de denture : 44

2.11.1 Par augmentation de l'angle de pression : 44

2.11.2 Par emploi de dentures déportées : 45

2.12 Le rapport de réduction : 48

2.13 Angle de pression : 49

2.14 Coefficient de correction de denture : 49

3 L'effet de la géométrie de la denture des pignons sur les performances de la pompe hydraulique à engrenage extérieur 52

3.1 Pompe hydraulique à engrenage extérieur : 52

3.1.1 Description théorique général : 52

3.1.2 Fonctionnement : 52

3.1.3 Domaine d'utilisation : 53

3.1.4 Avantages et inconvénients d'une pompe à engrenage extérieur : 53
3.1.5 Modélisation de la pompe à engrenages : 54
3.1.6 Calcule des caractéristiques du fonctionnement de la pompe hydraulique volumétrique à engrenages extérieur à dentures droites : 54
3.1.7 Traçage des graphes : 60

Liste des figures

Figure 1 : Illustration d'une roue à godet chinoise.[2] 10
Figure 2 : Illustration de la roue à eau JACOB LEUPOLD.[2] 11
Figure 3 :Pompe D'ARCHIMEDE.[2] 11
Figure 4 : Classification des pompes [3]. 12
Figure 5 : Schéma d'une Pompe à piston [4] 13
Figure 6 : pompe à membrane. 14
Figure 7 : pompe à lobes. 15
Figure 8 : pompe à vis 16
Figure 9 : pompe à engrenages. 16
Figure 10 : pompe à palettes. 16
Figure 11 : Schémas des différentes pompes [1]. 18
Figure 12 : Cylindrées des pompes (volumes en rouge) [1]. 18
Figure 13 : Puissance d'une pompe [1]. 19
Figure 14 : pompe centrifuge. 22
Figure 15 : Héron d'Alexandrie [5]. 27
Figure 16 : engrenage de Léonard de Vinci [5].0 28
Figure 17 : engrenage de Francesco di Giorgio [5]. 28
Figure 18 : les engrenages. 29
Figure 19 : Dimensionnement de l'engrenage. 30
Figure 20 : le module [6]. 31
Figure 21 : l'entraxe [6]. 32
Figure 22 : engrenages à denture Hélicoïdale [6]. 33
Figure 23 : Dimensionnement de l'engrenage [6]. 33
Figure 24 : engrenage conique [6] 34
Figure 25 : Dimensionnement de l'engrenage [6]. 36
Figure 26 : Dimensionnement de l'engrenage [6]. 37
Figure 27: Dimensionnement de l'engrenage [6] 37
Figure 28 : Profil d'une dent en comparaison avec une droite et un arc de cercle [7]. 38
Figure 29 : Cylindre primitif plan de Génération [8]. 38
Figure 30 : Développante de cercle. 39
Figure 31 : schématisation de la développante de cercle [9] 40
Figure 32 : profil en développante de cercle 40
Figure 33 : ligne d'engrènement (ou d'action) [10]. 41
Figure 34 : couple de dents en contact [10]. 41
Figure 35 : Fonctionnement sans interférence [10]. 42
Figure 36 : Interférence de fonctionnement [10]. 42
Figure 37 : interférence de fabrication [10]. 43
Figure 38 : limite d'interférence [10]. 43

Figure 39 : Fonctionnement avec jeu [10]..... 44
Figure 40 : Fonctionnement sans jeu [10]..... 44
Figure 41 : correction de denture par augmentation de l'angle de pression [10]..... 45
Figure 42 : Influence du déport sur la forme de la denture droite [12]..... 45
Figure 43 : Influence du déport et la position de la dent par rapport à la géométrie de Référence [11]. 45
Figure 44 : Influence du déport de denture d sur le profil de dent [11]..... 47
Figure 45 : Denture déportée avec variation d'entraxe [10]. 48
Figure 46 : rapport de réduction [10]..... 49
Figure 47 : Angle de pression [7]..... 49
Figure 48 : Coefficient de correction de denture [10]..... 50
Figure 49 : Angle de pression [10]..... 50
Figure 50 : pompe hydraulique à engrenage extérieur à denture droite [13]..... 52
Figure 51 : Principe de fonctionnement d'une pompe à engrenages extérieurs [15]. 53
Figure 52 : la cylindrée. 54
Figure 53 : détermination de la cylindrée à partir de SolidWorks. 55
Figure 54 : détermination de la cylindrée à partir de SolidWorks. 56
Figure 55 : rapport de contact..... 57
Figure 56 : Angle de pression. 58
Figure 57 : graphe de variation de débit. 60
Figure 58 : rapport de contact..... 61
Figure 59 : angle de pression..... 61
Figure 60 : simulation avec le logiciel Ansys. 62
Figure 61 : simulation avec SolidWorks..... 63
Figure 62 : simulation avec SolidWorks..... 63
Figure 63 : simulation avec SolidWorks..... 64
Figure 64 : simulation avec SolidWorks..... 64
Figure 65 : simulation avec SolidWorks..... 65
Figure 66 : simulation avec SolidWorks..... 65

Liste des tableaux

Tableau 1 : Types d'engrenages. 29
Tableau 2 : Dimensionnement de l'engrenage. 31
Tableau 3 : modules normalisés [6]. 31
Tableau 4 : Dimensionnement de l'engrenage [6]..... 34
Tableau 6 : les avantages et les inconvénients. 53

Introduction générale

Depuis longtemps, l'homme était le moyen de distribution de l'eau malgré le manque des moyens primitifs, mais malheureusement il ne pouvait pas le faire à tous moments comme par exemple lorsque la nappe phréatique est faible. L'évolution de l'homme a permis d'utiliser l'animal puis la mécanisation pour pomper de l'eau. L'homme a essayé, au fil des siècles, de profiter de l'eau de diverses manières.

Dans divers domaines, y compris l'irrigation et dans toutes les industries, et parce que le besoin humain de l'eau nécessite d'être transféré d'un endroit à un autre ou soulevé du bas au haut niveau, il a inventé les moyens pour répondre à ce besoin manuellement animal ou automatiquement.

Les besoins humains aux grandes quantités d'eau sont en augmentation permanente. Pour faire face aux demandes importantes, en agriculture on a inventé la machine à roue hydraulique qui utilise l'énergie animale.

Avec l'invention de la machine à vapeur en 1769 et au cours de la révolution industrielle, avec l'exode rurale, il est apparu nécessaire de fournir une meilleure eau, ce qui a poussé l'homme avec son intelligence à créer, en Angleterre en 1800, les premiers pompes pour les Scooters. Elles ont été utilisées pour soulever et déplacer des liquides d'un endroit à un autre.

Dans les systèmes industriels aussi, les pompes sont présentes pour les transferts de fluides ou pour donner plus de pression dans les circuits et équipements qui en nécessitent. A cet effet, plusieurs types de pompes sont employés, parmi lesquelles on y trouve la pompe à engrenage.

Elle se distingue par ses côtes d'encombrement réduites et ses caractéristiques fonctionnelles importantes (débit et pression).

L'étude développée dans ce mémoire est l'effet de la géométrie de la denture des pignons sur les performances de la pompe hydraulique à engrenage extérieur. Notre travail a consisté sur comment développer les valeurs des caractéristiques de la pompe.

La fabrication de la pompe s'est limitée, quand-à elle à l'établissement d'une gamme de fabrication de la pièce la plus importante de la pompe en l'occurrence, l'arbre-pignon.

Pour atteindre cet objectif, nous ferrons des études sur la correction de denture de l'engrenage en suivant des différents paramètres.

Chapitre I :

Généralité sur les pompes

1 Généralité sur les pompes

1.1 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 canalisations, un fluide hydraulique qui déplacera des charges grâce à des vérins ou a des moteurs hydrauliques. La pompe joue un rôle de premier plan, car c'est elle qui fournit l'énergie dans un circuit hydraulique.[1]

1.2 Historique :

Lorsque nous considérons les pompes et leur histoire, nous pouvons nous rappeler que, depuis les tous premiers temps, les hommes ont recherché des moyens techniques pour amener les fluides (notamment l'eau) à un niveau plus élevé. Cette opération était utilisée pour irriguer les champs et remplir les fossés qui entouraient les villes et les châteaux fortifiés. L'outil de bol le plus simple est la main humaine. Avec deux mains, c'est encore mieux. Cependant, nos ancêtres préhistoriques ont rapidement eu l'idée de transformer des cuves d'argile en bols. Il s'agit de la première étape vers l'invention du seau. Plusieurs seaux étaient ensuite suspendus sur une chaîne ou une roue. Les hommes ou les animaux utilisaient leur énergie pour mettre ces bols à eau en mouvement et soulever l'eau. Des fouilles archéologiques ont mis à découvert des transporteurs de seaux de ce type en Égypte et en Chine à partir d'environ 1000 avant JC.[2]

L'illustration suivante est une reconstitution d'une roue à godets chinoise. Il s'agit d'une roue reliée à des godets en argile qui versent l'eau lorsqu'ils atteignent le sommet.

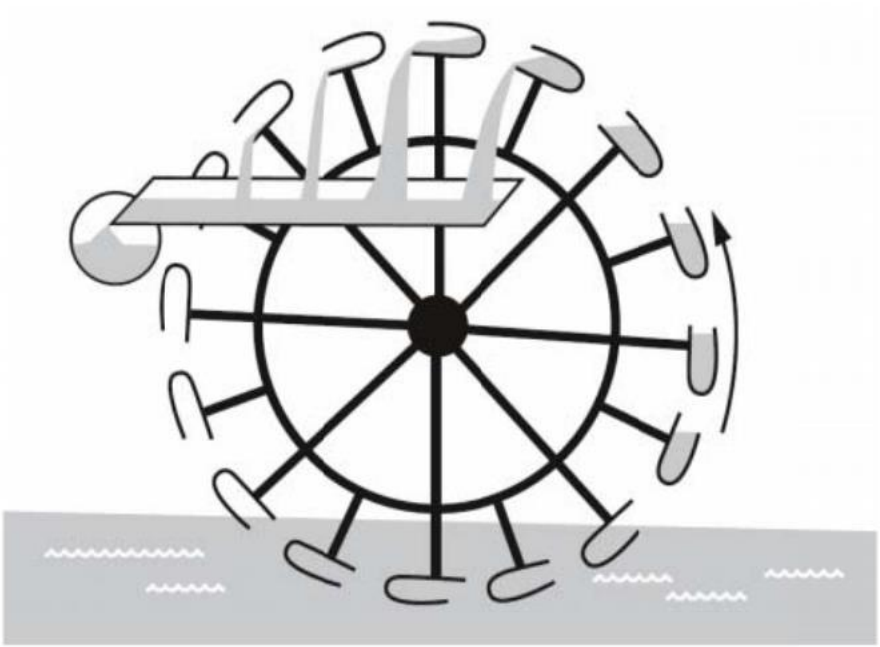


Figure 1 : Illustration d'une roue à godet chinoise.[2]

Une amélioration ingénieuse de ce concept a été élaborée en 1724 par JACOB LEUPOLD (1674-1727), qui inséra des tuyaux courbés dans une roue. La rotation de la roueforçait l'eau à être soulevée au niveau de l'axe central de la roue. Le flux d'eau dans une rivière sert également d'entraînement pour cette installation de
Levage.

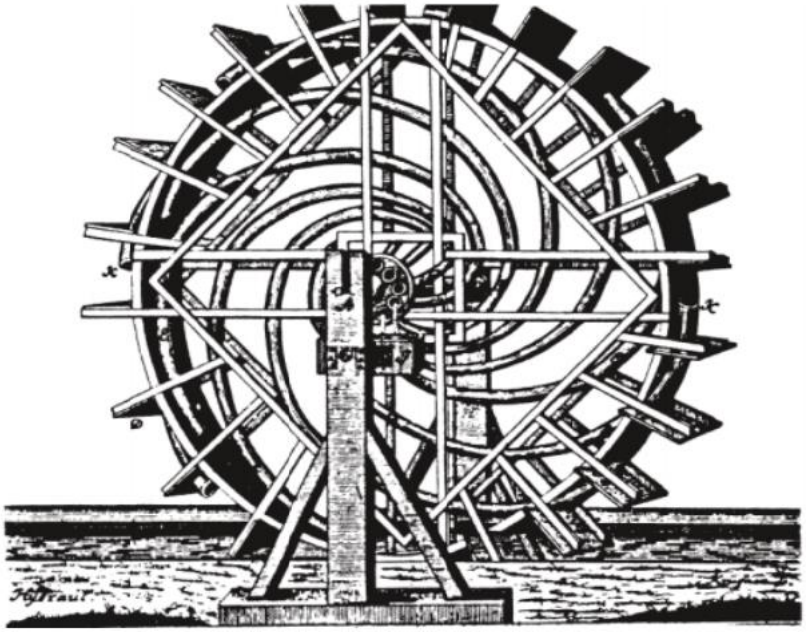


Figure 2 : Illustration de la roue à eau JACOB LEUPOLD.[2]

Une caractéristique particulièrement remarquable de cette conception est la forme des tuyaux courbés. Elle est semblable à la forme des pompes centrifuges actuelles.

ARCHIMEDE (287-212 avant JC), le plus grand mathématicien et scientifique des temps anciens, a décrit la vis qui sera appelée ultérieurement par son nom en 250 avant JC. Elle soulevait de l'eau en faisant tourner une spirale/vis sans fin dans un tuyau. Cependant,une partie de l'eau retombait toujours, car on ne connaissait pas encore de joint d'étanchéité efficace. Par conséquent, une relation était observée entre l'inclinaison de la vis et le débit. Lors de l'utilisation, on peut choisir entre un débit plus important ou une hauteur de refoulement plus élevée. Plus l'inclinaison de la vis est raide, plus la hauteur de refoulement est élevée lorsque le débit diminue. Ici également, le fonctionnement est comparable à celui des pompes centrifuges actuelles.[2]

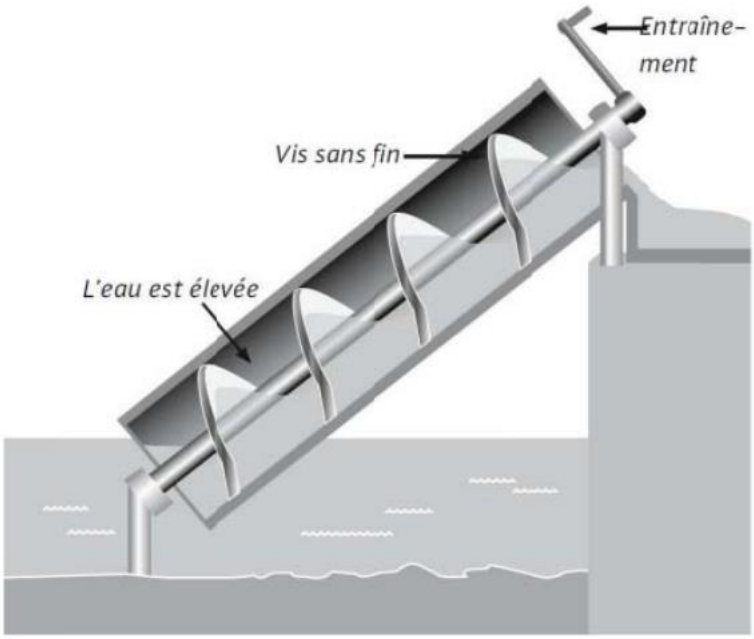


Figure 3 :Pompe D'ARCHIMEDE.[2]

La courbe de pompe, qui était évidemment un concept inconnu à cette époque, indique la même relation entre la hauteur de refoulement et le débit. Les informations rassemblées à partir de diverses sources historiques ont révélé que ces pompes à vis étaient actionnées à une inclinaison comprise entre 37°et 45°. Elles produisaient des hauteurs de refoulement comprises entre 2m et 6m et des débits maximums d'environ 10 m^3/h.

1.3 Classification des pompes :

Les pompes, en général, sont partagées en trois grandes familles (**Figure 4**) :

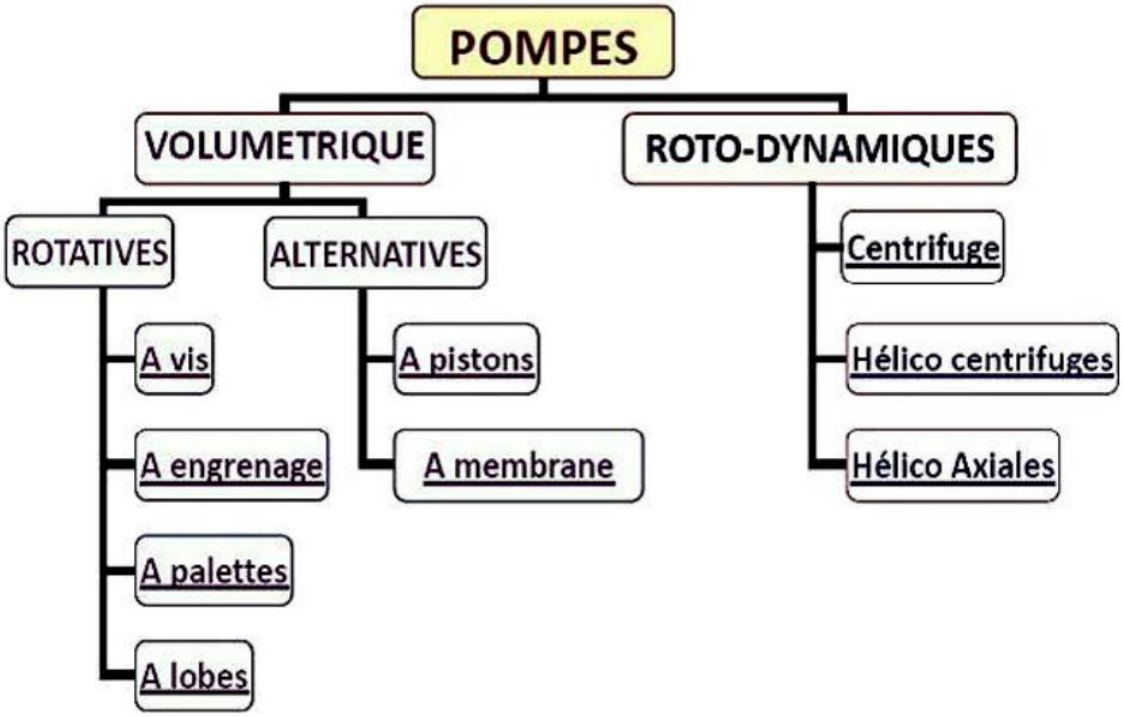


Figure 4 : Classification des pompes [3].

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 (roto-dynamiques).

1.3.1 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.

Les pompes volumétriques se subdivisent en deux sous-groupes suivant la nature des mouvements mécaniques considérés [4] :

● les pompes à déplacement alternatif dérivées des compresseurs à piston.

● les pompes à déplacement rotatif qui évitent les problèmes mécaniques de bielles toujours plus fragiles et qui permettent d'avoir un « écoulement gazeux » plus régulier.

Quelques pompes récentes « dites sèches » ont d'ailleurs repris la même évolution que les compresseurs secs. On trouvera ci-après la description sommaire des principales pompes commerciales. À partir d'un même type de fonctionnement, il a été créé plusieurs modèles afin de répondre à des besoins de plus en plus diversifiés : rejet à l'environnement, facilité et coût de la maintenance, dimensionnement pour des débits-volumes plus importants et des pressions limites de plus en plus basses.

Ce sous-groupe comprend :

• les pompes à anneau liquide.

• les pompes à palettes et leurs différents modèles.

• les pompes Roots et leurs dérivées.

a) Les pompes volumétrique alternatives :

- Les pompes à pistons :

Une pompe volumétrique alternative se compose d'un corps de pompe parfaitement clos, à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté ; mais la pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif. Elles conviennent particulièrement bien pour des pressions élevées, et des débits faibles, généralement inférieurs à 100 m3 /h, mais pouvant atteindre 200 m3 /h. **La Figure 5** donne une vue d'ensemble d'une pompe à piston [4].

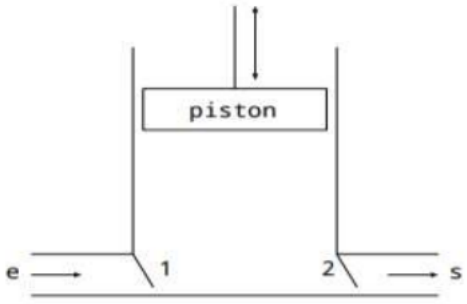


Figure 5 : Schéma d'une Pompe à piston [4].

Le fonctionnement est comme suit :

1 : Clapet d'aspiration.

2 : Clapet de refoulement.

- En phase d'aspiration, le clapet 1 est ouvert et le 2 fermé.

- En phase de refoulement, le clapet 1 est fermé et le 2 ouvert. Dans ce cas l'entrée est déconnectée de la sortie et on ne peut pas passer par un chemin continu entre les points d'entrée et de sortie [4].

- Les pompes à membrane :

Le déplacement du piston est remplacé par les déformations alternatives d'une membrane en matériau élastique (caoutchouc, élastomère, ……etc.). Ces déformations produisent les phases d'aspiration et de refoulement que l'on retrouve dans toute pompe alternative **(Figure 6).** Ces pompes sont utilisées pour des débits moyens de l'ordre de 80 m3 /h, pour des températures inférieures à 150 °C et des viscosités faibles [4].

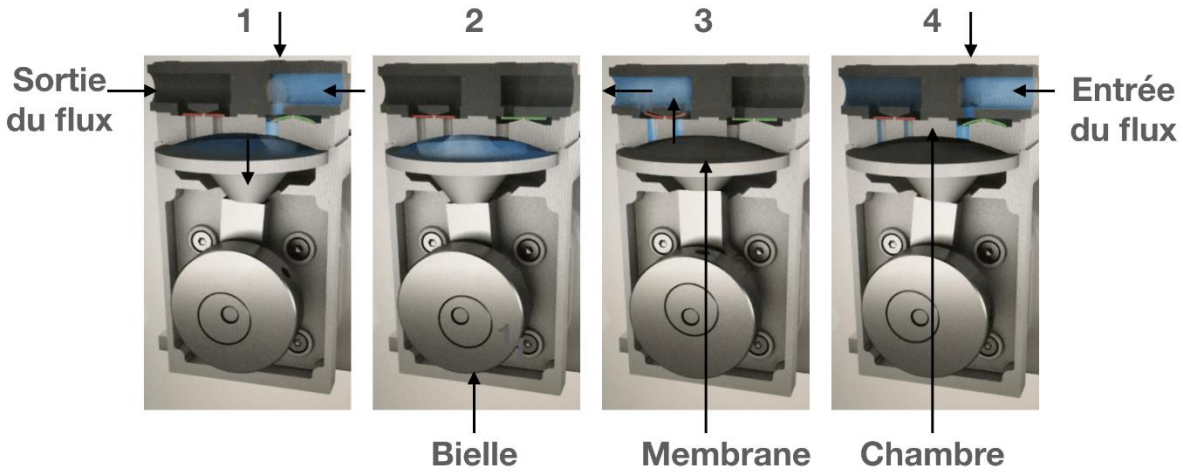


Figure 6 : pompe à membrane.

b) Les pompes volumétriques rotatives :

Ces pompes sont constituées par une pièce mobile animée d'un mouvement de rotation autour d'un axe qui tourne dans le corps de pompe et crée le mouvement du liquide pompé par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement.

Le principe de fonctionnement de ces pompes est le suivant : Deux rotors tournent en roulant l'un sur l'autre sans glisser pour éviter les frottements et déplacent un volume de fluide.

Il existe différentes pompes rotatives [4] :

- Pompe à lobes :

Principe de fonctionnement :

La pompe à lobes est une pompe rotative à déplacement positif. Le lobe supérieur est entraîné par l'arbre moteur.

Le lobe inférieur est situé sur l'arbre entraîné et est actionné à l'aide d'un engrenage hélicoïdal. Les deux lobes tournent de façon synchronisée sans se toucher. Lorsque la pompe est en fonctionnement, ils déplacent un volume fixe de liquide [4].

Les figures suivantes illustrent le mode de fonctionnement de la pompe à lobes.

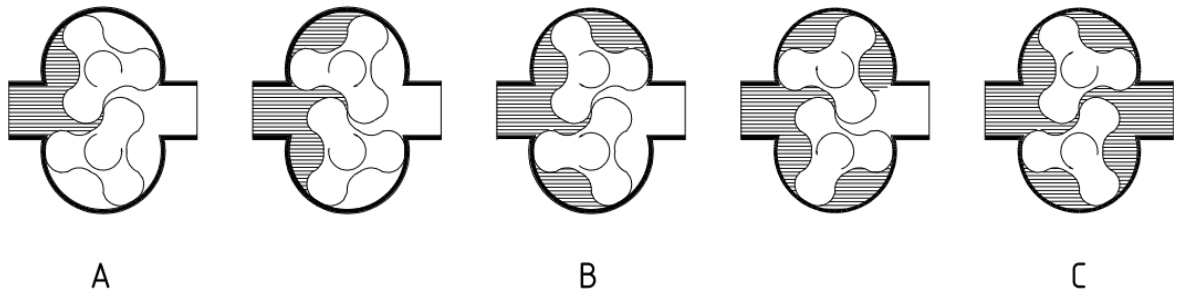


Figure 7 : pompe à lobes.

A : lorsque les lobes tournent, l'espace du côté aspiration augmente, car un lobe s'éloigne de l'autre, causant un
vide partiel qui conduit le liquide vers la chambre de pompage.
B : chaque lobe vide se remplit consécutivement à mesure que les arbres tournent, et le liquide se déplace vers
le côté refoulement. Les espaces libres entre les lobes et entre ceux-ci et les parois du corps de la pompe
permettent aux espaces de se fermer correctement.
C : le corps de la pompe se remplit complètement et le liquide s'échappe à travers l'engrenage des lobes, heurtant
les parois des espaces et réalisant ainsi le pompage.

- Pompes à vis :

Cette pompe comporte deux ou trois vis logées dans un carter. La vis centrale est entraînée par le moteur électrique et transmet le mouvement de rotation aux autres vis. L'espace libre entre les vis se déplace sans variation de volume et transporte le fluide de l'orifice d'aspiration vers l'orifice de refoulement [4].

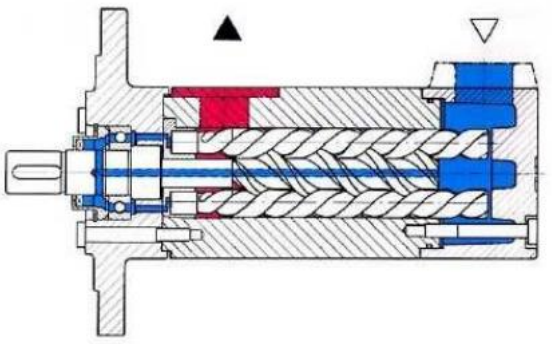


Figure 8 : pompe à vis.

Il existe d'autres pompes rotatives :

Pompes à engrenages :

(Interne ou externe)

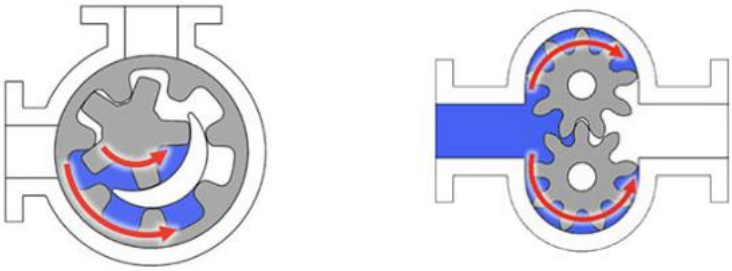


Figure 9 : pompe à engrenages.

Pompes à palettes :

(Rigides ou souples)

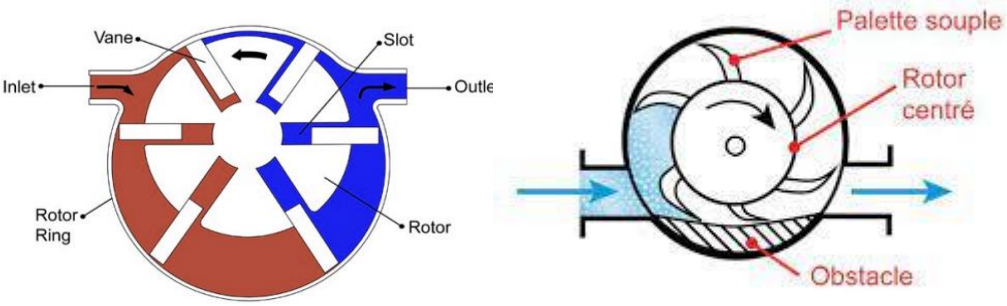


Figure 10 : pompe à palettes.

1.3.1.1 Utilisation des pompes volumétriques :

En général, on utilise les pompes volumétriques pour des débits petits (pompes doseuses). Leurs rôles se résument en ce qui suit [4] :

- fournir un débit constant, toutefois marqué par des pulsations dans le cas des pompes alternatives.

- elles sont auto-amorçantes.

- engendrer une pression de refoulement qui n'est limitée que par la résistance physique du corps de pompe ; il faut donc les munir d'une soupape de décharge réglable conduisant de préférence à la conduite d'aspiration.

1.3.1.2 Les avantages et inconvénients :

Les avantages et les inconvénients se résument en ce qui suit [4] :

a) Les avantages :

• Construction robuste.

• Pompage possible de liquide très visqueux.

• Rendement élevé.

• Amorçage automatique en fonctionnement normal.

• Obtention de faibles débits facile à mesurer sous pression élevée (pompe doseuses alimentaires).

b) Les inconvénients :

• Appareils plus lourds et plus encombrants.

• Le débit est pulsé, ce qui nécessite l'installation d'appareils spéciaux (anti coup de bélier).

• Impossibilité d'obtenir de gros débits sous faible pression.

• Danger de surpression dans le circuit de refoulement d'ou la présence indispensable de sécurité (by-pass et soupape de sûreté).

• Impossibilité en général de pomper des liquides chargés.

• Prix d'achat plus élevé.

• Frais d'entretien plus élevés.

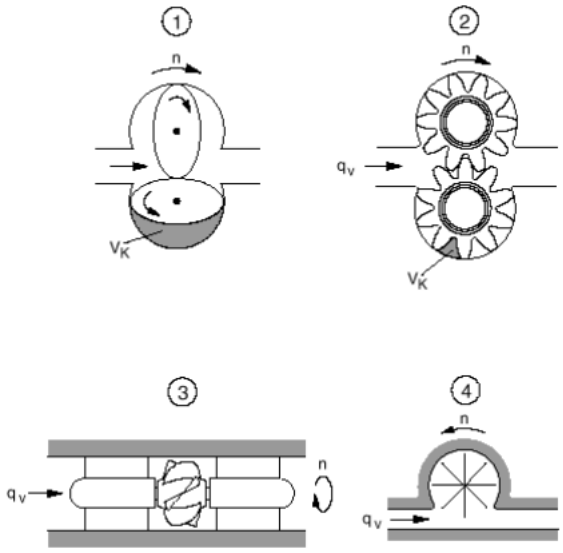
1.3.1.3 Caractéristiques de fonctionnements des pompes hydrauliques volumétriques :

Il existe plusieurs types de pompe hydraulique volumétrique. Ces pompes diffèrent les unes des autres par leur dimension ainsi que par la quantité et 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 [1].

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).

$$\mathbf{Q_V = C * N}$$



1	Pompe à lobes
2	Pompe à engrenages
3	Pompe à hélice
4	Pompes à palettes

Figure 11 : Schémas des différentes pompes [1].

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.

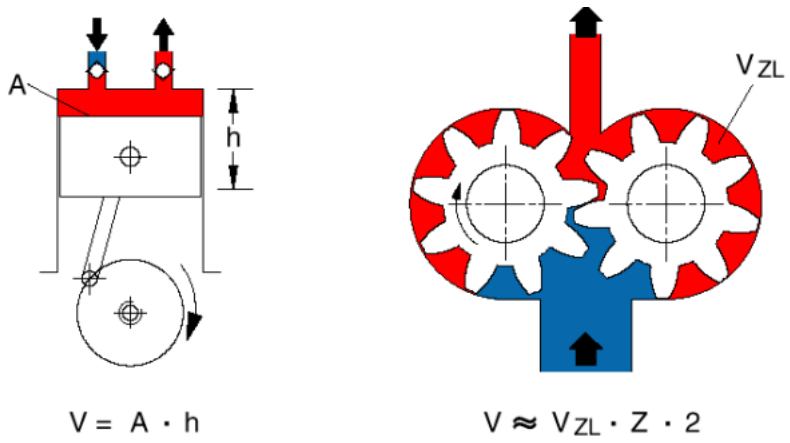


Figure 12 : Cylindrées des pompes (volumes en rouge) [1].

Dans le système métrique, la cylindrée d'une pompe hydraulique est exprimée en centimètres cubes par révolution (cm^3/r).

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 un 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 [1].

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 a l'écoulement que rencontre le fluide. La résistance a 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 [1].

1 bar = 100 kPa

e) Puissance (P) :

Afin d'accomplir sa tâche qui est de mettre en mouvement un fluide, une pompe hydraulique est toujours accouplée mécaniquement a une source motrice. Le rôle de la source motrice est de fournir une puissance mécanique en rotation a 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 [1].

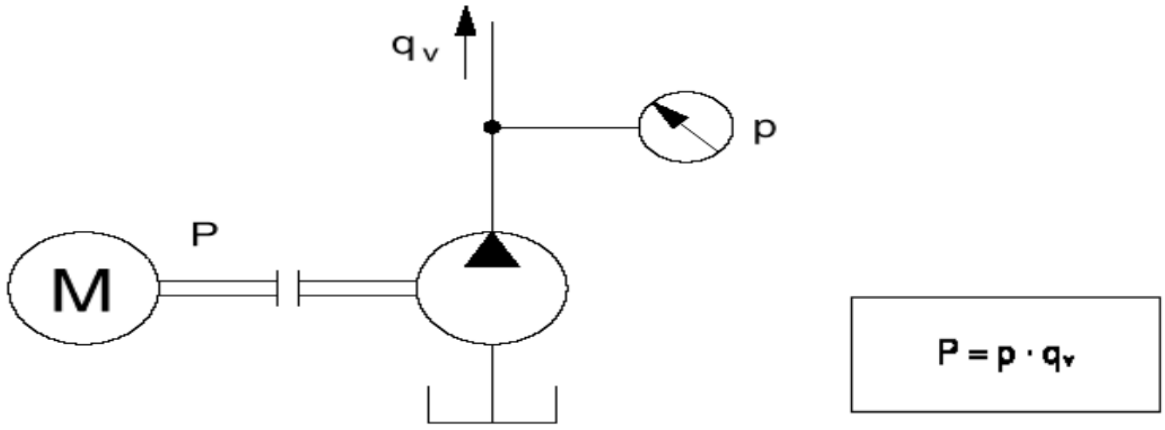


Figure 13 : Puissance d'une pompe [1].

Puissance d'entrée de la pompe :

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

Avec : P : la puissance en [KW]

p : la pression en [bar]

q_v : le débit en [l/min]

Puissance de sortie du moteur hydraulique : η_t : le rendement en [%]

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

La puissance hydraulique est donnée par la formule suivante :

$$\mathbf{P_{hyd} = p * q_v}$$

Avec : P : pression en (Pa)
q_v : débit en (m^3/s)

f) Le rendement volumétrique η_{vol} :

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 [1] :

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 $\eta_{méc}$:

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 [1].

h) Le rendement total η_{tot} :

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 :

$$\eta_{tot} = \eta_{vol} * \eta_{méc}$$

Le rendement total η_{tot} d'une pompe hydraulique est fourni par le produit du rendement volumétrique et du rendement mécanique.

Le rendement total η_{tot} 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) [1].

L'équation du rendement total est alors :

$$\eta_{tot} = \frac{\text{puissance de sortie}}{\text{puissance d'entrée}}$$

1.3.2 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.

On prend par exemples :

- Pompes centrifuges :

Une pompe centrifuge est un système ouvert, en quelque sorte un trou ou encore un conduit, dans lequel est mis en place un champ de forces centrifuges. Elle n'est pas basée sur le transport du fluide dans un godet ou sur la variation dans le temps d'un volume d'emprisonnement, le fluide n'est plus poussé par une paroi matérielle, mais mis en mouvement et équilibré par un champ de forces. Cela est une notion très simple, elle est basée sur d'autres principes.

La direction de l'écoulement du liquide est radiale, c'est-à-dire perpendiculaire à l'axe de rotation.

Il existe différentes pompes centrifuges :
- pompes multicellulaires ;
- pompes à vortex ;
- pompes périphériques.

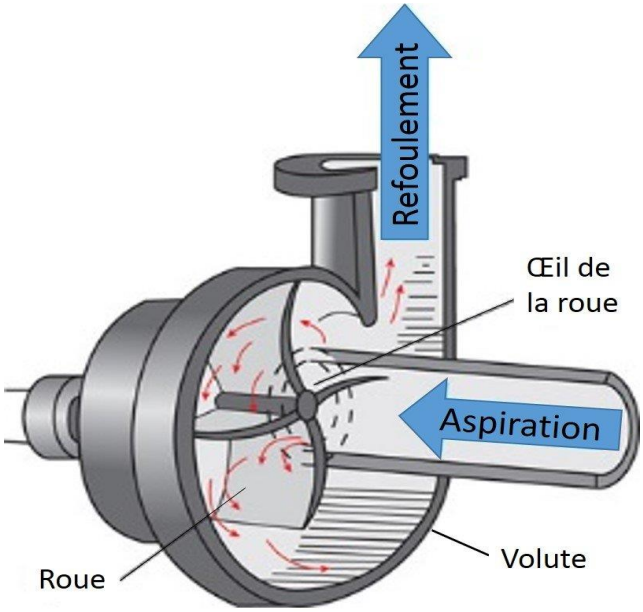


Figure 14 : pompe centrifuge.

- Les avantages et les inconvénients des turbopompes :

Les avantages et les inconvénients se résument comme suit :

a) Les avantages :

- Ce sont des machines de construction simple, sans clapet ou soupape, d'utilisation facile et peu coûteuses.

- à caractéristiques égales, elles sont plus compactes que les machines volumétriques.

- leur rendement est souvent meilleur que celui des « volumétriques ».

- elles sont adaptées à une très large gamme de liquides.

- leur débit est régulier et le fonctionnement silencieux.

- en cas de colmatage partiel ou d'obstruction de la conduite de refoulement, la pompe centrifuge ne subit aucun dommage et l'installation ne risque pas d'éclater. La pompe se comporte alors comme un agitateur……etc.

b) Les inconvénients :

- Impossibilité de pomper des liquides trop visqueux.

- Production d'une pression différentielle peu élevée (de 0, 5 à 10 bar).

- Elles ne sont pas auto-amorçantes. A l'arrêt ces pompes ne s'opposent pas à l'écoulement du liquide par gravité.

1.3.3 Critères de sélection :

Les critères de sélection d'une pompe hydraulique volumétrique sont nombreux et leur importance variée selon le circuit à alimenter.

Par exemple, les critères à considérer lors de la sélection d'une pompe qui alimentera une machine outil sont le niveau sonore peu élevé et la faible consommation d'énergie. Cependant, pompe hydraulique utilisée à bord d'un avion doit avant être fiable et légère. Notez que les critères qui suivent ne sont pas présentés par ordre d'importance, car l'importance de ces critères varie d'une application à une autre [3].

a) Débit et cylindrée :

Chaque circuit hydraulique requiert un débit ou une certaine quantité de fluide qui dépend du nombre de récepteurs et de la grosseur de la tuyauterie. De plus, le débit fourni par une pompe dépend de la vitesse de révolution de la pompe, de la pression existant au refoulement et de la viscosité du fluide à déplacer.

De plus, si le circuit à alimenter requiert un débit constant, une pompe à cylindrée fixe est tout indiquée. Par contre, si la demande en débit varie selon le cycle de travail du circuit, il faudra choisir une pompe à cylindrée variable [3].

b) Pression de fonctionnement :

La pression dans un circuit hydraulique est due à la résistance à l'écoulement que rencontre le débit. Cette résistance est créée lors du déplacement d'une charge à l'aide d'un vérin ou d'un moteur hydraulique.

La pression existant dans un circuit hydraulique est un autre facteur qu'il faut prendre en considération puisque le débit fourni par une pompe diminue en fonction de l'augmentation de cette pression.

Lorsqu'un circuit hydraulique nécessite une haute pression, il faut sélectionner une pompe qui pourra supporter cette pression sans qu'il n'y ait augmentation excessive des fuites volumétriques ni usure prématurée ou bris des pièces causés par des contraintes trop élevées.

Généralement, dans le cas de pressions nominales (en fonctionnement continu) qui ne dépassent pas100 bars, on peut choisir n'importe quel type de pompe.

Par contre, s'il est question d'une pression de 300 bars on sélectionnera une pompe à pistons, car seul ce type de pompe peut supporter des pressions de cet ordre [3].

c) Vitesse de révolution :

La vitesse de révolution d'une pompe hydraulique volumétrique a un effet direct sur le débit fourni par la pompe.

Cependant, il faut respecter les vitesses de révolution nominale (maximale en fonctionne ment continu) et minimale prescrites par le fabricant. La vitesse de révolution nominale établie par le fabricant est basée sur la limite de capacité de la pompe à aspirer le fluide. Si la vitesse nominale est dépassée, les alvéoles ne peuvent s'emplir complètement d'huile lors de l'admission. On dit alors qu'il y a cavitation.

La cavitation est un phénomène très néfaste pour les parties internes d'une pompe hydraulique volumétrique. La vitesse de révolution minimale est fixée par le fabricant afin d'optimiser la transformation de l'énergie, mécanique de la source motrice en énergie fluidique.

De plus, la vitesse minimale doit être respectée afin de s'assurer que, dans le cas d'une pompe à palettes, la force centrifuge soit suffisante pour assurer l'étanchéité entre les palettes et la couronne [3].

d) Fluide :

Le fabricant établit toujours le débit d'une pompe en fonction d'une certaine viscosité du fluide. Si, pour une application donnée, une huile de Viscosité différente est utilisée, il faut prendre quelques précautions avant d'arrêter son choix sur une pompe. Si une viscosité plus faible est utilisée, il peut survenir un manque de lubrification au ni- veau des pièces mobiles de la pompe. Il peut alors survenir des bris ou une diminution du rendement total de la pompe.

Si une huile de viscosité supérieure est utilisée, la pompe pourrait aspirer difficilement le fluide, ce qui peut engendrer de la cavitation et endommager gravement la pompe.

Afin de sélectionner l'huile hydraulique adéquate, il importe également de déterminer les conditions de température auxquelles le circuit hydraulique est soumis.

La viscosité d'une huile hydraulique varie en fonction de la température. Si la température est basse. la viscosité augmente. Si la température est haute, la viscosité diminue.

Avant d'arrêter son choix sur une pompe hydraulique, il faut également s'assurer de la compatibilité des joints d'étanchéité de la pompe avec le fluide utilisé. Les joints d'étanchéité sont offerts en différents matériaux tels que le caoutchouc, le caoutchouc synthétique, le nylon, l'amiante imprégnée de caoutchouc synthétique, le téflon et divers plastiques.

Finalement, il est de toute première importance de prévoir une filtration adéquate du fluide afin de respecter la propreté prescrite par le fabricant. La plupart des fabricants recommandent de recourir à une filtration dont la finesse est située entre 10 et 25 µm [3].

e) Rendement :

Le rendement total d'une pompe hydraulique volumétrique se situe entre 75 et 90 %. Le rendement des pompes à pistons axiaux et radiaux est élevé, celui des pompes à palettes est moyen et le rendement des pompes à engrenage est plutôt faible.

Le rendement d'une pompe est fonction de la vitesse de révolution, de la pression existant au refoulement ainsi que de la viscosité du fluide utilisé.

Lorsque le fabricant indique un rende ment, celui-ci correspond nécessairement à des conditions de fonctionnement précises.

Une pompe dont le fabricant annonce un rendement total de 90 % peut offrir un rendement beaucoup plus faible si l'on utilise un autre type de fluide que celui prescrit ou si les conditions de vitesse et de pression diffèrent.

Il faut toujours sélectionner une pompe en s'assurant que les conditions de fonctionnement dans le circuit à alimenter correspondent à un rendement élevé de la pompe [3].

f) Niveau sonore :

Le bruit engendré par une pompe dépend du type, de la qualité des pièces, de la cylindrée, de la pression de travail et de la vitesse de révolution de la pompe. On considère qu'une pompe qui engendre un bruit de 90 dB (décibels) est bruyante, tandis qu'une autre est considérée

silencieuse si elle émet un bruit d'environ 60 dB. Le bruit émis par une pompe croît beaucoup plus rapidement avec une augmentation de la vitesse de révolution qu'avec une augmentation de la pression ou de la cylindrée [3].

g) Coût d'achat :

Le coût d'achat d'une pompe est un facteur important. Celui d'une pompe à palettes est généralement plus élevé que celui d'une pompe à engrenage, tandis que celui d'une pompe à pistons est plus élevé que celui d'une pompe à palettes. Notez également que le coût d'une pompe à cylindrée variable est plus élevé que celui d'une pompe à cylindrée fixe. Bien que plus coûteuse, une pompe à pistons est toutefois plus performante et offre un meilleur rendement. Il ne faut donc pas se baser uniquement sur le coût d'achat d'une pompe pour arrêter son choix [3].

h) Critères généraux :

A fin d'éviter de mauvaises surprises, il faut également prendre en considération les critères suivants [3] :

- Le type d'accouplement de l'arbre de la pompe (cylindrique à clavette, conique fileté, cannelé)

- Le type de filet et la disposition des orifices.

- Le type de flasque de la pompe (ovale à 2 trous, carré ou rectangulaire à 4 trous).

- Les dimensions de la pompe (hauteur, longueur, largeur).

- La fiabilité de la pompe.

- Les délais de livraison.

- La facilité à obtenir des pièces de rechange.

- La documentation technique disponible.

- La réputation du fabricant.

Tous ces critères peuvent avoir une influence sur le choix définitif d'une pompe.

Chapitre II :

Généralité sur les engrenages

2 Généralité sur les engrenages

2.1 Introduction :

Les engrenages constituent des organes de transmission et de puissance qui se sont largement répandus dans les domaines les plus variés de la construction mécanique. Dans les nombreuses machines, telles que les machines-outils, les véhicules, les appareils de levage, les installations de puissance des navires, etc.…, les engrenages font partie des mécanismes principaux et auxiliaires. La large extension des engrenages est favorisée par leur rendement élevé, leur faible encombrement, leur sécurité de service, leur simplicité d'exploitation. Du fait de la diversité des conditions d'exploitation, la forme des éléments des engrenages et la construction des transmissions est très variée

2.2 Historique :

Les engrenages sont déjà connus des mécaniciens grecs aux Ve siècles av. J.-C., mais ils restent très peu utilisés à cette époque : on leur préfère les cordages et les poulies pour le levage des charges ou la vis pour les fortes poussées (pressoirs) [5].

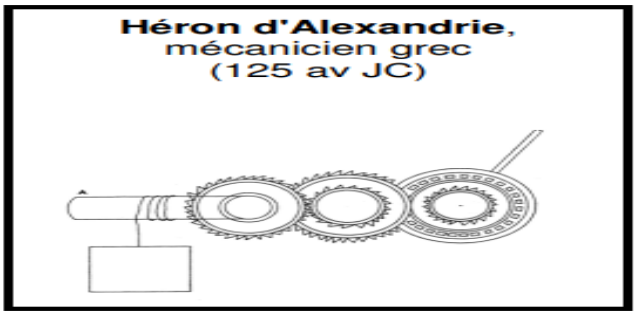


Figure 15 : Héron d'Alexandrie [5].

Au Moyen-Âge, leur utilisation devient courante, à partir du Xe siècle, dans les moulins à eau ou à vent, pour le changement de direction (roue ou des ailes verticales et meules horizontales) et la démultiplication du mouvement de la roue ou des ailes des moulins.

Ces premiers engrenages réellement utilisables sont en bois, à axes parallèles et denture droite extérieure. Leurs dents sont constituées par des barreaux de bois fichés à force dans des alésages pratiqués sur le pourtour de larges tambours de bois. Cette disposition primitive permet l'engrènement de deux roues dont les axes sont dans un même plan aussi bien parallèle que sécants.

Elle évolue à la fin du Moyen Âge sous la forme d'engrenages dits « à lanterne », composés d'une roue dentée s'engrenant dans un tambour formé de deux disques en bois reliés par des barreaux capables de transmettre des efforts plus importants [5].

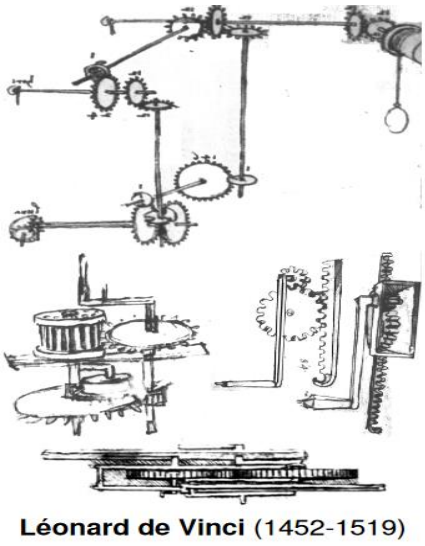


Figure 16 : engrenage de Léonard de Vinci [5].0

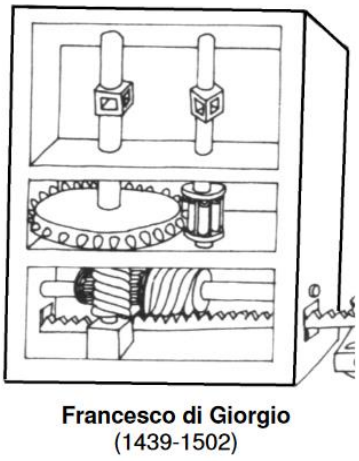


Figure 17 : engrenage de Francesco di Giorgio [5].

Ces premiers engrenages conviennent aux mouvements lents des moulins, car ils peuvent transmettre des efforts importants.

Ils se perfectionnent au XVe siècle grâce aux ingénieurs italiens, comme Francesco di Giorgio ou Léonard de Vinci, qui étudient les premiers engrenages complexes en bois [5].

L'engrenage métallique, plus précis et plus facilement utilisable, se généralise d'abord au XVIIe siècle dans la petite mécanique et l'horlogerie grâce aux travaux de La Hire, ou d'Euler au siècle suivant, puis connaît son essor définitif avec l'apparition de machines puissantes et rapides au XIXe siècle et les travaux de Poncelet ou de Willis [5].

2.3 Définition d'un engrenage :

Un engrenage est un mécanisme composé de deux roues dentées mobiles autour d'axes de position fixe et dont l'une entraîne l'autre par l'action de dents successivement en contact et on dit que les deux roues sont conjuguées.

La petite roue se nome le pignon, la grande roue extérieure s'appelle la roue, la grande roue intérieure s'appelle la couronne. L'une des roues peut avoir un rayon infini, elle s'appelle alors une crémaillère.

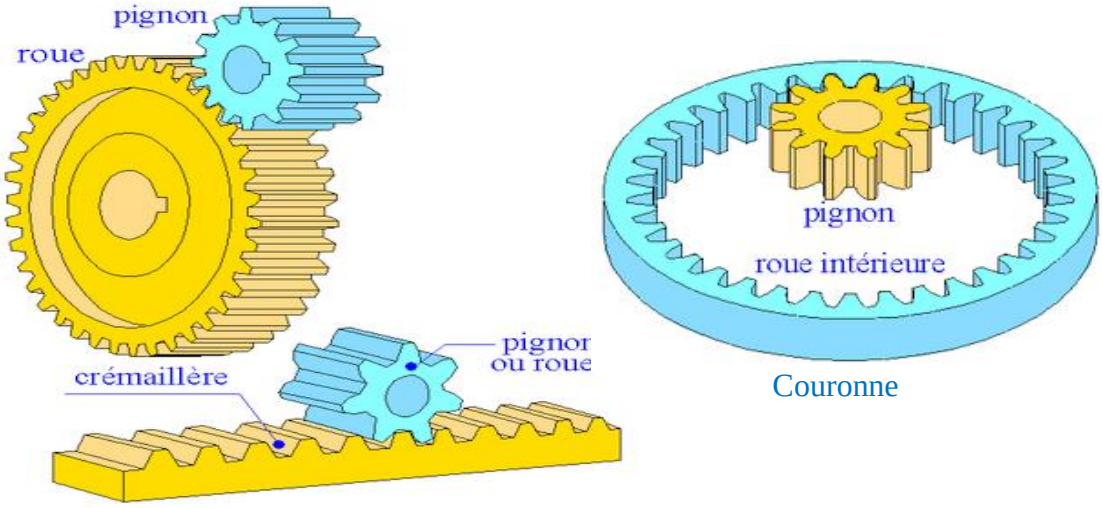


Figure 18 : les engrenages.

2.4 La fonction d'un engrenage :

Les engrenages peuvent avoir diverses utilités [6] :

• Réduction et/ou variation de la fréquence de rotation entre 2 arbres.

• Réduction/Augmentation du couple moteur.

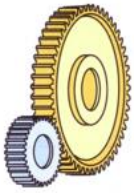
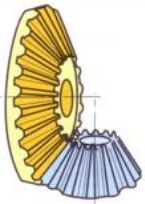
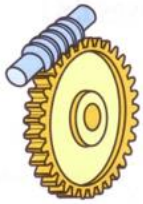
• Transmission d'un mouvement de rotation.

• Transformation des caractéristiques d'un mouvement.

2.5 Les différents types d'engrenages :

Suivant la fonction qu'ils ont à réaliser, les engrenages peuvent avoir différentes formes et différentes caractéristiques de denture. Il y a 3 catégories d'engrenages [6] :

Tableau 1 : Types d'engrenages.

Les engrenages droits (à axes parallèles)	Les engrenages coniques (à axes concourants)	Les engrenages gauches
		

2.5.1 Les engrenages à axes parallèles :

a) Les engrenages droits à denture droite :

<u>Caractéristiques des dentures</u> :

Les plus simples et les plus économiques, ils sont utilisés pour transmettre la puissance et le mouvement entre 2 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 dents" ce qui entraîne des chocs d'engrènement. Leur utilisation est généralement bruyante et génère des

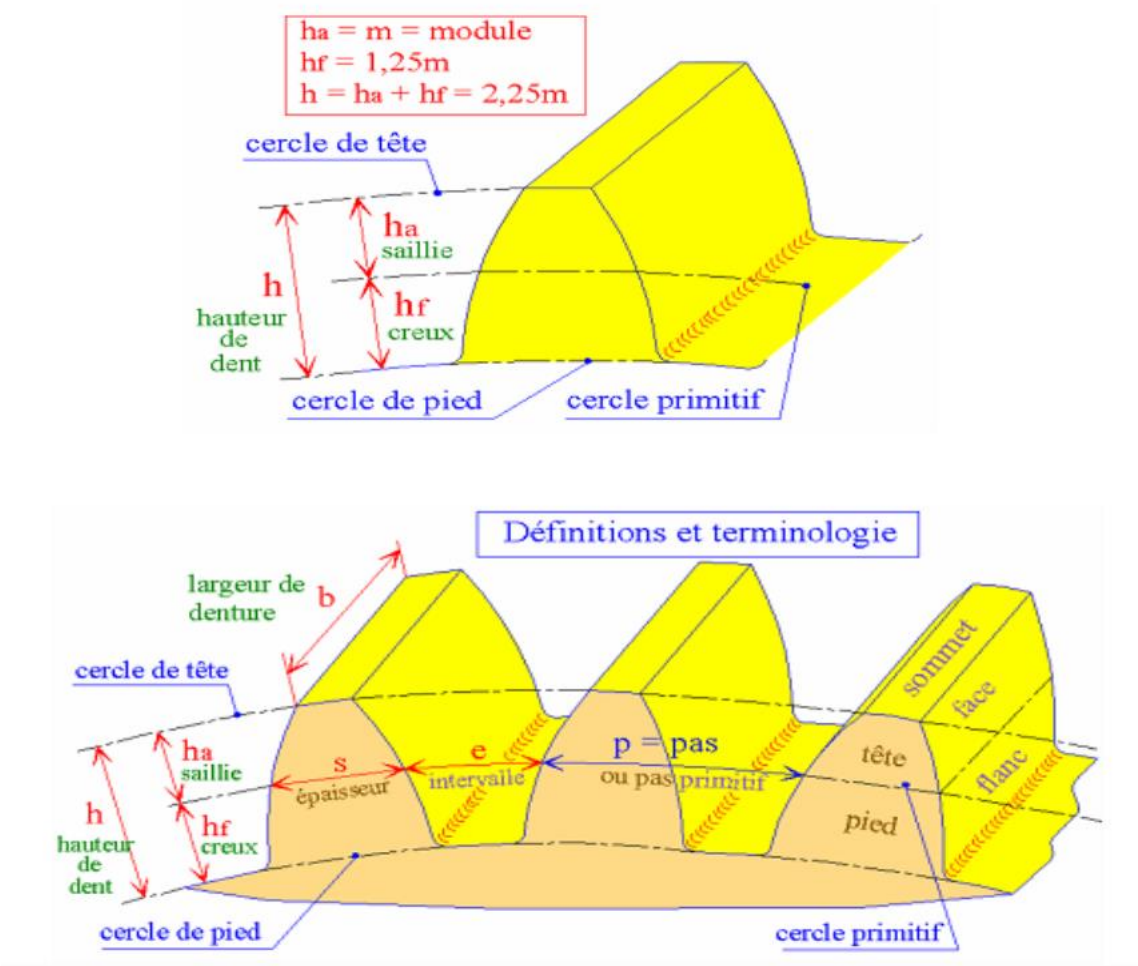


Figure 19 : Dimensionnement de l'engrenage.

Tableau 2 : Dimensionnement de l'engrenage.

Désignation	Symbole	Proportion
Nombre de dents	Z	13 mini
Module	m	RDM
Diamètre primitif	d ou d_p	d = m.Z
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2.m$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d-2.5m$
Pas primitif	p	$p = \pi.m$
Largeur de denture	b	$b = k^{(1)}.m$
Hauteur de denture	h	h = 2.25m
Hauteur de saillie	h_a	$h_a = m$
Hauteur de creux	h_f	$h_f = 1.25m$

k : coefficient de largeur de denture

<u>Le module</u> (m) :

Le module d'une denture est la valeur qui permet de définir les caractéristiques d'une roue dentée. C'est le rapport entre le diamètre primitif de la roue et le nombre de ses dents. Le module est une grandeur normalisée [6].

Remarque : L'épaisseur de la dent et sa résistance dépendent du choix du module. Ce choix ne doit pas être improvisé mais doit se faire après un calcul de RDM [6].

<u>Modules normalisés</u> (mm) :

Tableau 3 : modules normalisés [6].

Série Principale		
0.5	1.25	3
0.6	1.5	4
0.8	2	5
1	2.5	6

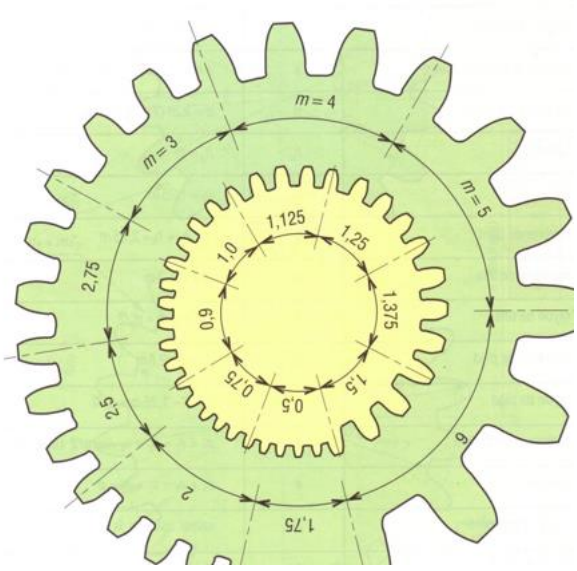


Figure 20 : le module [6].

<u>Le diamètre primitif</u> (d_p) :

Les diamètres primitifs de deux roues dentées formant un engrenage sont des cercles fictifs tangents [6].

$$d_p = m.Z$$

<u>Expression de l'entraxe</u> (a) :

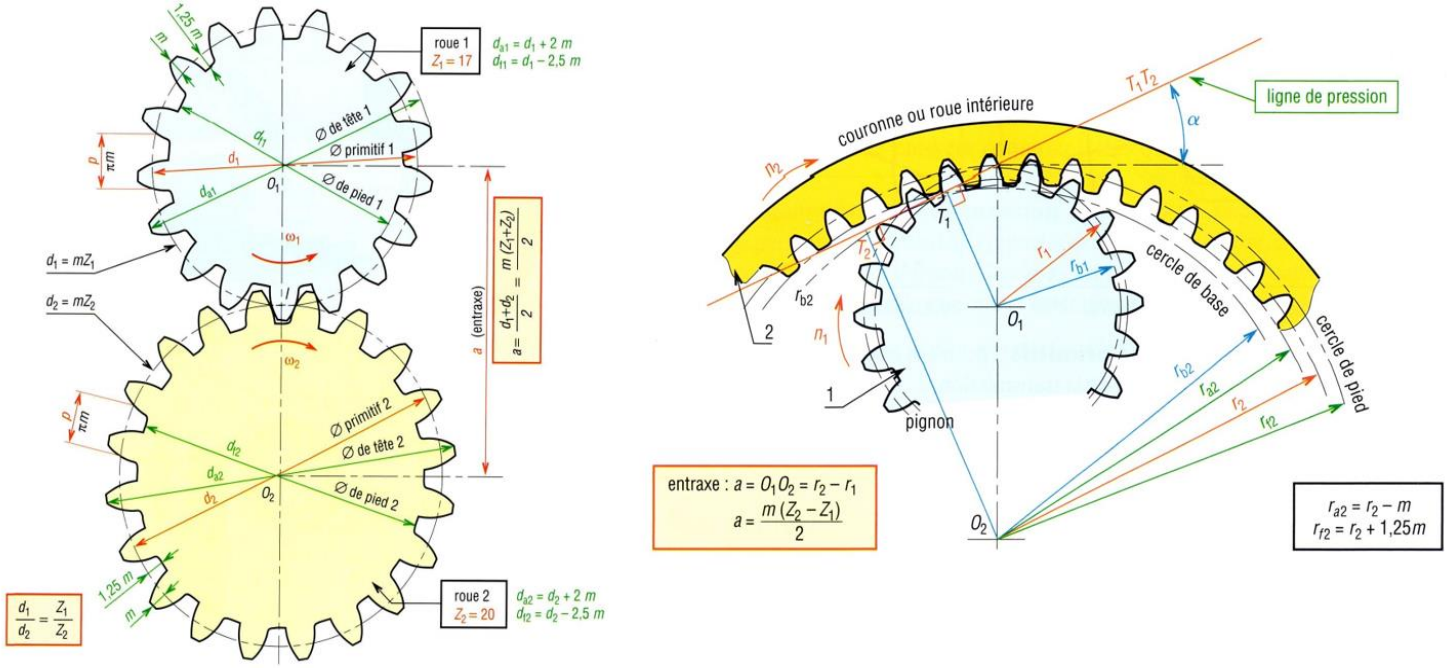


Figure 21 : l'entraxe [6].

b) Les engrenages droits à denture hélicoïdale :

Ils transmettent un mouvement et une puissance entre 2 arbres parallèles. L'angle d'inclinaison de la denture est le même pour les 2 roues, mais de sens opposé. Leurs axes peuvent être orthogonaux (cas des engrenages gauches) [6]

Caractéristiques des dentures :

Plus complexes, à taille égale, ils sont plus performants que les précédents pour transmettre puissance et couple. Du fait d'une meilleure progressivité et continuité de l'engrènement (2, 3, ou 4 dents toujours en prise), ils sont aussi plus souples et silencieux. L'inclinaison de la denture engendre des efforts axiaux suivant l'axe de l'arbre qui doivent être supportés par les paliers [6].

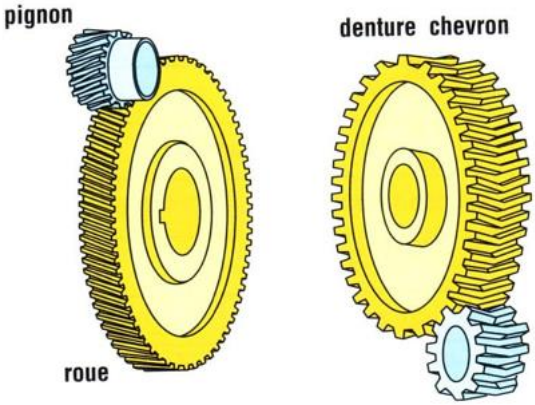


Figure 22 : engrenages à denture Hélicoïdale [6].

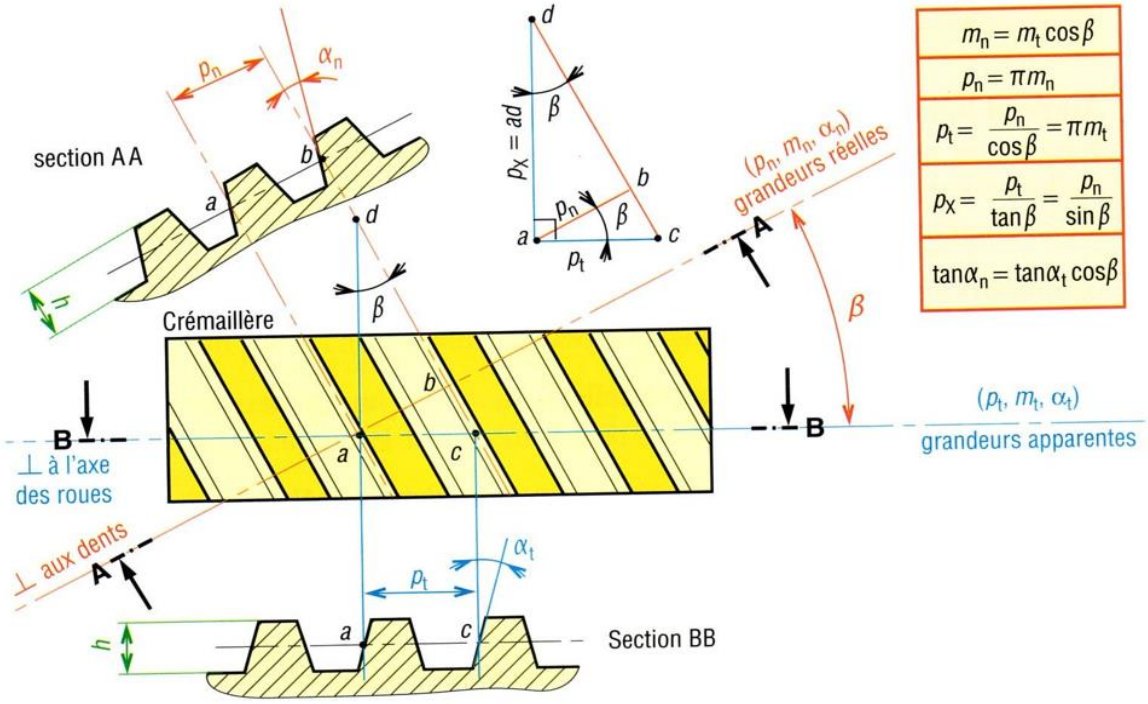


Figure 23 : Dimensionnement de l'engrenage [6].

Tableau 4 : Dimensionnement de l'engrenage [6].

Désignation	Paramètres	Observations
Module réel	m_n	calcul de R.D.M.
Module apparent	m_t	$m_t = p_t / \pi$
Angle d'hélice	β	$15° < \beta < 30°$
Pas primitif réel	p_n	$p_n = \pi.m_n$ $p_n = p_t.\cos\beta$
Diamètre primitif	d	$d = m_t.Z = m_n.Z / \cos\beta$
Angle de pression réel	α_n	généralement 20°
Largeur de la dent	b	$b = k.m_n$

c) Les engrenages coniques :

C'est un groupe important utilisé pour transmettre un mouvement entre deux axes non parallèles dont les axes sont concourants. Les axes à 90° sont les plus courants.

Les surfaces primitives ne sont plus des cylindres mais des cônes (cônes primitifs). Les cônes sont tangents sur une ligne MM' et leur sommet commun est le point S. C'est aussi le point d'intersection des axes de rotation des 2 roues [6].

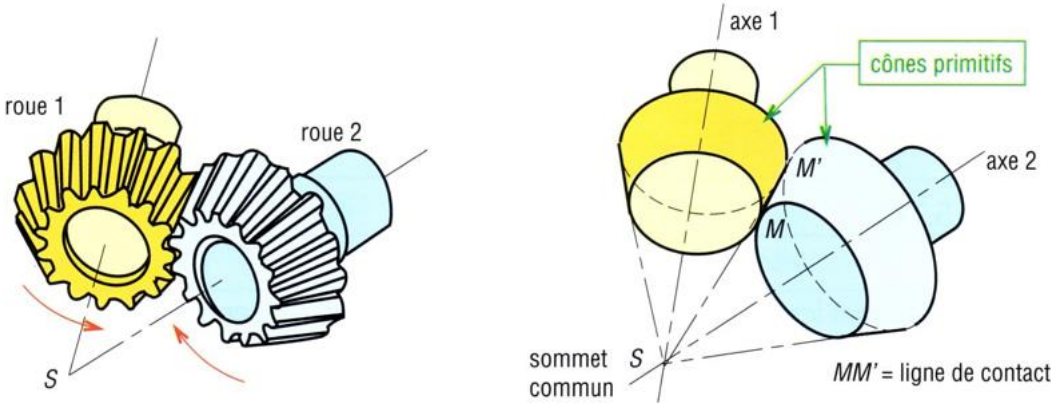
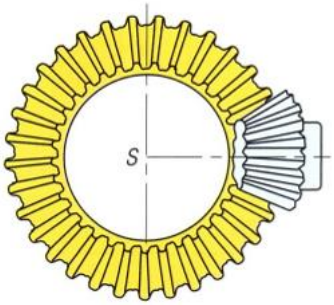


Figure 24 : engrenage conique [6].

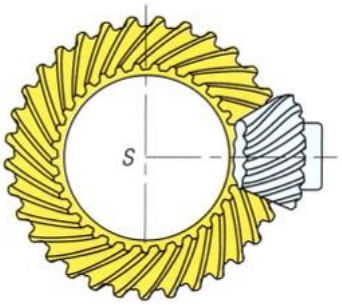
On distingue :

denture droite



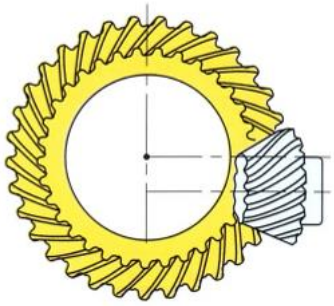
Les engrenages coniques à denture droite : Les plus simples et les plus utilisés. Pour des fréquences de rotation élevées, ils présentent les mêmes inconvénients que les engrenages à denture droite [6].

denture hélicoïdale ou spirale



Les engrenages coniques à denture spirale : Ils permettent de diminuer les bruits à très grande vitesse et assurent une plus grande progressivité de transmission [6].

denture hypoïde



Les engrenages hypoïdes : Les axes de roues sont orthogonaux mais non concourants. Ils constituent une variante complexe des précédents avec les mêmes qualités générales [6].

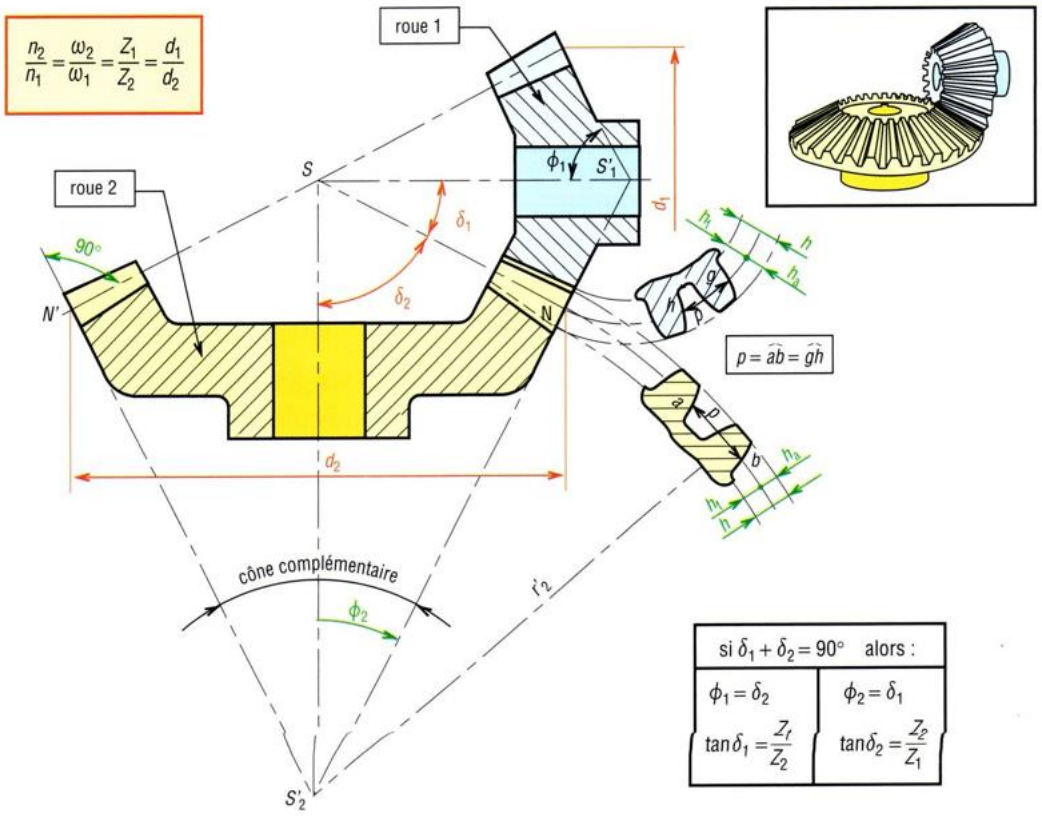


Figure 25 : Dimensionnement de l'engrenage [6].

e) Les engrenages gauches :

La transmission du mouvement se fait entre deux arbres orthogonaux. Ces engrenages permettent de grands rapports de réduction (jusqu'à 1/200) et offrent des possibilités d'irréversibilité. Ils constituent les engrenages à l'engrènement le plus silencieux et sans chocs. En contrepartie le glissement et le frottement important provoquent un rendement médiocr.

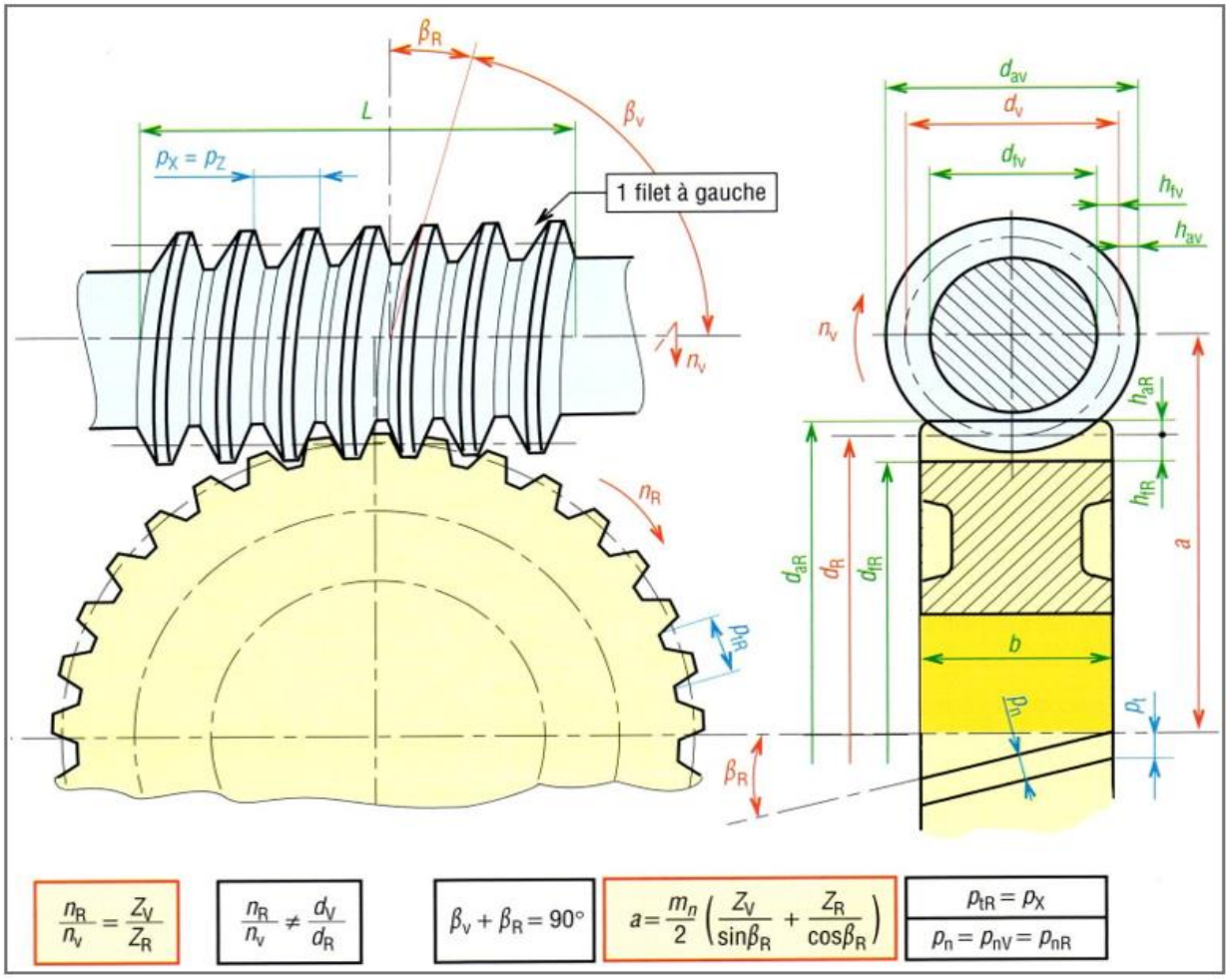


Figure 26 : Dimensionnement de l'engrenage [6].

Caractéristiques cinématiques et géométriques :

Les caractéristiques de la roue sont celles d'une roue dentée à denture hélicoïdale. Le paramètre Z_v représente le nombre de filets de la vis (de 1 à 8 filets, parfois plus).
Le pas axial P_x mesure la distance (suivant l'axe) entre 2 filets consécutifs de la vis. Le pas de l'hélice P_z représente le pas du filet ou d'un des filets de la vis. ($P_z = Z_v.P_x$ et $\tan ß_R = Pz / \pi d_V$).

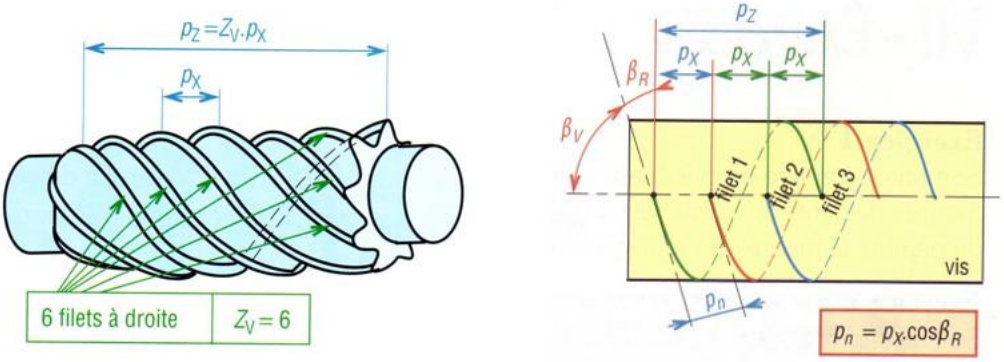


Figure 27: Dimensionnement de l'engrenage [6].

Et comme notre étude est basée sur la pompe hydraulique à engrenage externe, on va concentrer plus sur les engrenages droits à denture droites :

2.6 Profil des dents :

Les dents doivent permettre de toujours maintenir les deux roues en contact, d'assurer une rotation continue d'une roue par rapport à l'autre et de ne pas bloquer le fonctionnement de l'engrenage. Le profil d'une dent de roue dentée n'est ni une droite ni un arc de cercle [7].

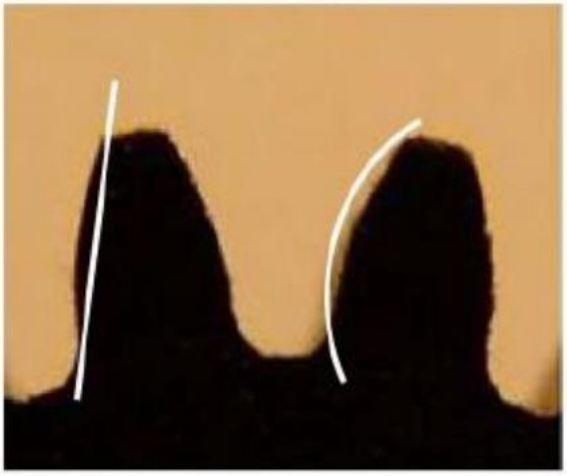


Figure 28 : Profil d'une dent en comparaison avec une droite et un arc de cercle [7].

2.7 Profils conjugués :

2.7.1 Définition :

Les intersections des surfaces des dentures d'une roue cylindrique, avec un plan perpendiculaire à l'axe de rotation de la roue, sont appelées profils.

On dit que deux profils sont conjugués s'ils restent constamment tangents, pendant le temps où les surfaces de dentures en contact assurent la transmission.

Le profil, utilisé pour les engrenages, est en général la développante de cercle [8].

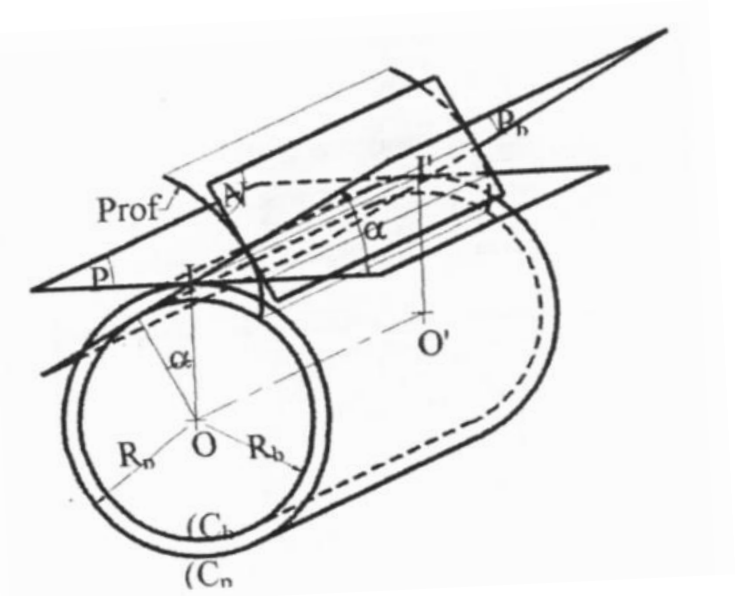


Figure 29 : Cylindre primitif plan de Génération [8].

2.7.2 Profil en développante de cercle :

La développante d'un cercle (c), dit de base, de centre O, de diamètre D, est la trajectoire dans le repère R (O, x, y, z) lié à (c) d'un point M appartenant à une droite D et qui roule sans glisser

sur C. Une développante est également l'enveloppe de la normale en M à D dans le mouvement de D par rapport à C [9].

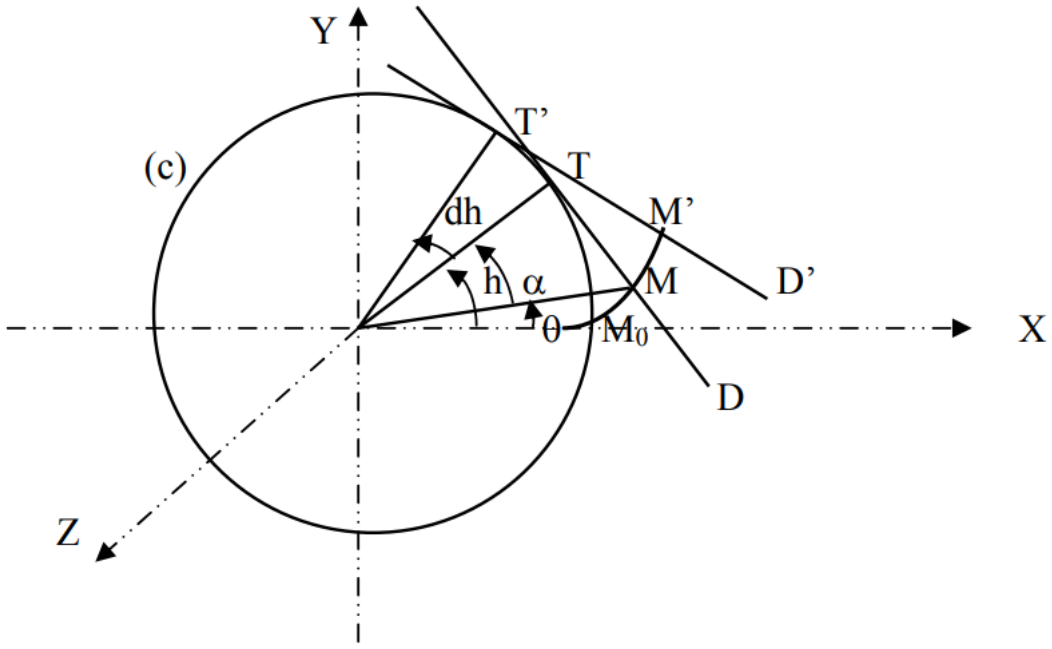


Figure 30 : Développante de cercle.

T : centre instantané de rotation du mouvement de D par rapport à C.

C : base de ce mouvement (centre de base).

D : roulante de ce mouvement.

θ : définit la position du point M sur le profil en développante de cercle.

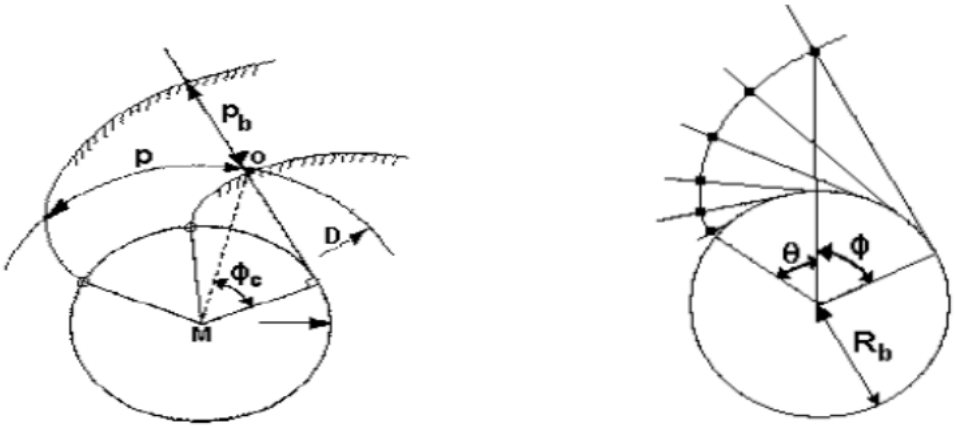
H : définit la position du point T sur le cercle de base.

α : repère la position angulaire du point T par rapport au point M.

2.7.3 Principe de la développante de cercle (cas de denture droite) :

En faisant rouler sans glisser une droite sur un cercle, chaque point de cette droite décrit, relativement au cercle, une courbe qui s'appelle une développante de cercle (**Figure 31**).

Cette dernière peut aussi être matérialisée par un fil sous tension que l'on déroule d'un cercle : le bout du fil décrit la développante relativement au cercle duquel il est déroulé



$$\theta = \tan\varphi - \varphi = inv\varphi$$

Figure 31 : schématisation de la développante de cercle [9].

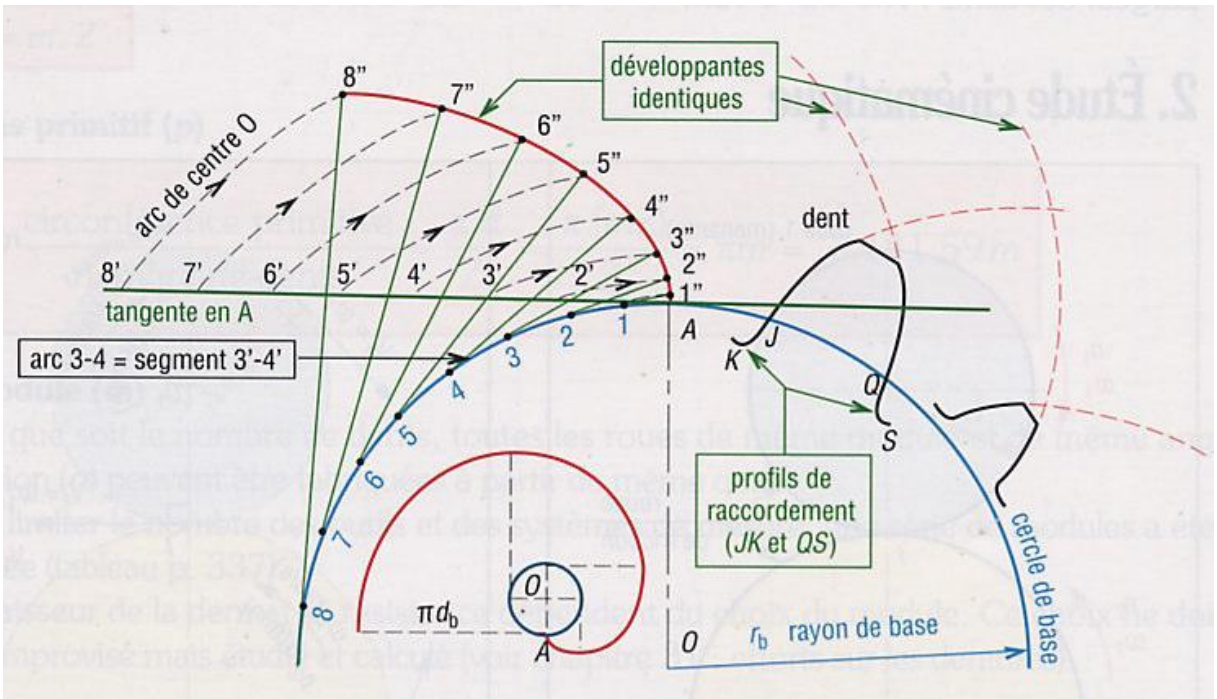


Figure 32 : profil en développante de cercle.

2.8 Ligne d'engrènement ou ligne d'action :

L'approche se définit comme étant la phase où le point de contact C entre une paire de dents sur la ligne d'action se déplace de T1 à O, soit du début du contact jusqu'au point primitif. La retraite se définit comme étant la phase où le point de contact C entre une paire de dents sur la ligne d'engrènement se déplace de O à T2, soit du point primitif jusqu'à la fin du contact ; la **(figure 33)** représente approche et retraite dans un couple d'engrenage [10].

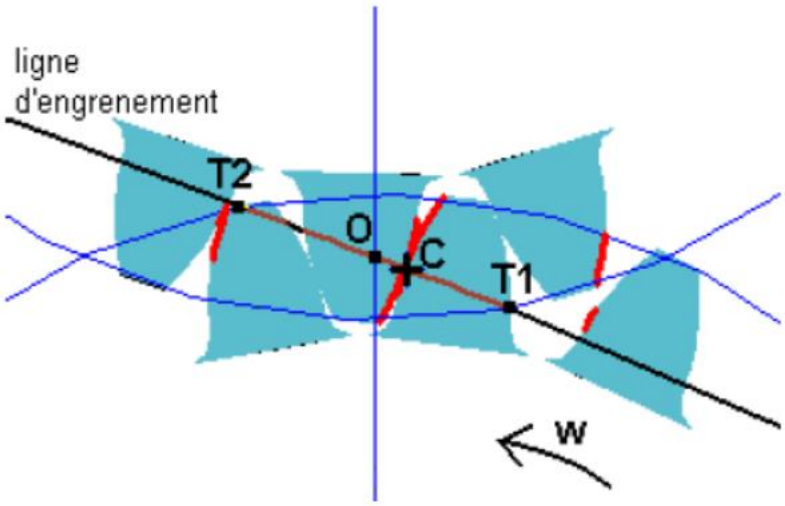


Figure 33 : ligne d'engrènement (ou d'action) [10].

Pour assurer une transmission continue du mouvement, il est nécessaire qu'un nouveau couple de dents soit en approche avant que le couple précédent termine sa retraite. Il faut, qu'il y a au moins un couple de dent qui soit toujours en prise [10].

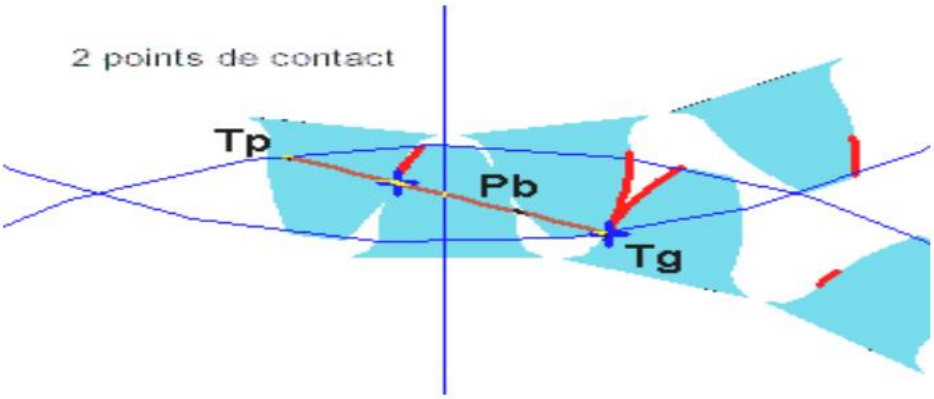


Figure 34 : couple de dents en contact [10].

Cette condition s'écrit : $T_pT_g > P_b$.

T_pT_g : Distance entre le point T p et le point Tg le long de la ligne d'engrènement.

Pb : Pas de base : distance entre deux dents consécutives le long de la ligne d'engrènement.

2.9 Interférences :

On a vu précédemment que pour avoir un engrènement correct, il faut que le point de contact des profils reste sur le segment T_1T_2

Le mouvement se fait sans interférence, si le point de contact se fait au delà du cercle de base **(figure 35)** [10]**.**

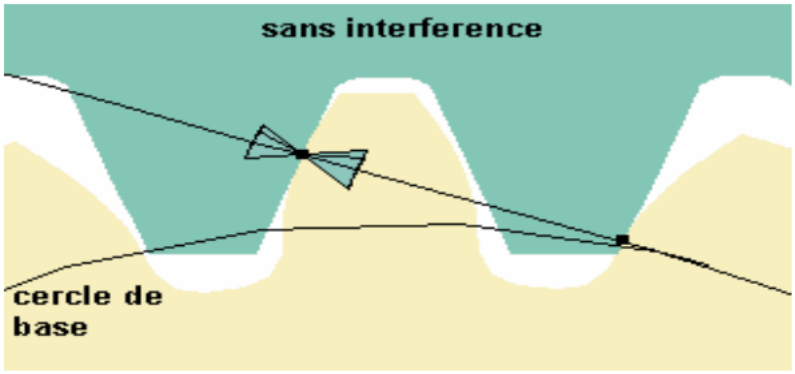


Figure 35 : Fonctionnement sans interférence [10].

S'il en est autrement, c.-à-d. le contact se fait en dessous du cercle de base, on dit qu'il y a interférence **(figure 36).**

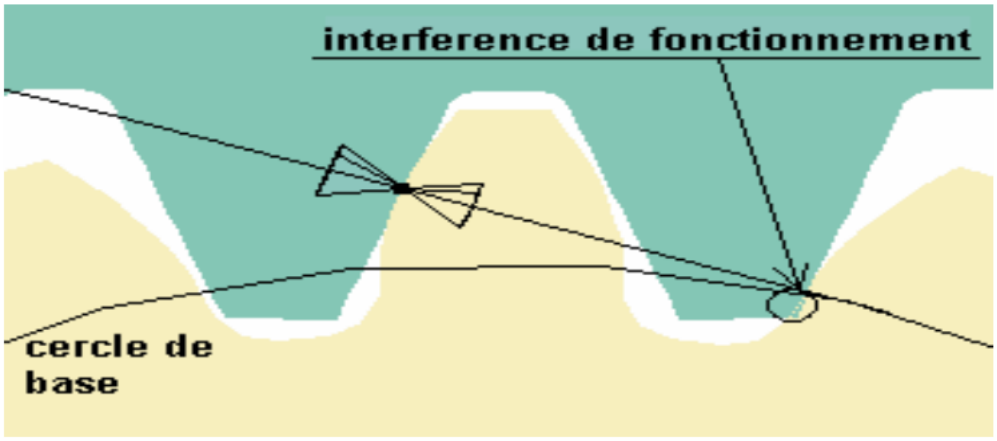


Figure 36 : Interférence de fonctionnement [10].

Cela peut se produire dans deux cas :

- Lorsque le nombre des dents du pignon menant est faible devant celui de la roue menée ; il y a alors coincement des dents : c'est l'interférence de fonctionnement.

- Lors du taillage, si le nombre de dents de l'engrenage taillé est insuffisant, il y a interférence de fabrication. Ce phénomène se traduit par une diminution de la section en pied de dent (**Figure 37**) qui sera alors fragilisée puisque le profil de raccord de la dent interfère avec une portion du profil utile de la développante de cercle [10].

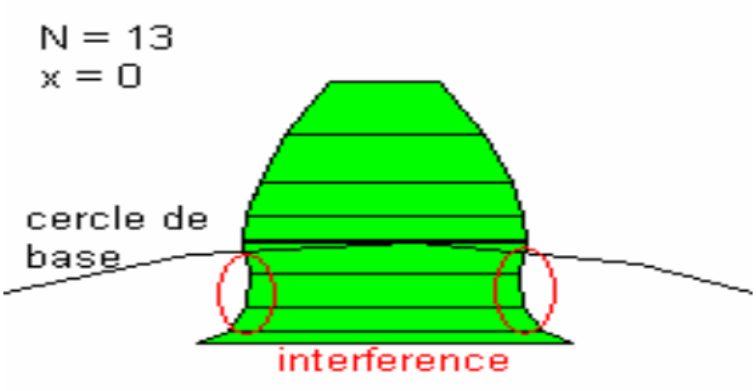


Figure 37 : interférence de fabrication [10].

Cette condition s'écrit : N* = **2 sin** 2 φ

Où N * est le nombre de dents minimum pour éviter ce type d'interférence. Φ est l'angle de pression.

Si le nombre de dents est imposé et inférieur à N*, on peut résoudre le problème d'interférence de fabrication en effectuant un déport de denture x. Ceci revient à déplacer radialement la crémaillère lors du taillage.

Le facteur de déport minimum : x=1- N **N**∗

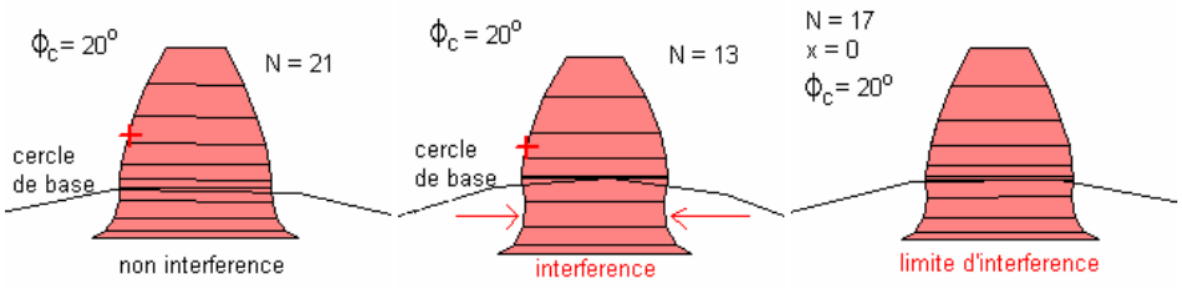


Figure 38 : limite d'interférence [10].

2.10 Fonctionnement avec jeu :

Le jeu B est nécessaire pour le bon fonctionnement des engrenages. Il permet une bonne lubrification et évite le blocage en cas de dilatation due à une variation de température.

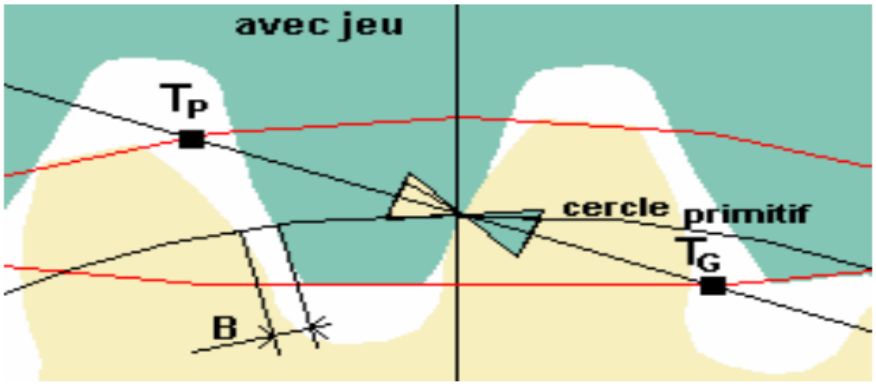


Figure 39 : Fonctionnement avec jeu [10].

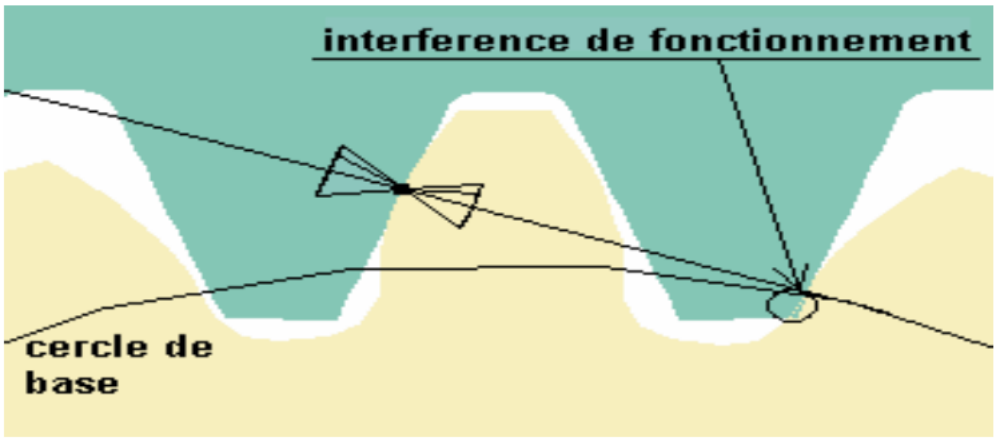


Figure 40 : Fonctionnement sans jeu [10].

Le jeu peut être contrôlé par une modification d'entraxe, un déport de fabrication ou une modification de l'épaisseur des dents de l'outil à taillage

2.11 Correction de denture :

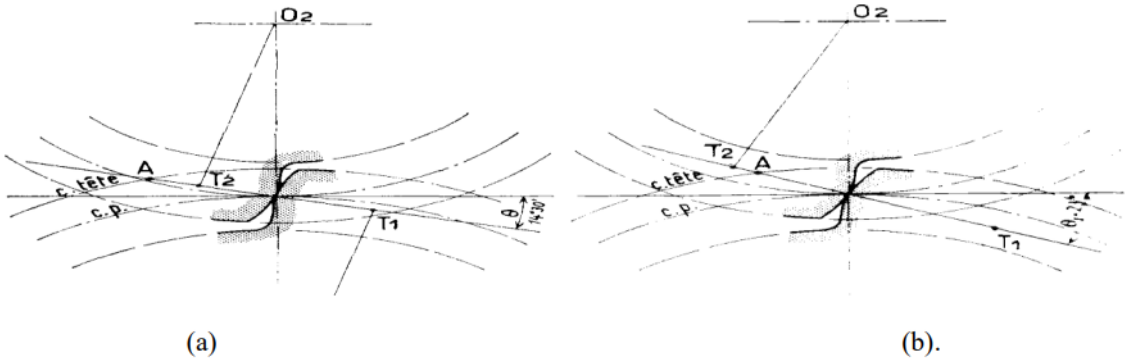
C'est pour éviter les interférences que les corrections de denture ont été introduites dans la construction des engrenages. Elles apportent, de plus, des améliorations plus très sensibles en ce qui concerne la résistance des dents et, pour certaines d'entre elles, en ce qui concerne l'usure.

Les corrections de denture sont réalisées soit par augmentation de l'angle de pression, soit par emploi de denture déportée [10].

2.11.1 Par augmentation de l'angle de pression :

Avec les éléments de l'engrenage représenté sur **(la Figure 41 (a))**, il y a une interférence

A $\notin$ [T1T2]. En augmentant α **(Figure 41 (b))**, donc **A** $\in$ [T1T2].



(a) (b).

Figure 41 : correction de denture par augmentation de l'angle de pression [10].

2.11.2 Par emploi de dentures déportées :

Le déport de denture se définit par la formule :

$\delta = m.\ x$ **Avec :** m : module (mm)
x : coefficient de déport (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 :

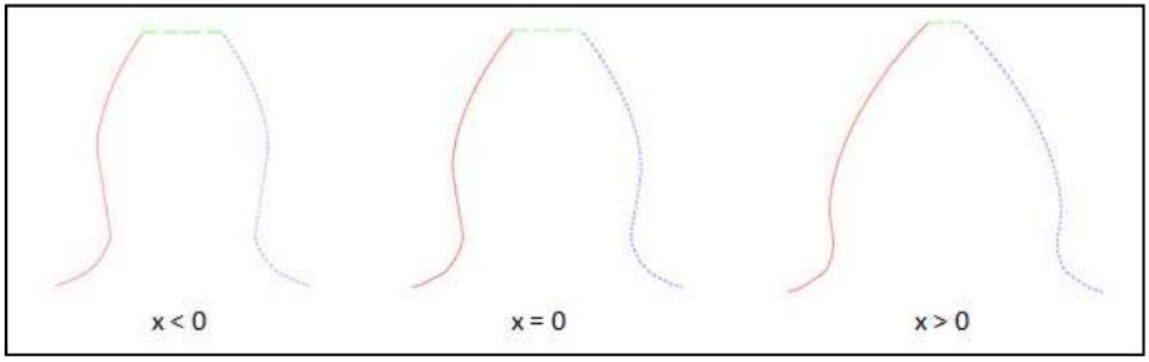


Figure 42 : Influence du déport sur la forme de la denture droite [12].

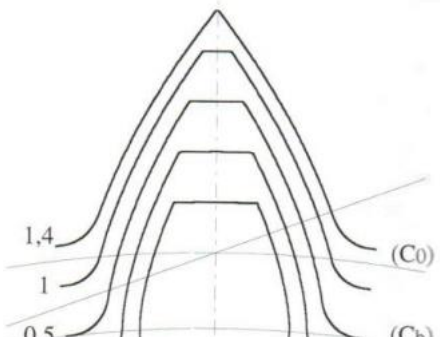


Figure 43 : Influence du déport et la position de la dent par rapport à la géométrie de Référence [11].

• **S i x > 0 :** la denture est déportée positivement ⟶la crémaillère s'éloigne du pignon. 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 denture est déportée négativement ⟶ la crémaillère se rapproche du pignon. La dent se creuse progressivement au niveau de son pied (risque de fragilisation) au contraire de l'épaisseur de tête qui augmente.

• **Si x1 + x2 = 0 :** le déport de denture est réalisé sans variation d'entraxe.

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 :

$$\mathbf{-1 < X_1 + X_2 < 1.5}$$

a) Denture déportée sans variation d'entraxe :

(La figure 44) représente un pignon de 10 dents et une crémaillère en prise. La crémaillère est l'outil qui va tailler le pignon. On a figuré le cercle primitif du pignon et la droite primitive de la crémaillère, qui sont invariables.

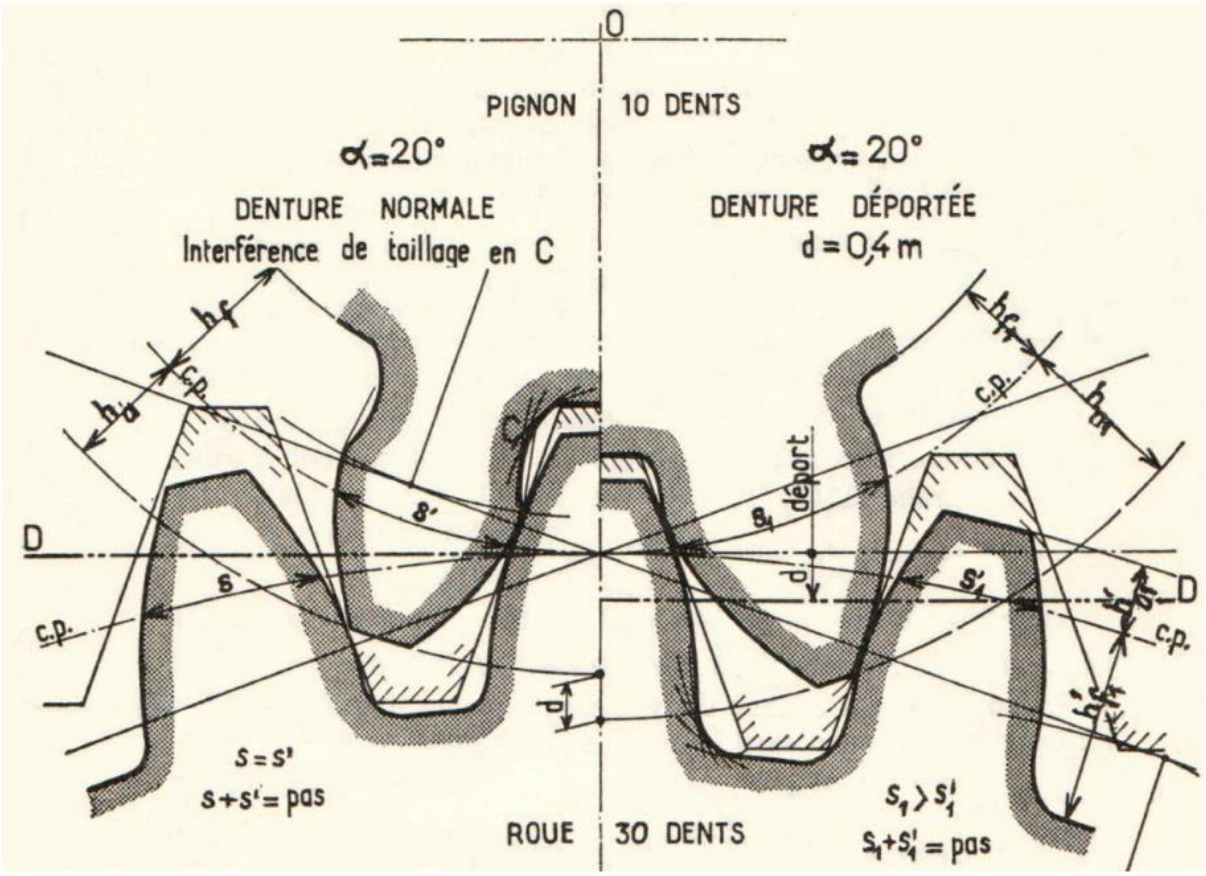


Figure 44 : Influence du déport de denture d sur le profil de dent [11].

Dans la partie gauche, la crémaillère est placée pour tailler une denture normale, la droite de référence a été placée sur la droite primitive.

Dans la partie droite, sans que le cercle primitif et la droite primitive aient changé (le mouvement primitif pignon crémaillère restera le même).

La crémaillère a été éloignée du pignon d'une quantité d dite déport (positive dans ce cas). Si on taille le pignon dans ces conditions, on obtient des dents de même hauteur que des dents normales, mais qui sont décalées radialement par rapport à elles (et par conséquent par rapport au cercle primitif) de la quantité d.

b) Denture déportée avec variation d'entraxe :

Le pignon et la roue sont taillés avec des déports, égaux ou non, mais généralement tous deux Positifs. L'engrènement ne peut se faire qu'en modifiant l'entraxe **(Figure 45)**

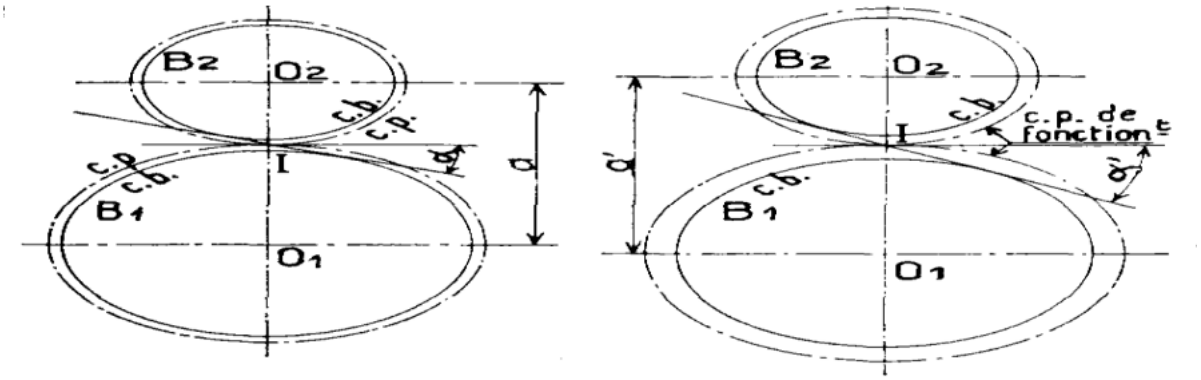


Figure 45 : Denture déportée avec variation d'entraxe [10].

c) Limites du déport de denture :

La crémaillère de taillage s'enfonçant moins dans le pignon, elle devra s'enfoncer plus sur la roue. L'opération est possible tant que l'on ne reporte pas l'interférence sur la roue.

Dans le cas où Z1+Z2< 34 ; il faudra envisager un déport de denture avec variation d'entraxe.

2.12 Le rapport de réduction :

On peut assimiler l'engrènement d'un pignon et d'une roue au roulement sans glissement de deux cercles primitifs l'un sur l'autre.

Le rapport de transmission de l'engrènement est alors [10] :

$$\boldsymbol{i = \frac{\eta p}{\eta r} = \frac{Nr}{Np} = \frac{D}{d}}$$

η_p : Vitesse de rotation du pignon.

η_r: Vitesse de rotation de la roue.

N_r : nombre de dents de la roue.

N_p : nombre de dents du pignon.

D : diamètre de la roue

d : diamètre du pignon.

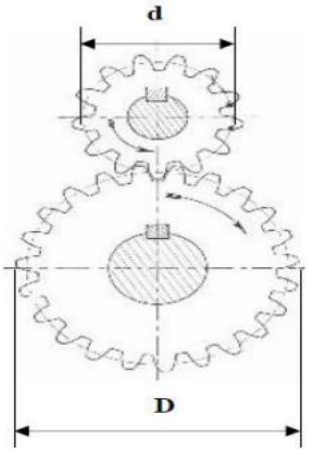


Figure 46 : rapport de réduction [10].

2.13 Angle de pression :

Pour une position de contact quelconque entre le pignon et la roue le long de la ligne d'engrènement, les angles de pressions respectifs Ør de la roue et Øp du pignon sont différents. Cependant, lorsque ce point de contact se fait en O (point primitif), les angles de pression deviennent égaux à Øc qui est aussi l'angle de pression de l'outil de taillage [7].

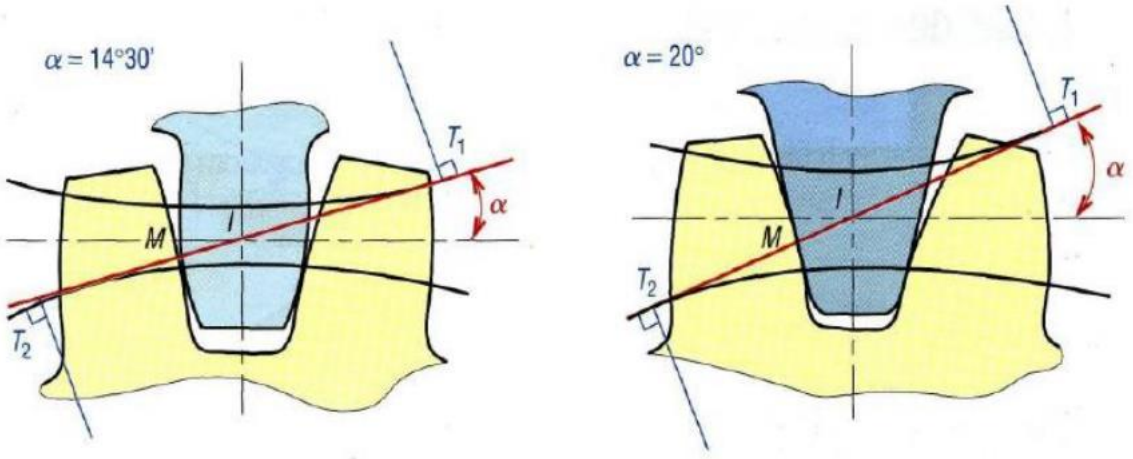


Figure 47 : Angle de pression [7].

2.14 Coefficient de correction de denture :

Lorsque le nombre de dents devient infini, le cercle primitif devient une droite, une crémaillère est obtenue. Øc est l'angle de pression de la crémaillère est constant le long du profil de la dent **(Figure 48**) [10].

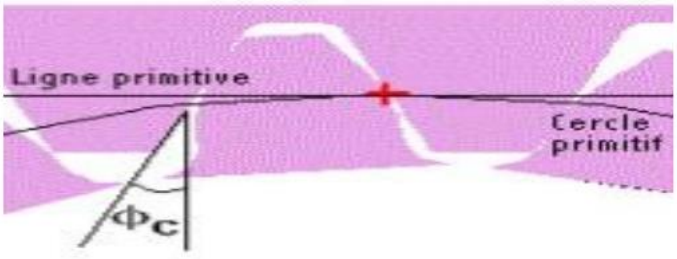


Figure 48 : Coefficient de correction de denture [10].

Par exemple un outil - crémaillère est utilisée pour tailler un pignon ou une roue. En faisant rouler sans glisser la droite primitive de la crémaillère sur le cercle primitif du pignon, et en y associant un mouvement de coupe transversale, un profil en développante de cercle est obtenu.

L'engrènement d'un pignon et d'une roue peut être assimilé au roulement sans glissement de deux cercles primitifs l'un sur l'autre. Le rapport de réduction de l'engrenage est alors [10] :

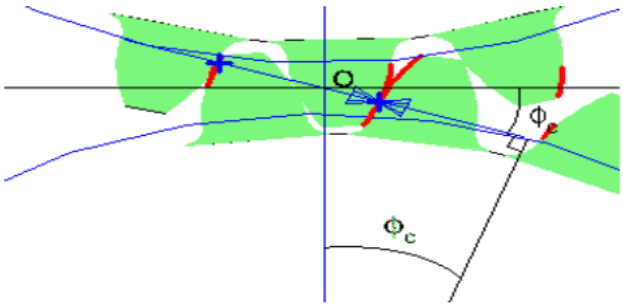


Figure 49 : Angle de pression [10].

Chapitre III :

L’effet de la géométrie de la denture des pignons sur les performances de la pompe hydraulique à engrenage extérieur

3 L’effet de la géométrie de la denture des pignons sur les performances de la pompe hydraulique à engrenage extérieur

3.1 Pompe hydraulique à engrenage extérieur :

3.1.1 Description théorique général :

Un corps en alliage d’aluminium contient deux pignons à denture extérieure. Deux orifices latéraux, l’orifice d’alimentation un peu plus grand que celui du refoulement, pour réduire les pertes en charges, l’autre de refoulement strictement à l’opposé.

Á l’intérieur du carter deux pignons à denture droite, un pignon est menant et lié par un moteur de la pompe hydraulique et un pignon mené. Deux flasques enserrent les pignons et assurent l’étanchéité, et des joints pour délimiter la pression qui s'exerce sur les surfaces.

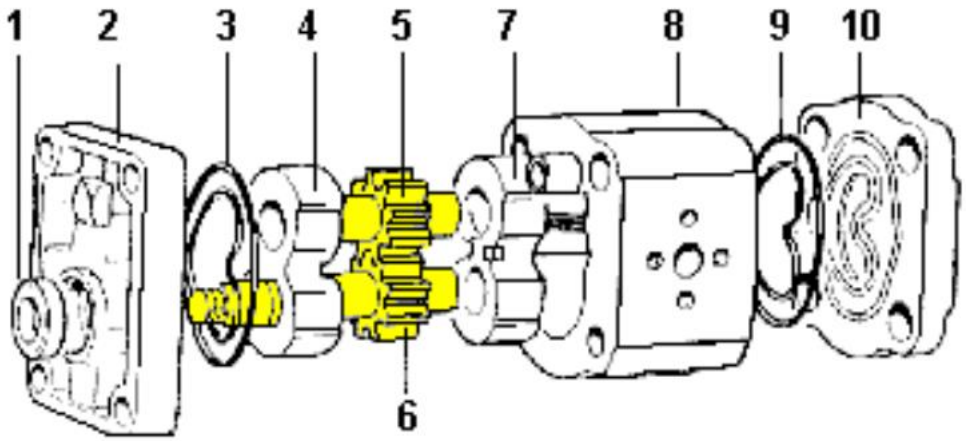


Figure 50 : pompe hydraulique à engrenage extérieur à denture droite [13].

1- bague d’étanchéité avant.
2- couvercle avant (flasque avant).
3- joints toriques.
4- jumelle avant.
5- pignon à denture extérieure mené.
6- pignon à arbre menant.
7- jumelle arrière.
8- corps de pompe.
9- joint toriques arrière.
10- couvercle arrière.

3.1.2 Fonctionnement :

Ce type de pompe comporte un grand nombre de variantes qui diffèrent entre elles soit 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. 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.

Ces pompes peuvent tourner vite (2 000 à 3 000 tr/min), elles sont relativement silencieuses et permettent d’atteindre des pressions moyennes au refoulement de l’ordre de 20 à 50 bars. Par contre, elles nécessitent d’avoir quatre coussinets, et deux ou quatre boîtiers d’étanchéité suivant le principe d’entraînement des engrenages.

Enfin, elles n'admettent pas le passage de particules solides sous peine de destruction totale [14].

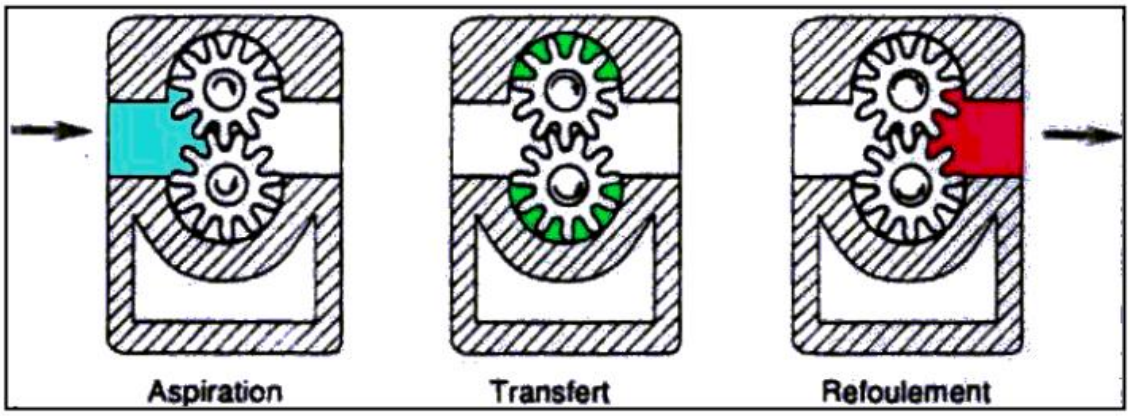


Figure 51 : Principe de fonctionnement d'une pompe à engrenages extérieurs [15].

3.1.3 Domaine d'utilisation :

On trouve les pompes à engrenages :

- Dans des circuits de commande d'avions.
- Dans les industries.
- Dans les machines agricoles.
- Dans les engins de travaux publics.

3.1.4 Avantages et inconvénients d'une pompe à engrenage extérieur :

Tableau 5 : les avantages et les inconvénients.

Les avantages	Les inconvénients
- Débit régulier. - Débit réglable. - Précision du débit. - Rendement élevé. - Encombrement réduit.	- Sensible aux particules. -Sensible aux liquides corrosifs. - Mécanique compliquée.

3.1.5 Modélisation de la pompe à engrenages :

Voici les spécifications standard et non standard de la pompe à engrenage extérieur sélectionnés pour cette étude :

A) engrenage standard :

Module : 4.5 (mm)

Largeur d'engrenage : 36 (mm)

Facteur de correction : 0

Angle de pression : 20°

Vitesse de révolution : 3000 (tr/min)

Nombre de dents : 8 – 10 – 12 –14 – 16

B) engrenage non standard :

Module : 4.5 (mm)

Largeur d'engrenage : 36 (mm)

Facteur de correction : 0.5

Angle de pression : 31.3167°

Vitesse de révolution : 3000 (tr/min)

Nombre de dents : 8 – 10 – 12 - 14 – 16

3.1.6 Calcule des caractéristiques du fonctionnement de la pompe hydraulique volumétrique à engrenages extérieur à dentures droites :

Petit rappel au chapitre II + les calculs :

a) la cylindrée (C_{yl}) : la cylindrée d'une pompe hydraulique est le volume ou la quantité de fluide que celle-ci refoule par révolution. Elle est exprimée en **(cm^3/tr)**.

$$C_{yl} \approx V_{ZL} \cdot Z \cdot 2$$

Avec : V_{ZL} : le volume entre dents.

Z : nombre de dents.

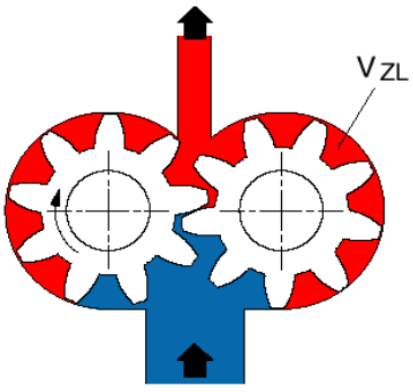


Figure 52 : la cylindrée.

C’est-à-dire le volume vide de la pompe. Donc, on peut déterminer la cylindrée comme **(les Figures 53 et 54)** illustre à partir du logiciel SolidWorks (qui est un logiciel de conception assistée par ordinateur, appartenant à la société Dassault Systèmes. Il utilise le principe de conception paramétrique et génère trois types de fichiers qui sont liés : la pièce, l’assemblage, et la mise en plan. Ainsi toute modification sur un de ces trois fichiers sera répercuté sur les deux autres).

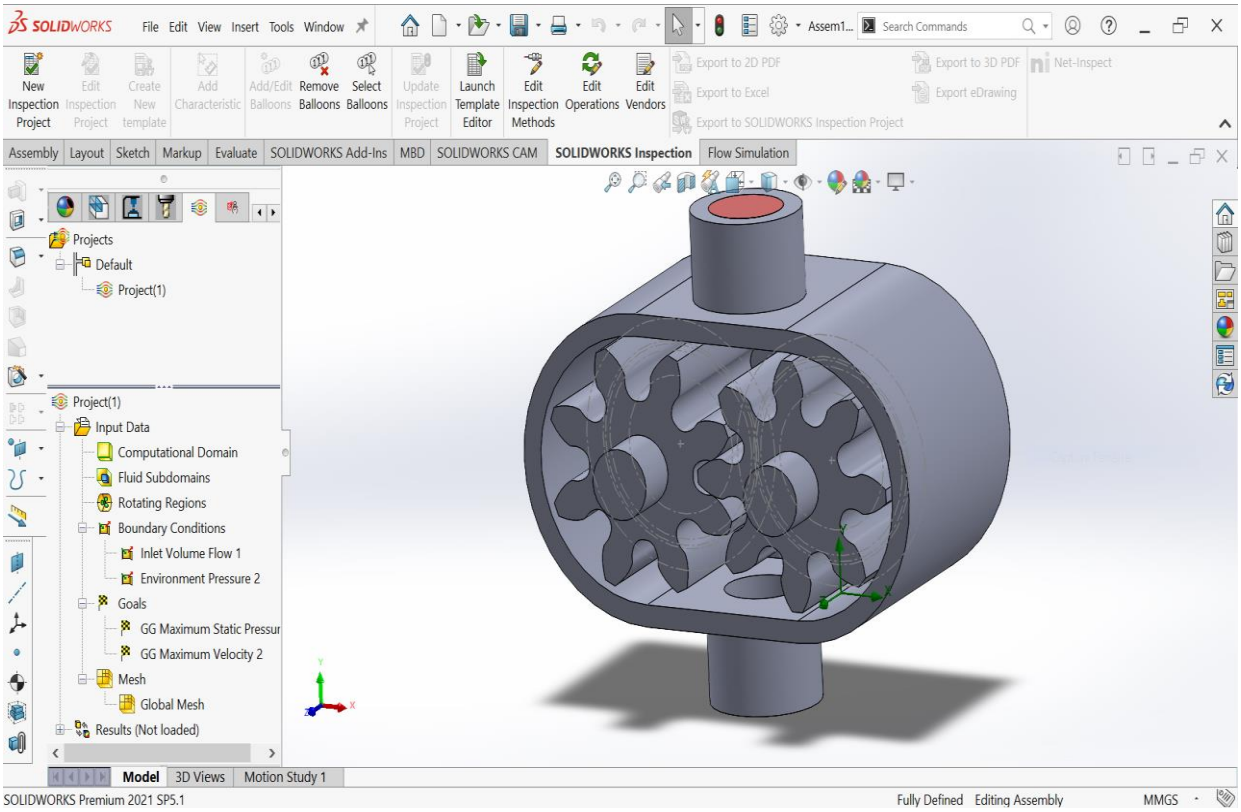


Figure 53 : détermination de la cylindrée à partir de SolidWorks.

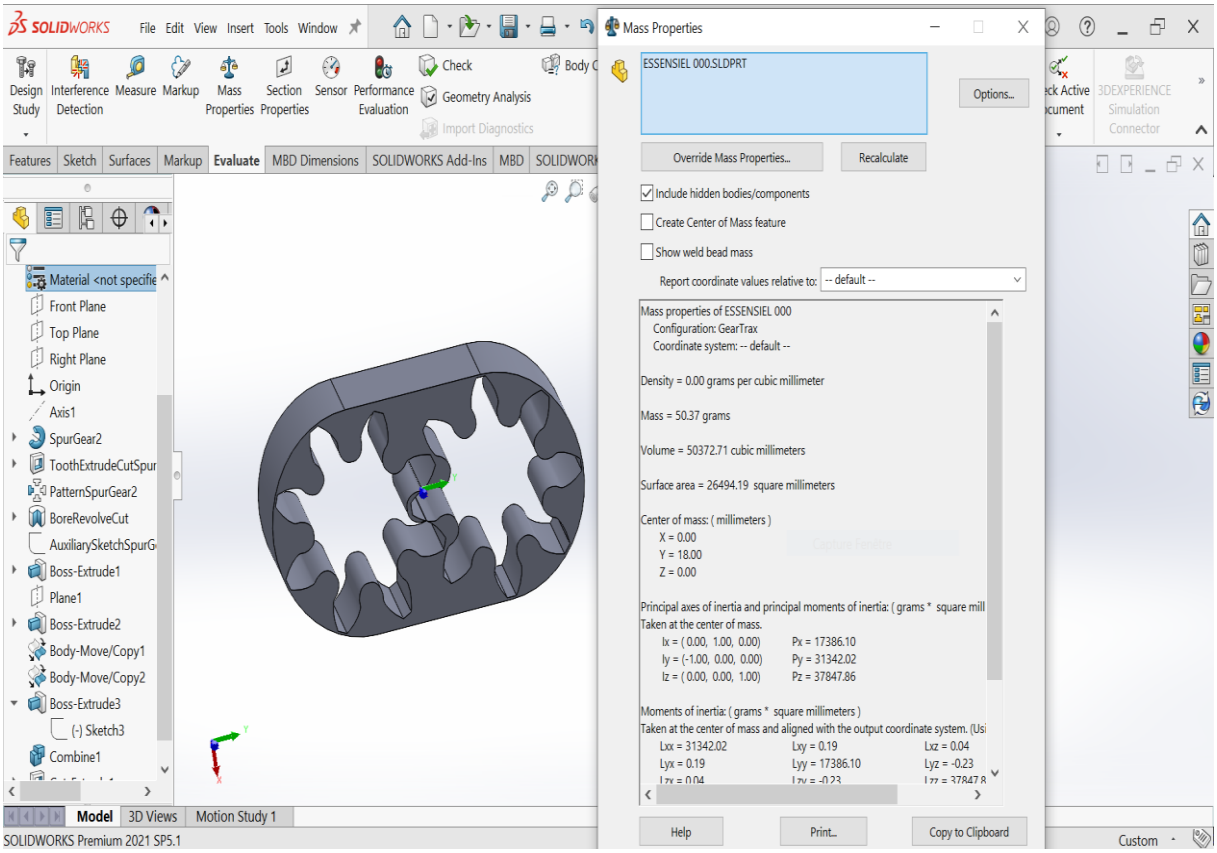


Figure 54 : détermination de la cylindrée à partir de SolidWorks.

b) le débit (Q_v) : c'est la quantité de fluide passant dans la pompe en 1 minute. Il est exprimé en **(l/min)**.

$$Q_v = C_{yl} \times N$$

Avec : Q_v : en l/min.

C_{yl} : en litres.

N : en tr/min.

c) Le rapport de contact (ε) : Le rapport de contact est le nombre moyen de dents d'engrenage en contact les unes avec les autres lorsque les engrenages fonctionnent. Les profils de denture d'engrenage doivent être dimensionnés de manière à ce que plusieurs paires d'engrenages soient en contact l'une avec l'autre. Cela garantit un fonctionnement fluide et silencieux de la paire d'engrenages. La formule pour trouver ce rapport pour une paire d'engrenages cylindriques externes est [16] :

$$\varepsilon = \frac{2\sqrt{R_a^2 - R_b^2} - A\sin\alpha_o}{t_o} \qquad , \qquad t_o = \pi m \cos\alpha_o$$

Avec : R_a : rayon de tête.

R_b : rayon de base.

A : l'entraxe.

α_o : l'angle de pression.

t_o : le pas de base.

m : le module.

Sinon on peut le déterminé directement comme **(la Figure 55)** montre par le logiciel **GearTrax** (c'est un logiciel qui fournit au concepteur un outil facile à utiliser pour créer des modèles solides de composants d'entraînement en quelques secondes. Engrenages droits et hélicoïdaux, engrenages coniques, engrenages à vis sans fin, cannelures à développante, poulies de courroie de distribution, pignons de chaîne, poulies à courroie trapézoïdale, mécanismes d'entraînement cycloïdaux et engrenages elliptiques) :

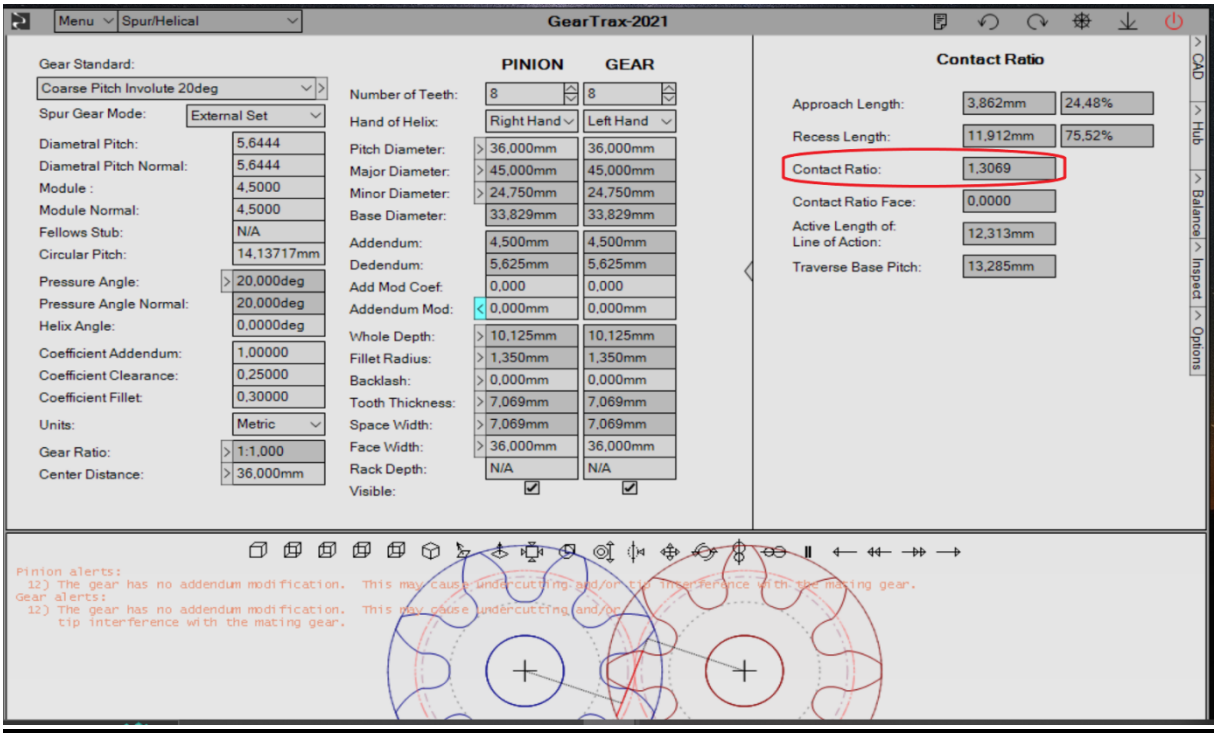


Figure 55 : rapport de contact.

d) l'angle de pression (α_o) :

Dans les engrenages standard toujours l'angle de pression égale à 20° (valeur normalisée), par contre dans les engrenages non standard il se varie, on peut le déterminé avec la même méthode de celle de rapport de contact **(Figure 56)**

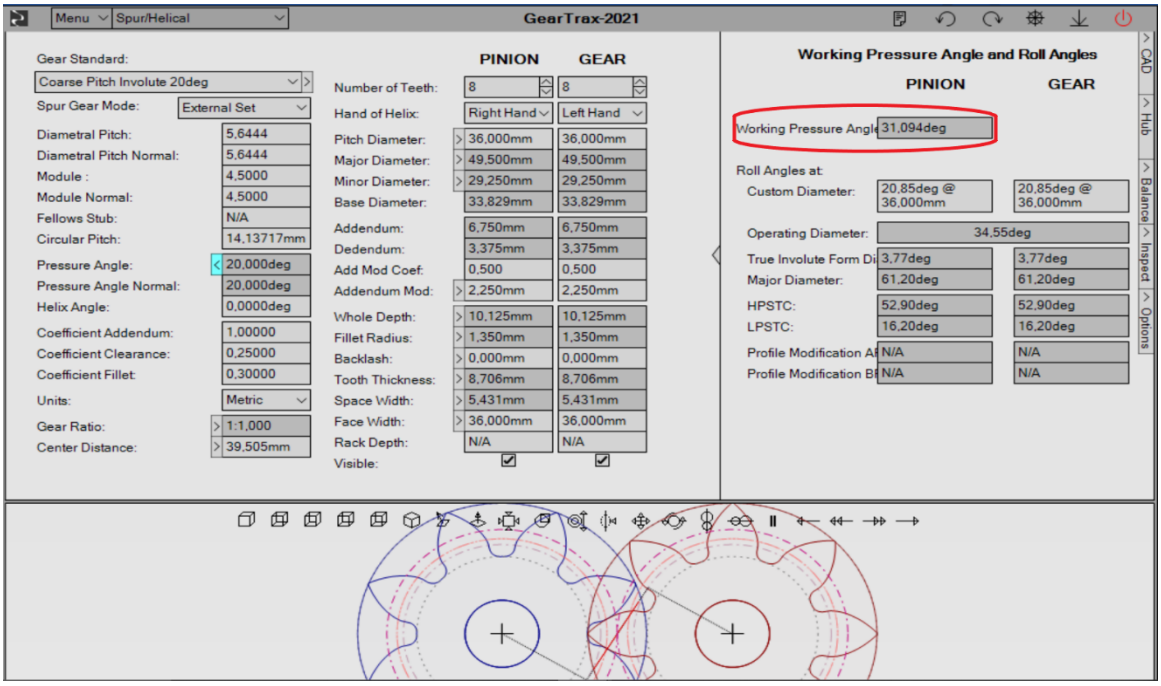


Figure 56 : Angle de pression.

Résultat des calculs :

8 dents :

Engrenage standard :

C_{yl} = 46506,45 (mm^3/tr)

= 46,50645 (cm^3/tr) × $10^{(-3)}$

= 0,04650645 (l/tr)

Q_v = 0,04650645 × 3000

= 139,51935 (l/min)

ε = 1,3069

α_o = 20°

Engrenage non standard :

C_{yl} = 52797,31 (mm^3/tr)

= 52,79731 (cm^3/tr)

= 0,05279731(l/tr)

Q_v = 52,79731× $10^{(-3)}$ × 3000

= 158,39193 (l/min)

ε = 1,1844

α_o = 31,094°

10 dents :

Engrenage standard :

C_{yl} = 60,29653 (cm^3/tr)

Q_v = 180,88959 (l/min)

ε = 1,3695

α_o = 20°

Engrenage non standard :

C_{yl} = 67,16256 (cm^3/tr)

Q_v = 201,48768 (l/min)

ε = 1,2368

α_o = 29,572°

12 dents :

Engrenage standard :

C_{yl} = 75,21738 (cm^3/tr)

Q_v = 225,65214 (l/min)

ε = 1,4203

α_o = 20°

Engrenage non standard :

C_{yl} = 82,86185 (cm^3/tr)

Q_v = 248,58555 (l/min)

ε = 1,2818

α_o = 28,441°

14 dents :

Engrenage standard :

C_{yl} = 91,44082 (cm^3/tr)

Q_v = 274,32246 (l/min)

ε = 1,4627

α_o = 20°

Engrenage non standard :

C_{yl} = 99,69359 (cm^3/tr)

Q_v = 299,08077 (l/min)

ε = 1,3211

α_o = 27,563°

16 dents :

Engrenage standard :

C_{yl} = 108,81492 (cm^3/tr)

Q_v = 326,44476 (l/min)

ε = 1,4987

α_o = 20°

Engrenage non standard :

C_{yl} = 117,77224 (cm^3/tr)

Q_v = 353,31672 (l/min)

ε = 1,3558

α_o = 26,859°

3.1.7 Traçage des graphes :

A l'aide du logiciel cloud d'analyse de données et de graphiques **OriginPro** on a pu de tracer les graphes ci-dessous :

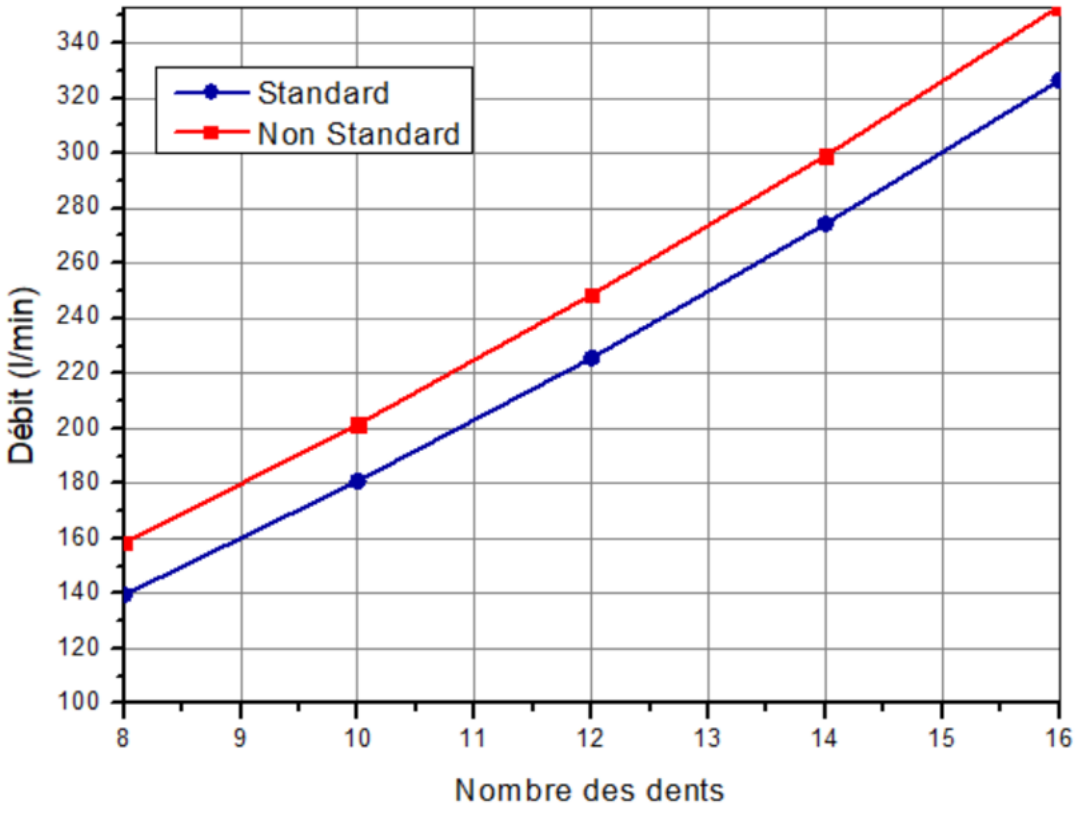


Figure 57 : graphe de variation de débit.

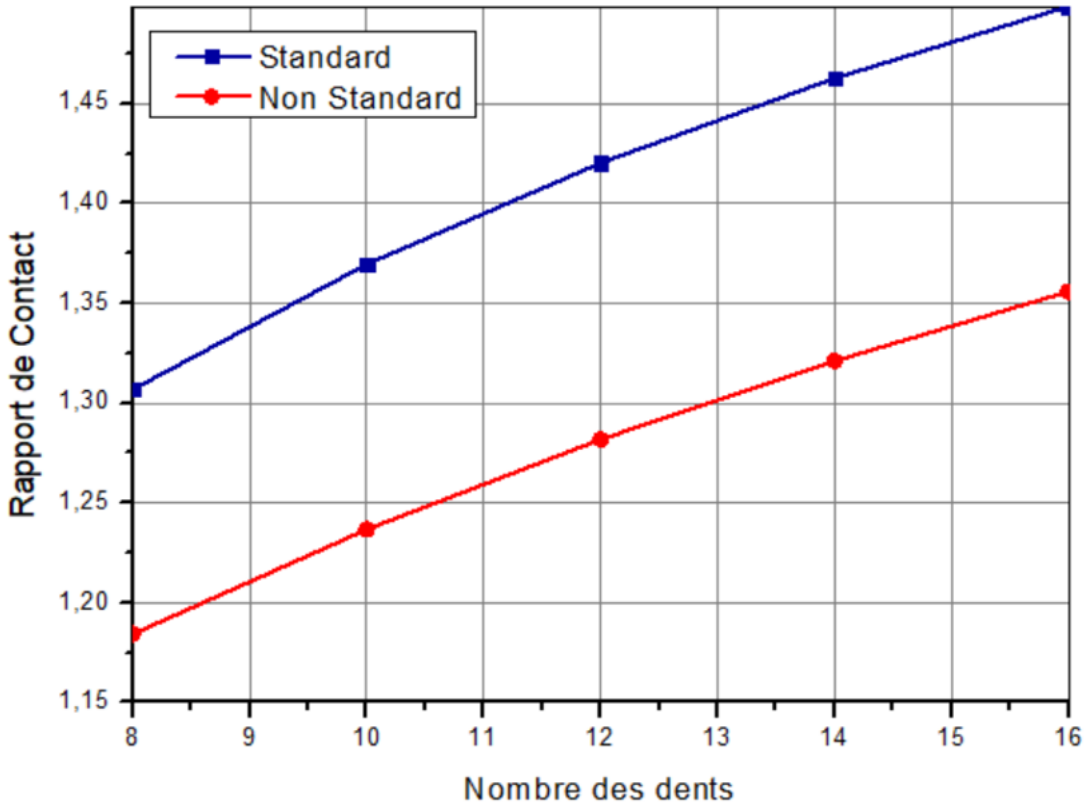


Figure 58 : rapport de contact.

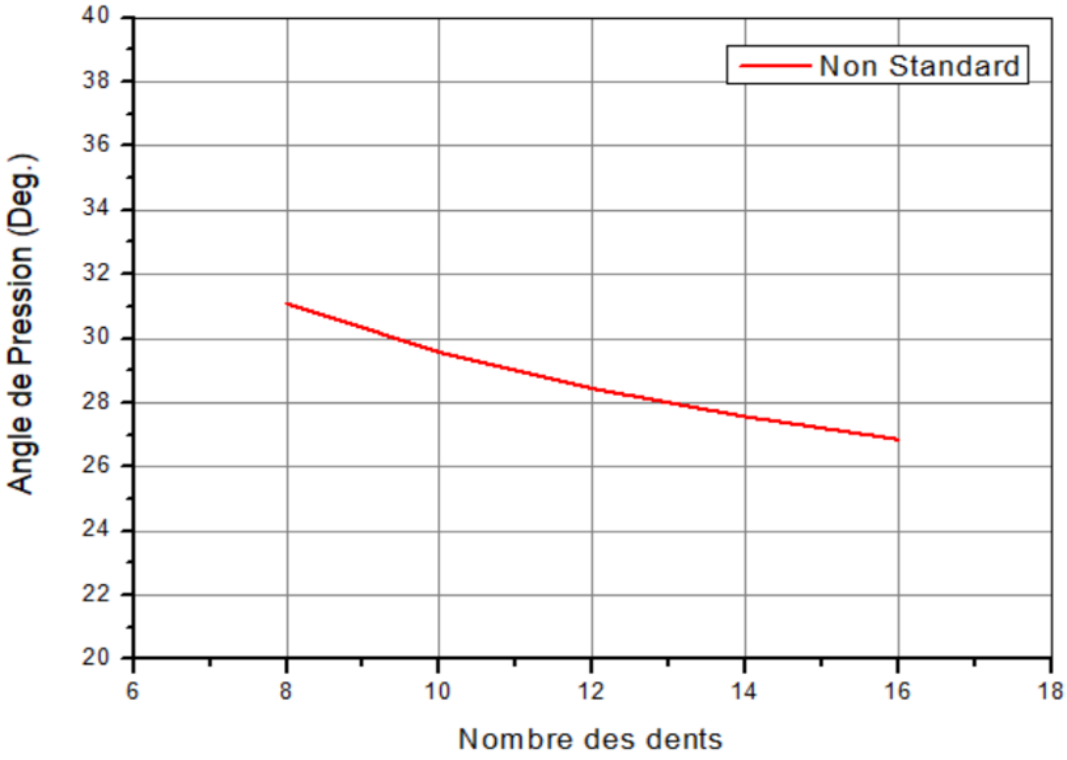


Figure 59 : angle de pression.

On a fait la simulation avec le logiciel **Ansys Fluent** comme **(la Figure 60)** illustre**,** mais malheureusement on n'est pas arrivé aux résultats souhaités.

Ansys Fluent : c'est un logiciel de simulation numérique FEM leader de son marché utilisé dans le développement de produits industriels. Il couvre toutes les étapes nécessaires à une simulation : le traitement géométrique, le maillage, la résolution, le traitement de résultats et l'optimisation.

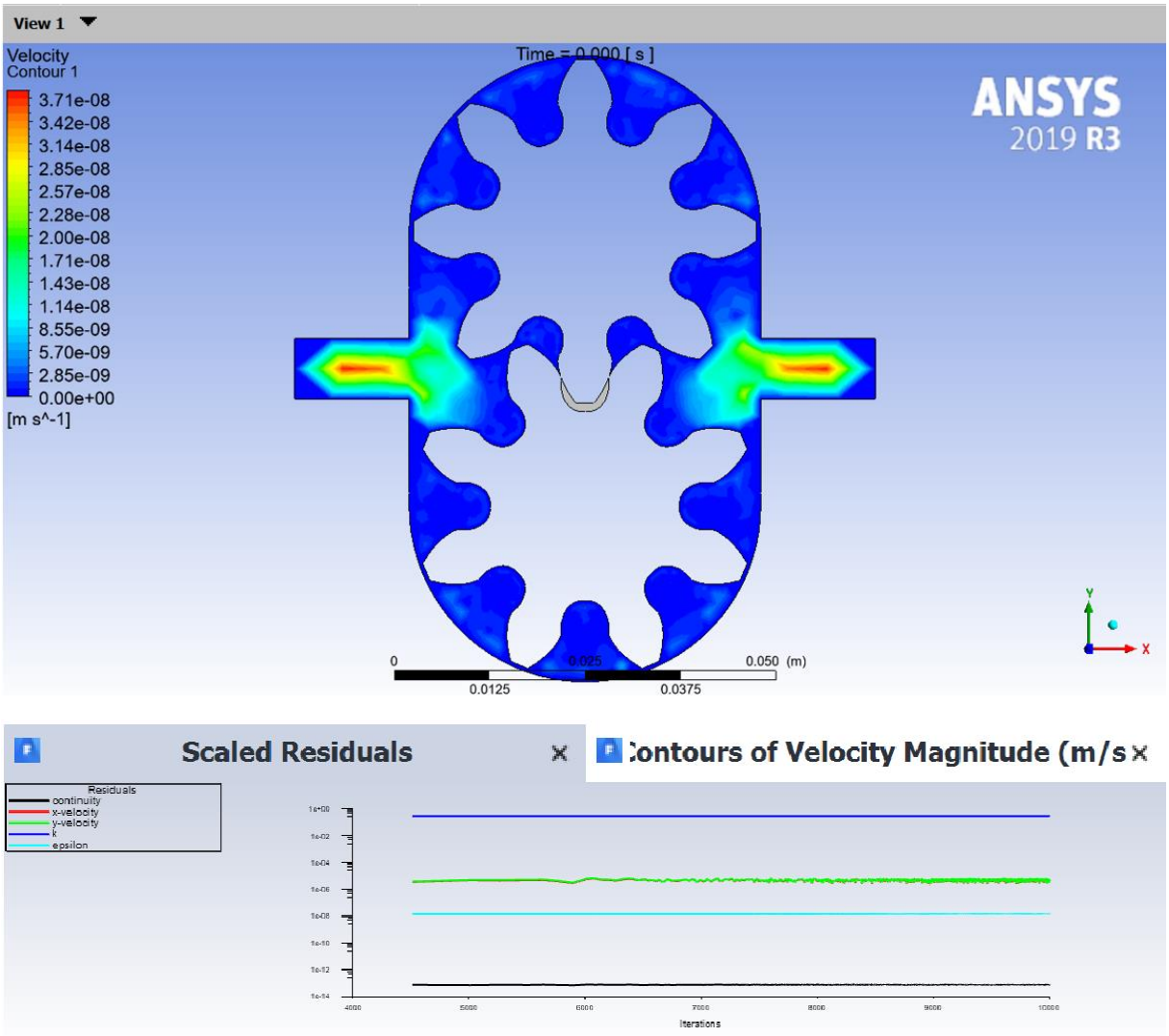


Figure 60 : simulation avec le logiciel Ansys.

On a fait aussi la simulation avec le SolidWorks **(Figure 61),** mais toujours le même problème de ne pas avoir les résultats :

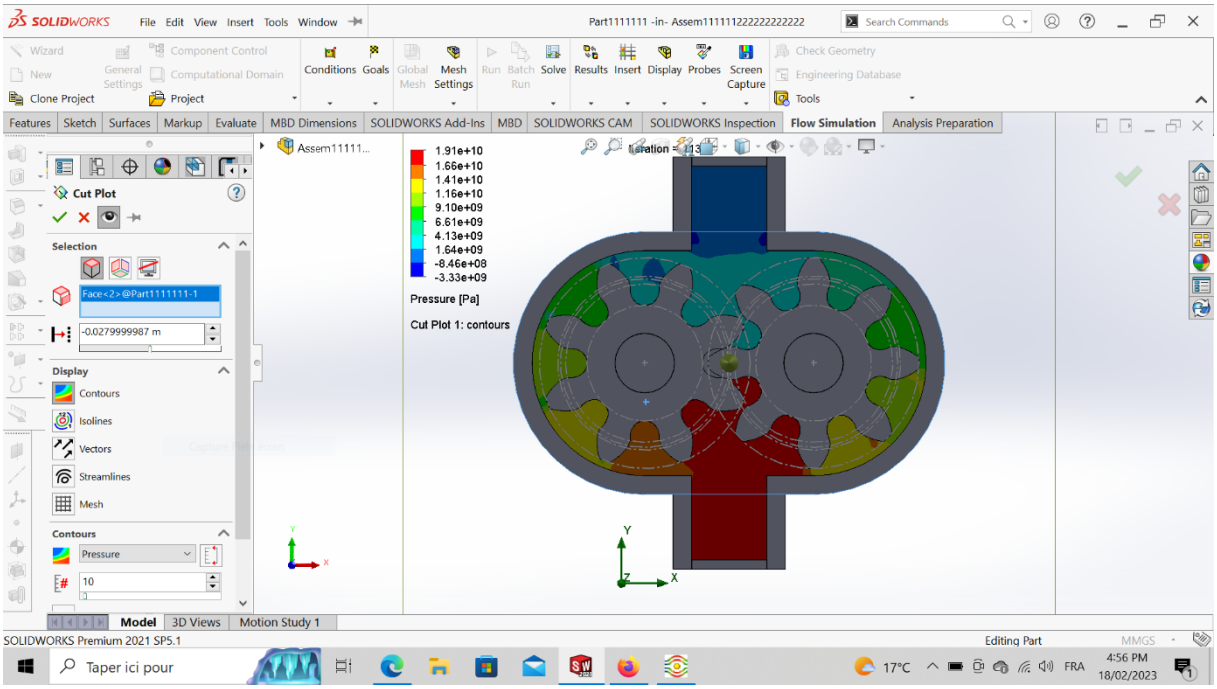


Figure 61 : simulation avec SolidWorks.

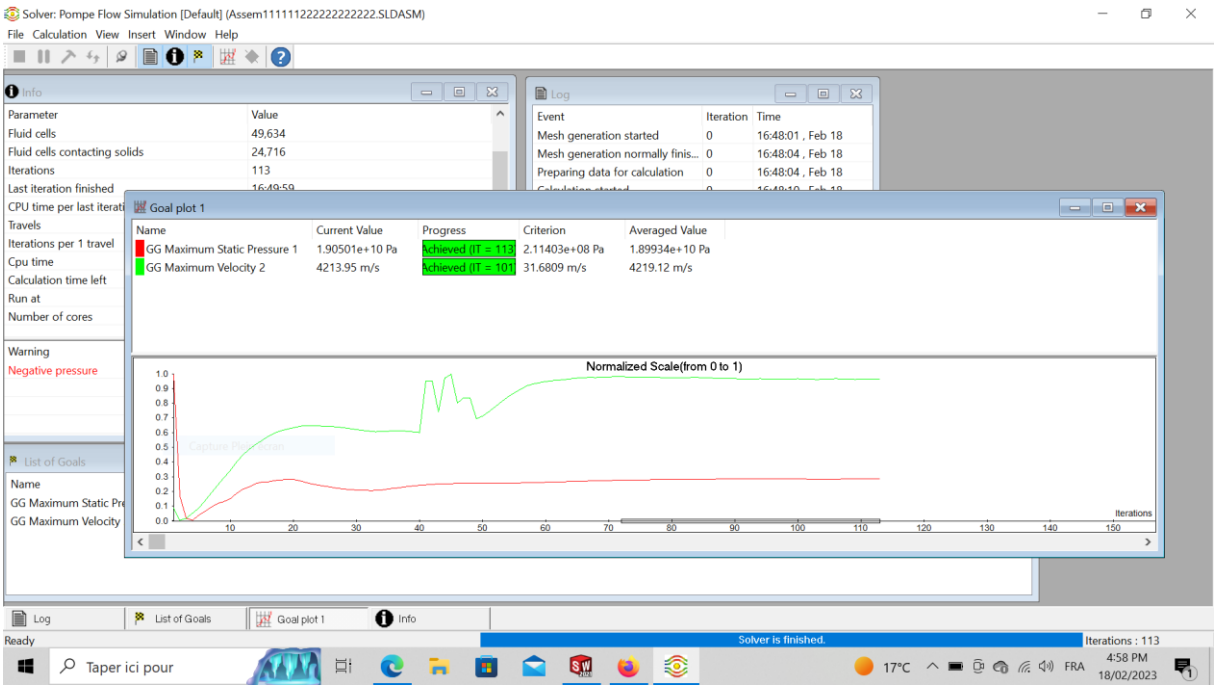


Figure 62 : simulation avec SolidWorks.

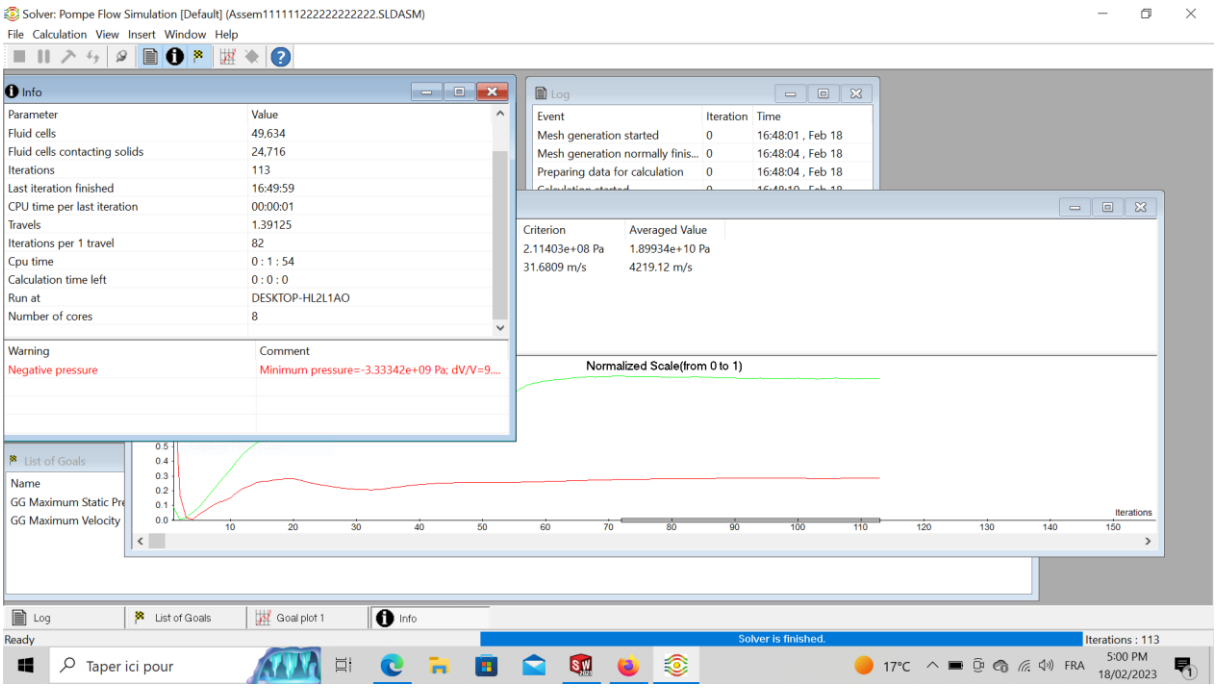


Figure 63 : simulation avec SolidWorks.

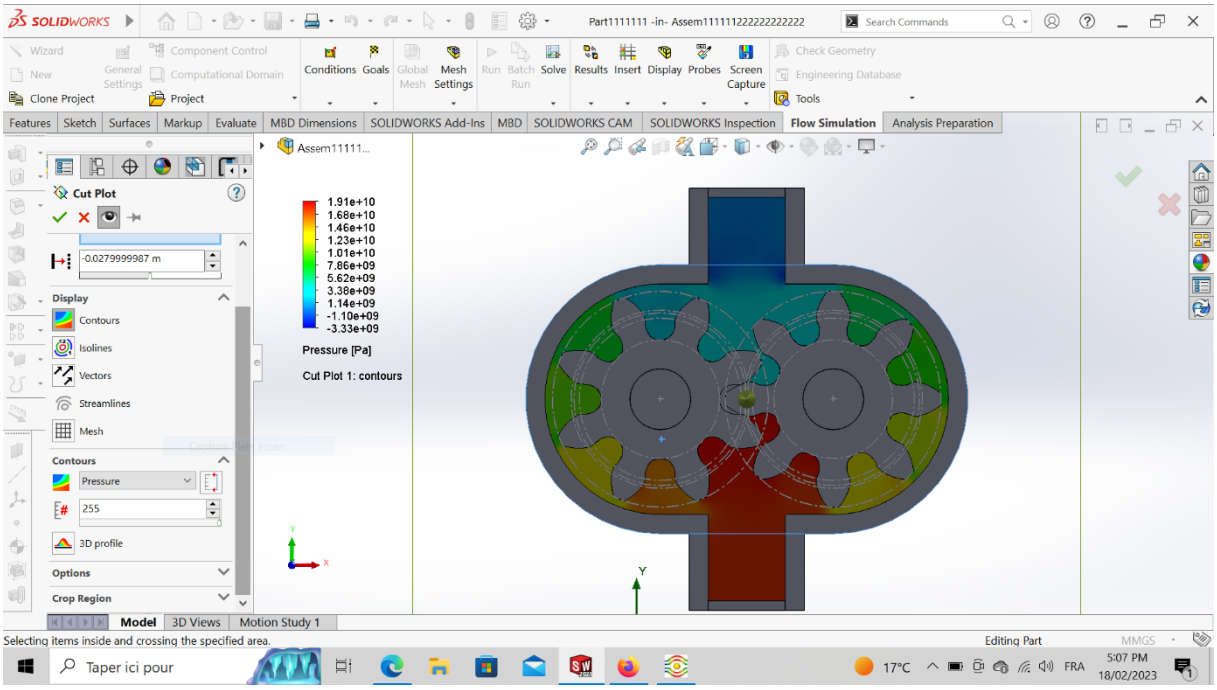


Figure 64 : simulation avec SolidWorks.

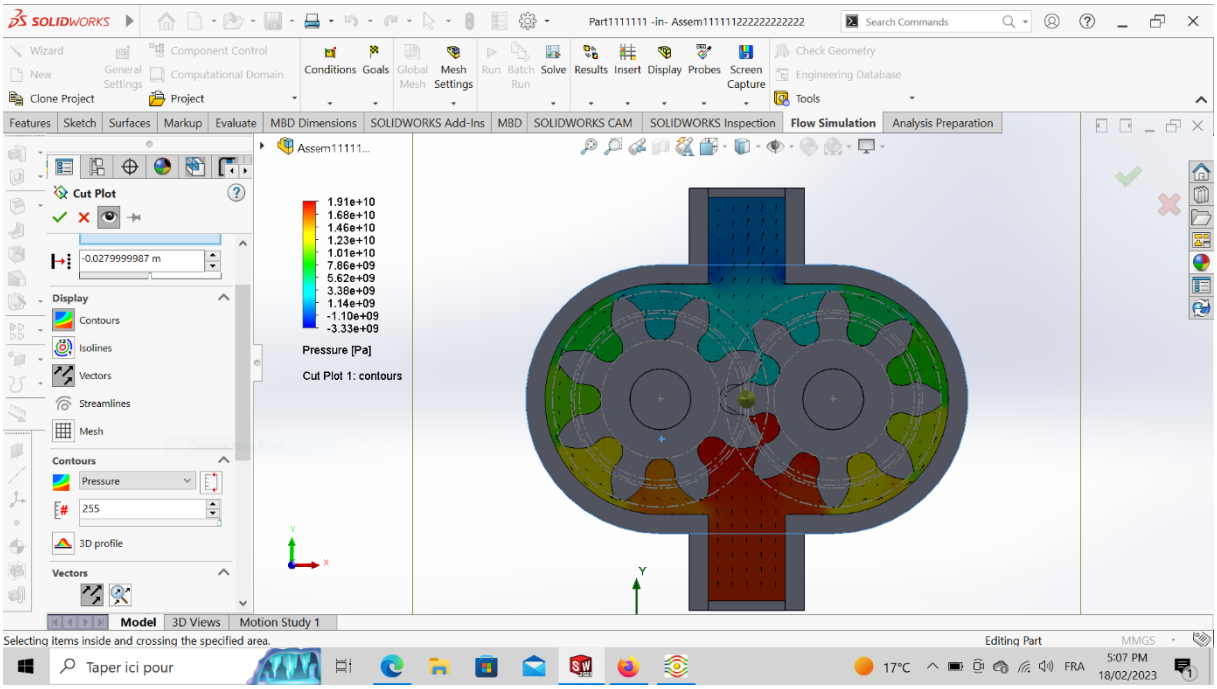


Figure 65 : simulation avec SolidWorks.

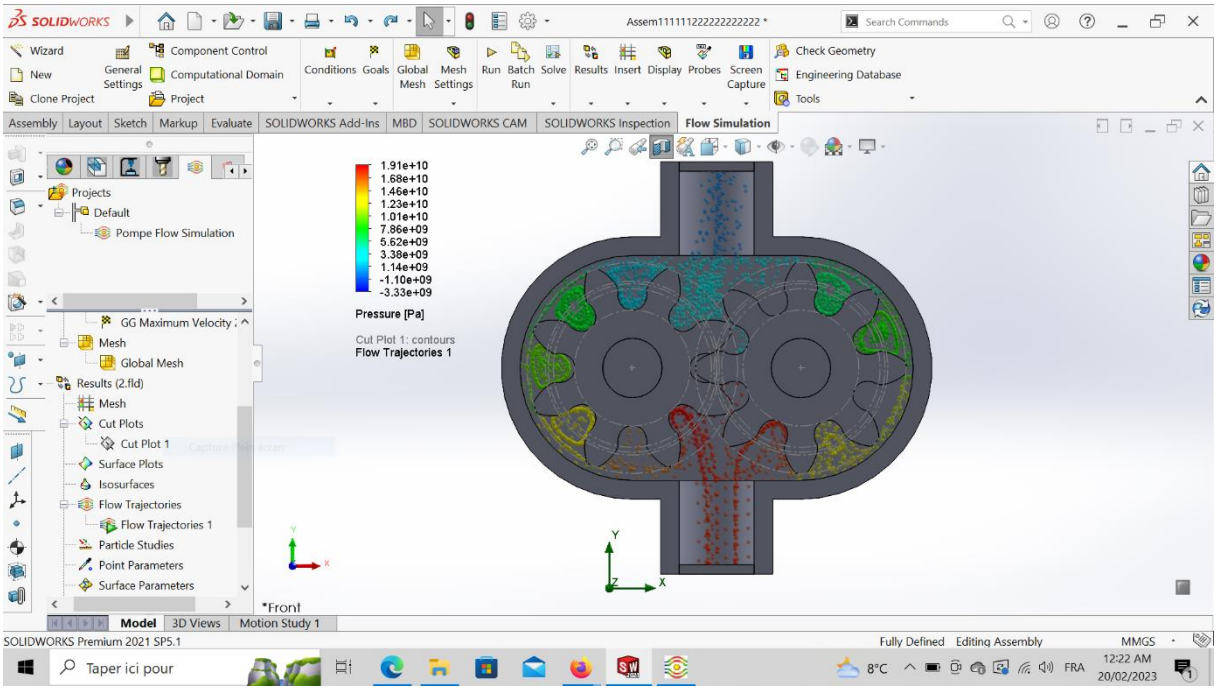


Figure 66 : simulation avec SolidWorks.

Conclusion générale :

Dans ce travail nous avons étudié l'effet de la géométrie de la denture des pignons sur les performances de la pompe hydraulique à engrenage extérieur, comme notre étude m'a permis d'acquérir des connaissances sur la construction mécanique m'a permis aussi d'acquérir des solides connaissances sur le circuit hydraulique.

Alors, notre étude nous a permis d'observer les résultats suivants :

1. Selon les graphes on observe que les pompes à engrenages non standard donnent un débit élevé en comparaison avec les pompes à engrenages standard.

2. Le volume emprisonné entre deux dents en fonctionnement diminue ainsi que le rapport de contact d'engrènement des dents diminue. C'est produit lorsqu'en utilise des engrenages non standard.

3.Le facteur de débit de pulsation diminue avec l'augmentation de nombre de dents. Cependant, une augmentation du nombre de dents conduit à une stabilisation du débit

En fin, la correction des dentures des engrenages est une étape importante pour assurer la performance et la durée de vie des engrenages.

Les problèmes courants avec les dentures des engrenages peuvent avoir un impact significatif sur la productivité et les résultats financiers, mais ces problèmes peuvent être évités en investissant dans la correction des dentures.

Référence :

[1] Sami REKIK : « POMPE_ET_MOTEUR_HYDRAULIQUE ».pdf Conception et maintenance. Dernière date de consultation 24/05/2023.

[2] DEHIMI BILLAL et BADIS REDOUANE (2019) : « Simulation numérique de l'écoulement dans une pompe centrifuge ». Mémoire de projet de fin d'étude pour l'obtention du diplôme de Master en Génie mécanique, Université Akli Mohand Oulhadj Bouira.

[3] ZEMARI AICHA (2017) : « Conception et fabrication d'une pompe à engrenage ». Mémoire de projet de fin d'étude pour l'obtention du diplôme de Master en Génie mécanique, UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA.

[4] SELLAMI KHOULOUD (2018) : « CONCEPTION ET CALCUL D'UNE POMPE CENTRIFUGE ». Mémoire de projet de fin d'étude pour l'obtention du diplôme de Master en Génie mécanique, UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA.

[5] Engrenages. Transports - Énergie - Mouvement. JP Schenfele - MAZAMET. _ 13 _ ACT6 Engrenages Distribution énergie l…….

[6] Anonyme. https://prod-maint-indus.pagesperso-orange.fr/dr/Les_engrenages.pdf. Date de consultation 17/06/2023.

[7] BOUTOUIL MADIHA (2021) : « Simulation numérique de la propagation des fissures dans les engrenages à denture droite ». Mémoire de projet de fin d'étude pour l'obtention du diplôme de Master en Génie mécanique, UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA.

[8] G. Henriot, Traité Pratique et Théorique des engrenages, tome 1, Edition dunod.

[9] M. Aublin et co-auteurs, Systèmes mécaniques (Théorie et dimensionnement), EditionDunod, 1998.

[10] MOULATI Abdelouahab et BENAOUN Adel (2015) : « Étude de l'influence de la variation de l'angle de pression sur le fonctionnement des engrenages à denture droite ». Mémoire de projet de fin d'étude pour l'obtention du diplôme de Master en Génie mécanique, UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA.

[11] Bruce ANGLADE – Hélène HORSIN MOLINARO : « Engrenages, conditions d'engrènement et procédés d'obtention ». Ecole normale supérieur paris saclay. Edité le 13/10/2017.

[12] Ana Izquierdo Peces : thèse de doctorat « ETUDE, DIMENSIONNEMENT ET VALIDATION D'UNE POMPE VOLUMETRIQUE ». Ecole Nationale Supérieure D'Arts et Métiers Centre - Paris. JUIN 2012.

[13] JC Debatty: « Les pompes hydrauliques ». Dossier élaboré sur la base de documents ETAI. Dernière date de consultation 17/06/23.

http://www4.ac-nancy-metz.fr/autocompetences/2_ressources_pedagogiques/12_parcs-et-jardins/stockage_debatty-jc/h-dossiers-divers/1_technologies_sous-systemes/5_pompes-hydrauliques.pdf

[14] BERNARD, Techniques d'ingénieur (B4320) Pompe Volumétriques pour Liquides, Paris.

[15] Les pompes, TOTAL Manuel de Formation : EXP-PR-EQ070 Révision 0.1, Dernière Révision : 13/04/2007.

[16] Ahmed M. Saleem : « Effect of Tooth Geometry on Gear Pump Performance ». Tikrit Journal of Eng. Sciences/Vol.16/No.4/December 2009, (20-27). P23.