République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Yahia Farés de Médéa

Faculté de Technologie

Département du Génie Mécanique

Mémoire de fin d'études

Pour l'obtention d'un Diplôme de Master en Génie Mécanique

Option: Construction Mécanique

Thème

Etude et conception d'une pompe à engrenage extérieur

Présenté par :

A.ABDELLAH EL HADJ
Mahfoud BELHOUTE

Proposé par :

Encadreur : Pr. ABDELLAH-El Hadj Abdellah

Promotion : 2017/2018

الملخص:

في هذه المذكرة، قمنا بتصميم مضخة تروس هيدروليكية. استخدمنا برنامج Solidworks. تم استخدام طريقة العناصر المحدودة مع برنامج حركة Solidworks لمحاكاة سلوك التروس. تم الحصول على العديد من المعلومات مثل التشوهات، حالة القيود

Résumé

Dans ce mémoire, nous avons conçu une pompe hydraulique à engrenages. Nous avons utilisé le logiciel solidworks. La méthode des éléments finis avec le logiciel solidworks motion a été utilisée pour simuler le comportement des engrenages. Plusieurs informations ont été obtenues tels que les déformations, l'état des contraintes.

Abstract

In this memoir, we designed a hydraulic gear pump. We used the solidworks software. The finite element method with the solidworks motion software was used to simulate the behavior of the gears. Several information was obtained such as deformations, the state of the constraints.

Remerciements

Nous remercions en premier lieu «الله» pour nous avoir donné la chance et la Force à arriver à ce niveau d'études.

Nous voulons remercier nos chers parents qui nous ont toujours encouragés et soutenus dans nos projets. Aussi nos familles ainsi que tous nos amis et sincères remerciements à T KHLILI, TAKDENTI, M BACHENE, M GEMANA ET HEBIRECH. Sans oublier tous ceux qui nous ont aidés

Nous remercions notre directeur de mémoire

Pr. ABDALLAH-El Hadj Abdallah

Nous remercions les membres de jury pour avoir accepté de soutenir nos travaux.

Dédicace :

A ma petite famille

A mes parents

A tous les personnes qui m'ont souhaité le bonheur et la prospérité

SOMMAIRE

Résumé

Remerciements

Dédicace :

Liste des figures et les tableaux :

INTRODUCTION GENERAL :

Chapitre 1 :

Généralité sur la pompe à engrenage extérieur

1.1. INTRODUCTION : 12
1.2. Déférents types de pompe : 14
1.1.1. Les pompes centrifuges : 14
1.1.2. Les pompes volumétriques : 14
1.3 Pompes à engrenage externe : 15
1.3.1 Principe de cylindrée : 17
1.4 Les types de pompes à engrenages externes : 21
1.4.1 Pompes à engrenage à jeu fixe 21
1.4.2 Pompes à engrenage extérieur compensé axialement : 19
1.4.3 Variantes de construction de compensation axiale : 21
1.5 Caractéristiques générales de l'huile : 28
1.6 Problème des pompes volumétriques : 29
1.7 Installation et mise en service correcte d'une pompe hydraulique : 32
1.8 Conclusion : 33

Chapitre 2 :

Calcul analytique des caractéristiques de la pompe

2.1 PRE-DIMENSIONNEMENT DES ENGRENAGES : 35
2.1.1 Les éléments d'une pompe à engrenages : 35
2.1.2 Rappels concernant la géométrie de l'engrenage cylindrique : 36
2.2 Caractéristique hydraulique de la pompe : 40
2.2.1 Efforts radiaux sur la roue et le pignon : 41
2.2.2 Vitesse de glissement : 43
2.2.3 Divers rendements : 44

2.2.4 Calcul la force et l'effort radiaux : 46
2.3 Calcul cinématique :....49
2.3.1 Les paramètres de moteur électrique : 49
2.3.2 Choix de matériau : 49
2.3.4 Chargé de tableau 1 :....51
2.4.1 Schéma :....52
2.4.2 Calcul de diamètre d'arbre : 52
2.5 Calculs correcte pour pompes hydrauliques à engrenages : 55
2.5.1 Cahier des charges d'une pompe :....56
2.5.2 La cylindrique :....56
2.5.3 Calcul de débit volumique (théorique) : 57
2.5.4 Calcul de débit volumique réel 57
2.5.5 Puissance hydraulique-rendement :....57
2.5.6 Puissance absolue :....57
2.5.7 Couple d'entrainement :....58
Les paramètres de pompe....58

Chapitre 3 :

Méthode numérique pour l'analyse de mouvement (SolidWorks motion).

3.1 Introduction :....60
3.2 Théorie de l'analyse statique :....61
3.3 Théories de rupture du matériau :....64
3.4 Description de l'outil de simulation utilisé : 65
3.5 Procédure d'analyse de pompe à engrenage par éléments finis 66
3.5.1 L'étape Pré-procession : 66
3.5.2 L'étape Procession :....67
3.5.3 L'étape du Post-procession :....67
3.6 Propriétés des éléments solides de discrétisation par éléments finis 67
 Erreurs dans l'analyse par éléments finis 3D :....68
3.7 Méthodes d'intégration :....68
3.7.1 Les méthodes d'intégration :....69
3.7.2 Itérations maximum....70
3.7.3 Taille du pas initial de l'intégrateur....70
3.7.4 Taille du pas minimum de l'intégrateur 70
3.7.5 Taille du pas maximum de l'intégrateur 71
3.7.6 Réévaluation de la Jacobien 71

3.8 Caractérisation de Jacobien : 71
Expression lagrangienne 72

Chapitre 4 :
Simulation et conception

4.1 Introduction:....77
4.2 Informations sur le modèle 78
4.3 Propriétés de l'étude 81
4.4 Unités 81
4.5 Propriétés du matériau : 82
4.6 Actions extérieures 83
4.7 Informations sur le contact 84
4.7.1 Informations sur le maillage : 85
4.7.2 Informations sur le maillage – Détails : 85
4.9 Conclusion générale : 91

Référence Bibliographie :

Annexes :

List de Figure

Figure 1 : Cycle de mouvement et position d'une pompe. 13
Figure 2:Classification des pompes....15
Figure 3:Vue éclatée d'une pompe à engrenage externe 16
Figure 4 : Principe de la pompe....18
Figure 5:Principe de cylindrée d'une pompe à engrenage à denture extérieur. 19
Figure 6: Principe de travail une pompe à engrenages externe, principes de base. 20
Figure 7:Pompe de gavage à engrenage extérieur à jeu fixe- (Origine Sauer Sundstrand). .18
Figure 8: Principe de compensation axiale (origine Bosch). 20
Figure 9:Principe de compensation axiale- (origine commerciale). 21
Figure 10:Principe de compensation axiale- (origine HPI) 23
Figure 11: Principe de compensation axiale- (origine Rexroth).....25
Figure 12 : Principe de compensation axiale- (origine Sauer Sundstrand).....27
Figure 13: Les problèmes sur la carter d'une pompe....29
Figure 14: Les problèmes de surcharge sur les pignons 30
Figure 15 : Les défauts sur jumelle.....30
Figure 16: Les défauts de contact avec les pignons 31
Figure 17: Les problèmes surcharge sur les pignons. 31
Figure 18: les problèmes d'utilisation de fluide non hydraulique 32
Figure 19: Vue schématique en coupe méridienne d'une pompe à engrenages....35
Figure 20 :Vue éclatée d'une pompe à engrenages 35
Figure 21: Volume débité et volume mort ramené à l'aspiration 36
Figure 22: Définition des dimensions de pignon 37
Figure 23 : l'entraxe....38
Figure 24 : Une seule abréviation....40
Figure 25 : Evolution de la pression statique de l'entrée à la sortie (EXEMPLE). 42
Figure 26:Schéma de l'engrènement....43
Figure 27 : Évolution des divers rendements avec la pression de refoulement.....46
Figure 28 : Forces exercées entre les roues 47
Figure 29 : Efforts sur chaque roue 48
Figure 30: aspiré par un tour pour chaque pignon 56
Figure 31 : Tenseur des contraintes statiques sur les facettes 62
Figure 32 : Eléments de maillage tétraédriques solides avant et après déformation....68
Figure 33 : réglage de simulateur....69
Figure 34 :exemple d'optimisation de jacobien....74
Figure 35 :assemblage de la pompe 79
Figure 36 :arbre moteur....80
Figure 37 :arbre secondaire 80
Figure 38 :palier lisses 82
Figure 39 :sepport ou jumale 82
Figure 40 :les arbres 82
Figure 41 :les piéce en aluminuime....82
Figure 42 :condition initiale....83
Figure 43 :pivot fixe....83
Figure 44 :moment de torsion....83
Figure 45 :contact global 84
Figure 46 :le maillage....86
Figure 47 :la vitesse angulaire....86
Figure 48 :la force de contact....87
Figure 49 :la force de frottement....87
Figure 50 : déformation. 88
Figure 51: les contraints 89
Figure 51: Le coefficient de sécurité....90

List de tableau :

Tableau 1 : gamme de travail d'une pompe 16
Tableau 2: Rappelle de calcul d'engrenage 39
Tableau 3:Les paramètre de moteur 49
Tableau 4 : Choix de matériau 50
Tableau 5: caractéristique de la pompe concept 58

INTRODUCTION GENERAL :

La recherche scientifique et le développement technologique en génie mécanique ont considérablement augmenté aujourd'hui dans le monde en raison de la grande concurrence des fabricants. La pompe est une machine adaptée pour une utilisation multiple, sachant que la pompe est la poulie et la ligne de vie de tous les systèmes hydrauliques grâce à sa capacité à convertir l'énergie mécanique en énergie hydraulique. Les progrès scientifiques et techniques considérables dans le domaine des pompes à engrenage n'ont pas été en mesure de résoudre les problèmes techniques liés à la haute pression du fluide sur les engrenages. La pompe est un système complexe, mais il y a de gros obstacles : tous les fabricants travaillent pour augmenter l'efficacité. Ceux-ci incluent la fuite et le non-contrôle de la force de pression et des matériaux utilisés dans la fabrication.

Dans ce mémoire, on s'intéresse à la conception d'une pompe à engrenages externes. Nous allons calculons les paramétrer de la pompe à partir du diamètre de l'arbre jusqu'au le rendement de la pompe. Les engrenages sont les parties les plus importantes dans la pompe, due à leur rôle dans le transfert de mvt de l'arbre moteur à l'arbre secondaire.

Aussi, nous allons utiliser le logiciel solidworks comme outil de conception 3D. Le logiciel solidworks motion est utilisé pour simuler le mouvement du système. L'outil de simulation est aussi utilisé pour simuler l'état des contraintes et de déformation dans les engrenages à l'aide de la méthode des éléments finis.

Dans le chapitre 1 de ce mémoire, on a donné un aperçu sur les pompes à engrenages extérieurs. Le chapitre 2, présente le calcul analytique des caractéristiques de la pompe. Dans le chapitre 3, nous allons expliquer la méthode des éléments finis utilisée dans solidworks motion. Dans le dernier chapitre, on donne une analyse détaillée sur le comportement des engrenages lors du fonctionnement avec l'état des contraintes et l'état de déformation. Finalement on termine par une conclusion générale et perspective.

Chapitre 1 : Généralité sur la pompe a engrenage extérieur

1.1. INTRODUCTION :

Les pompes hydrauliques jouent le rôle de sources d'énergie dans un circuit hydraulique. Elles permettent de convertir l'énergie mécanique qui leur est fournie par l'arbre de rotation en énergie hydraulique (figure1). Cette conversion se fait en deux étapes : l'aspiration et le refoulement, l'aspiration est l'action mécanique qui crée un vide partiel à l'entrée de la pompe, permettant à la pression, dans le réservoir, de forcer le fluide à traverser la conduite d'aspiration ou d'alimentation reliant le réservoir à la pompe. Certaines pompes n'arrivent pas à créer un vide suffisant pour s'alimenter dans le cas où le réservoir est situé au-dessous de celles-ci. De ce fait, lors de leur utilisation, on veillera à ce qu'elles soient en charge. Pour ce faire, on utilise dans certains hélicoptères une seconde pompe, dite "pompe de gavage", qui a pour rôle d'alimenter la première. Le refoulement se traduit par l'expulsion du fluide hors de la pompe, soit par la réduction du volume de la chambre le contenant, soit par addition forcée de volumes dans une chambre à capacité constante ou par centrifugation. La pression relevée au refoulement d'une pompe s'établit en fonction de résistances qui vont s'opposer au flux débité par la pompe. Elles ont pour origine le frottement du fluide sur les canalisations, raccords et organes du circuit, ainsi que la charge extérieure au circuit (charge utile et frottement mécanique).

Les caractéristiques des pompes sont fournies par les constructeurs en fonction du débit pour des conditions données (nature du fluide, vitesse de rotation…). Elles dépendent du type de pompe et de ses dimensions géométriques. Les caractéristiques généralement fournies sont la hauteur manométrique totale (HMT), la puissance absorbée par la pompe, le rendement et le NPSH (Net Positive Suction Head) requis ou hauteur de charge nette absolue requise. Le choix du type de pompe est basé sur les valeurs de la HMT. Le NPSH requis permet en fonction des caractéristiques du circuit d'aspiration de connaître la valeur limite de débit avec laquelle la pompe peut fonctionner sans risque de cavitation. Le rendement permet l'identification de la gamme de débit où le fonctionnement de la pompe est le plus efficace. La puissance consommée pour un débit donné permet de connaître le coût de fonctionnement de la pompe. Plus de détails sur ces grandeurs caractéristiques sont fournis dans l'ouvrage de Bouveret [1].

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

Les pompes hydrauliques volumétriques, associées dans notre étude aux pompes HP, ont pour caractéristique de fournir une très faible variation de débit pour une gamme de pressions étendue au regard de notre étude. Nous dirons qu'elles permettent de commander le débit.

L'orifice d'admission est séparé de celui de refoulement par des pièces mécaniques rigides. Cela confère l'aptitude à délivrer un débit à des pressions élevées. Pour ce type de pompe, la cylindrée et la vitesse de rotation fixent en général la valeur du débit pompé. Il existe plusieurs types de pompe hydraulique volumétrique. On peut citer par exemple, les pompes à engrenages, les pompes à palettes, les pompes à pistons axiaux et à pistons radiaux.

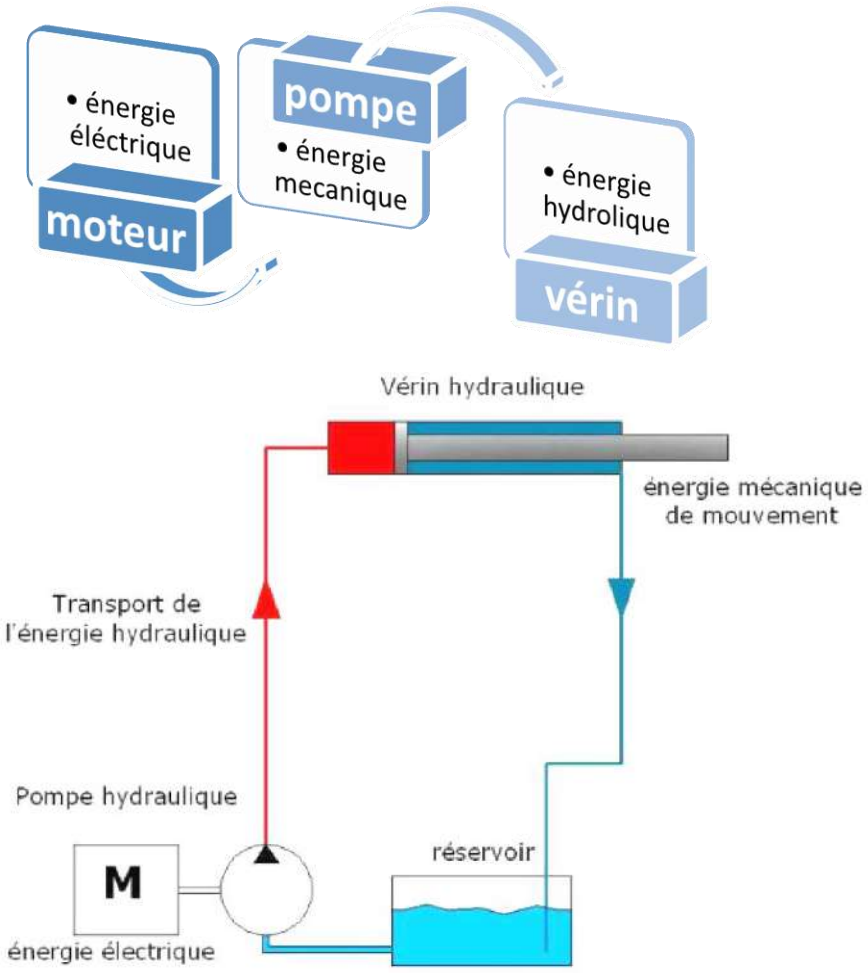


Figure 1 : Cycle de mouvement et position d'une pompe.

1.2. Déférents types de pompe :

Les pompes hydrauliques se divisent en deux catégories principales [2] :
(La figure 2)

1.1.1. Les pompes centrifuges :

Le mouvement du liquide résulte de l'accroissement d'énergie qui lui est communique par la force centrifuge.

1.1.2. Les pompes volumétriques :

L'écoulement résulte de la variation d'une capacité occupée par le liquide.

Une pompe volumétrique se compose d'un corps de pompe parfaitement clos à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile rigoureusement ajuste. Leur fonctionnement repose sur l'exécution d'un mouvement cyclique, et pendant un cycle, un volume détermine de liquide pénètre dans un compartiment avant d'être refoule à la fin.

Ce mouvement permet le déplacement du liquide entre l'orifice d'aspiration et l'orifice de refoulement.

On distingue généralement :

- 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 pompe par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement.

- Les pompes volumétriques alternatives :

La pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif.

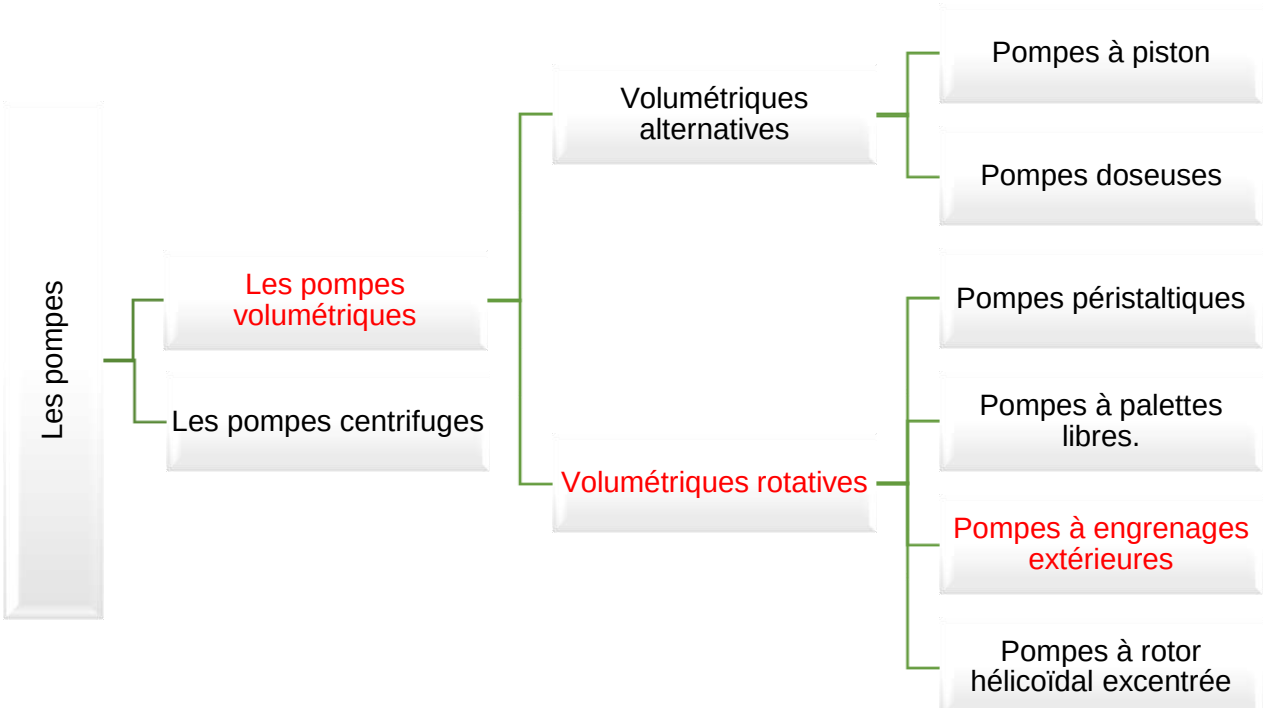


Figure 2:Classification des pompes

1.3 Pompes à engrenage externe :

La figure 3 montre une vue éclatée d'une pompe à engrenage externe, sur laquelle on distingue les flasques qui assurent l'étanchéité axiale de la pompe en empêchant le fluide de fuir par les côtés des alvéoles. [3]

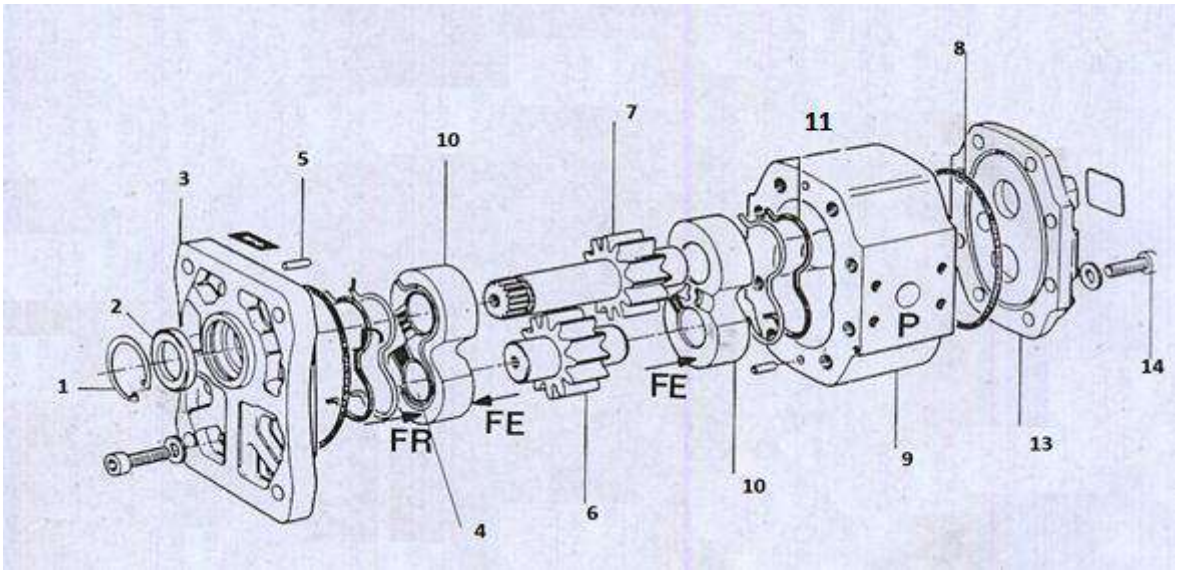


Figure 3:Vue éclatée d'une pompe à engrenage externe

1 : Circlip
2 : Joint d'arbre
3 : Couvercle frontal
4 : Palier lisse
5 : Goujon de centrage
6 : Pignon
7 : Pignon (moteur)
8 : Joint du corps de pompe
9 : Corps de pompe
10 : Lunette a paliers
11 : Joint axial
12 : Pièce de support
13 : Couvercle final
14 : Vis Tor

Le tableau 1 présente la gamme de travail de la pompe à engrenage externe utilisée dans cette étude, ainsi que ses avantages et inconvénients.

Tableau 1 : gamme de travail d'une pompe

Gamme de travail		**Avantages**	**Inconvénients**
Grandeur	**Valeur**	-Simple et connue -Robuste -Bonrendement volumétrique	-Rendement mécanique modéré
Vitesse de rotation max	1 000 à 3 000 tr/min		
Pression de sortie max	10 à 80bar		
Débit max	600 à 1 800 l/h		

1.3.1 Principe de cylindrée :

La (figure 4 et 5) montre le principe de cylindrée d'une pompe à engrenage extérieur.

1.3.1.1 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 atmosphérique –P. A-, de pousser l'huile à l'intérieur de la zone -1- par l'orifice correspondant relié au réservoir.

1.3.1.2 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.

1.3.1.3 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 (e) faible jeu entre les sommets de pignons et la carter de la pompe. De plus, le contact continu de deux dents nécessaire à la rotation de l'engrenage assure l'étanchéité entre la zone -1- et la -2-.

- Le mouvement d'engrènement à cet endroit provoque 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 provoquer le rabotage par l'intermédiaire des sommets de pignons, dans le corps de la pompe du coté aspiration. Cette empreinte inévitable ne doit pas dépasser quelques centièmes de millimètre, elle est malheureusement génératrice de pollution.

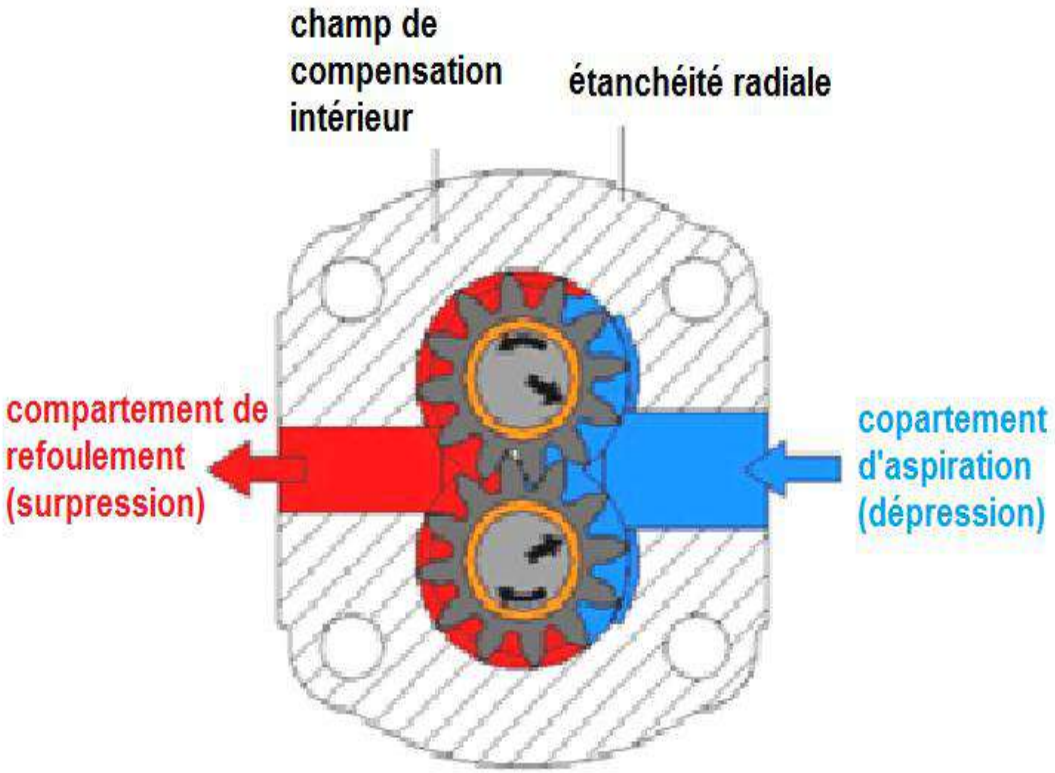


Figure 4 : Principe de la pompe

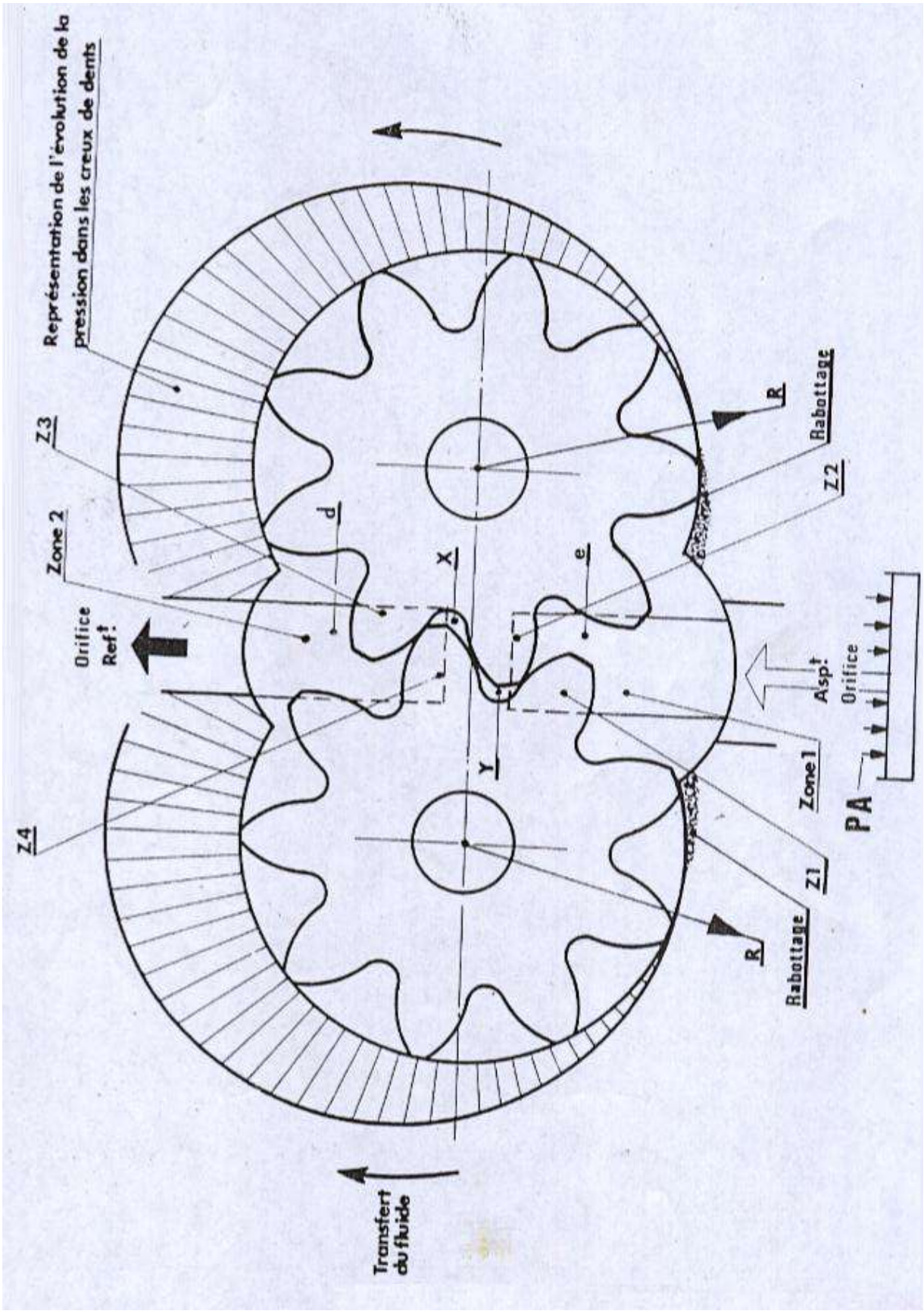


Figure 5:Principe de cylindrée d'une pompe à engrenage à denture extérieur.

1.3.2 Les étapes de fonctionnement :

Le fluide à travers la pompe est transféré par le processus de maillage qui est causé par les éléments coulissants, c'est-à-dire la rotation des engrenages à l'intérieur de la pompe. Le processus est bien décrit par **la figure 6**. Le processus commence avec le fluide qui entre dans la pompe à engrenages à faible zone de pression dans le fond. Celles-ci les engrenages créent un volume d'expansion du côté aspiration de la pompe. Le liquide qui coule dans la cavité sera piégés par les engrenages comme ils tournent. Le liquide sera, Voyage continuellement, autour de l'intérieur de l'enveloppe, emprisonné dans le volume créé par les dents d'engrenage et le boîtier. Ainsi, le débit à travers la pompe dépend de la somme les volumes entre les dents d'engrenage et le boîtier.

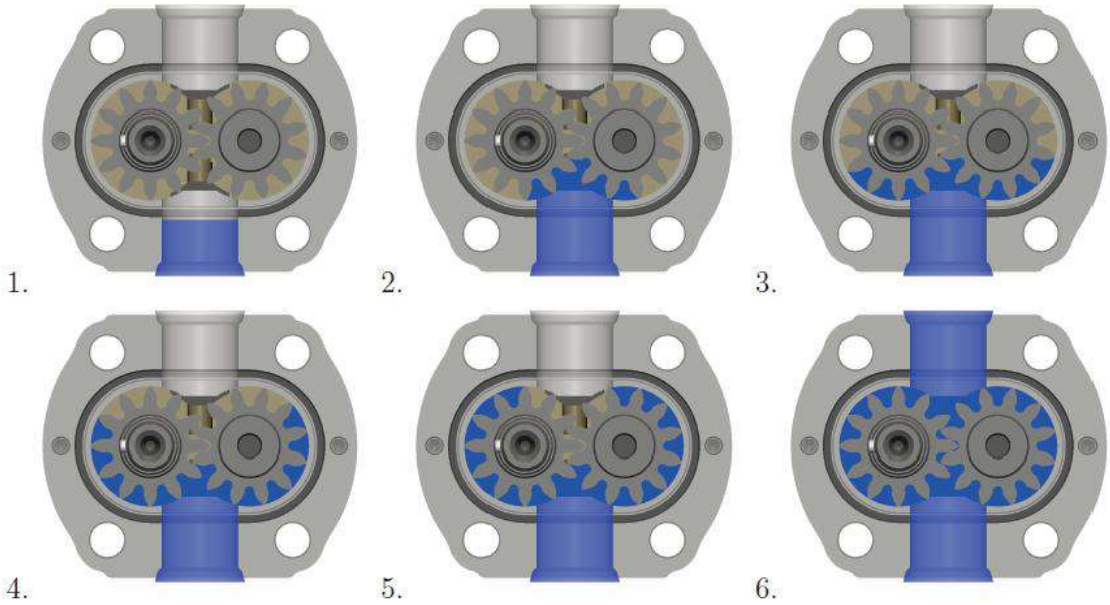


Figure 6: Principe de travail une pompe à engrenages externe, principes de base.

Un design optimal est donc, selon à un diamètre d'engrenage spécifique, de choisir le plus grand nombre possible de dents. Le fluide le processus de transport se termine lorsque l'engrènement des engrenages force le liquide à travers la sortie sous haute pression, cette zone est communément appelée chambre de décharge. [4]

1.4 Les types de pompes à engrenages externes :

1.4.1 Pompes à engrenage à jeu fixe (figure 7)

- Nomenclature

1 flasque avant

2 stators

3 flasques arrière

4 arbres d'entrainement menant

5 arbres menés

A plan de pose sur culasse de pompe circuit ferme

e épaisseur denture

e' épaisseur stator

- 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 denter rapidement les flasques d'étanchéité (phénomène en liaison direct avec la qualité de filtration de fluide)

Inversement un jeu trop Gand entraine un débit de fuites prohibitives donc un mauvais rendement volumétrique et un échauffement rapide de la pompe

La pression de fonctionnement est limitée à environ 40 bar à cause de la poussée radiale qui exerce sur les paliers

certaine flexion des arbres menant et menés, le rabotage des sommets de pignons dans le carter devient inacceptable, la conséquence de ce phénomène est la production d'une pollution exagérée qui provoque sa destruction rapide par l'augmentation des fluides 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 utilise pour transmettre de la puissance hydrostatique, toutefois, la pompe a jeu fixe rencontre fréquemment pour lamentation de circuits auxiliaires de pilotage, gavage, etc.

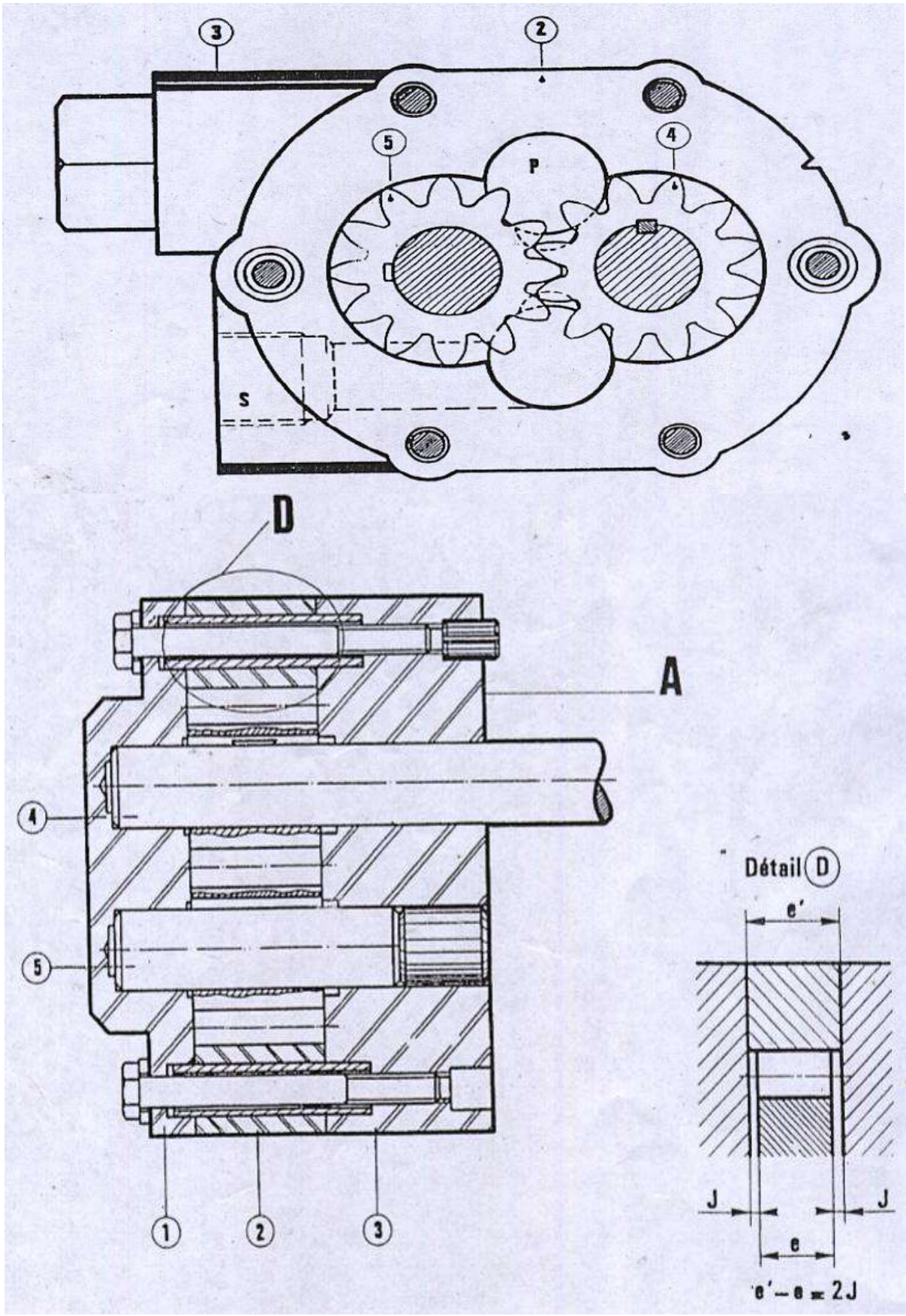


Figure 7:Pompe de gavage à engrenage extérieur à jeu fixe- (Origine Sauer Sundstrand).

1.4.2 Pompes à engrenage extérieur compensé axialement (figure 8) :

- Nomenclature :
  - Arbre menant.
  - Flasque avant.
  - Lunette avant.
  - Pignon.
  - Lunette arriéré.
  - Flasque arrière.
  - Canal de récupération de l'huile de lubrification des paliers et de fuite.
  - Canal de drain. Permet la communication de -7- avec la zone d'aspiration.
  - Joint d'étanchéité de la compensation.
- Canal de pilotage.

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.

- 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.E- 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

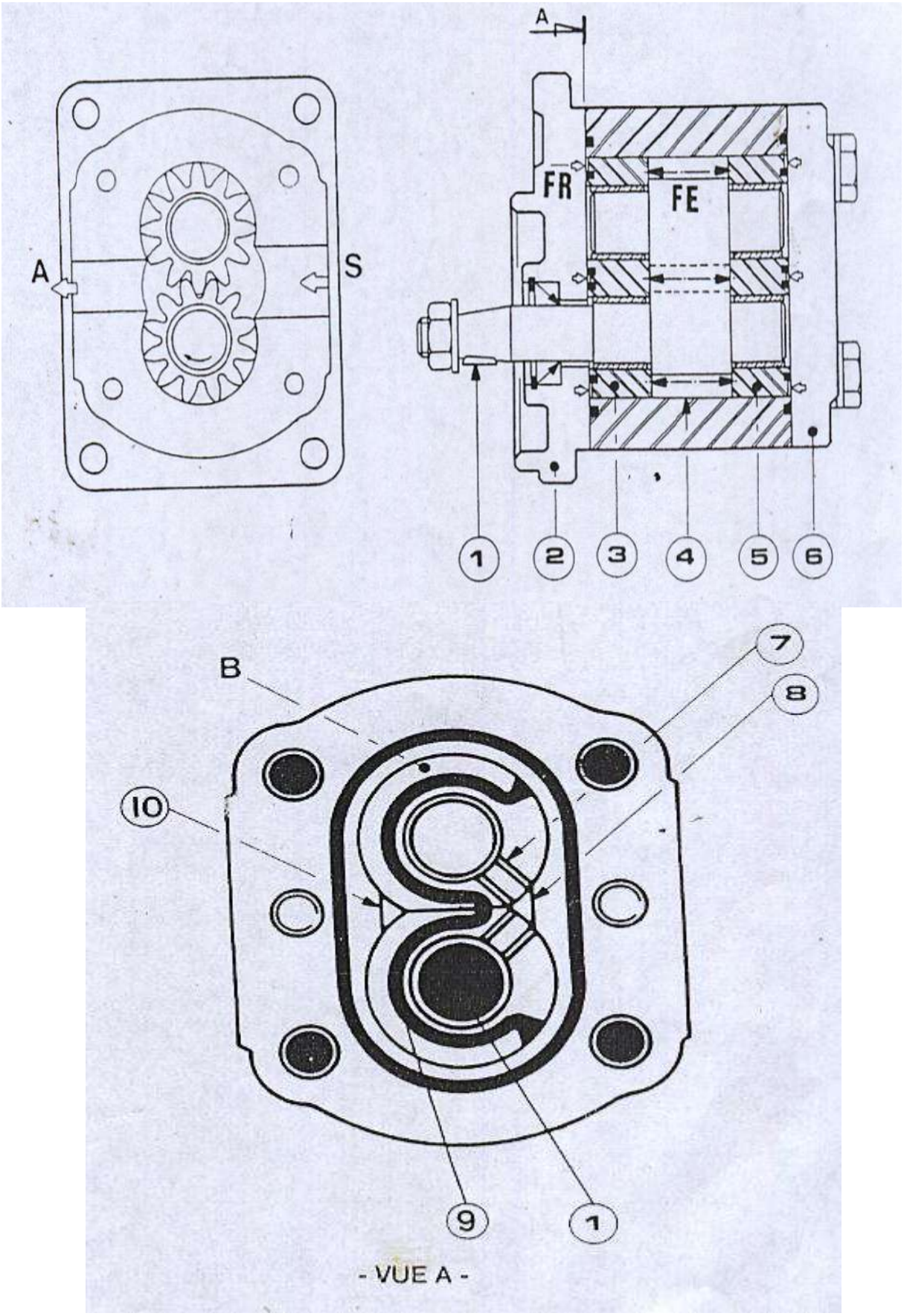


Figure 8: Principe de compensation axiale (origine Bosch).

1.4.3 Variantes de construction de compensation axiale :

1.4.3.1 Pompe à engrenage avec paliers lisses et deux plaques d'équilibrage hydrostatique (Figure 9).

- Nomenclature

1- Arbre d'entrainement.

2- Palier.

3- Plaque de compensation axiale avant.

4- Engrenage.

5- Plaque de compensation axiale arriéré.

6- Arbre d'entrainement du deuxième corps de pompe.

7- Palier intermédiaire.

8- Encoche.

9- Perçage permettant le pilotage de la surface de compensation.

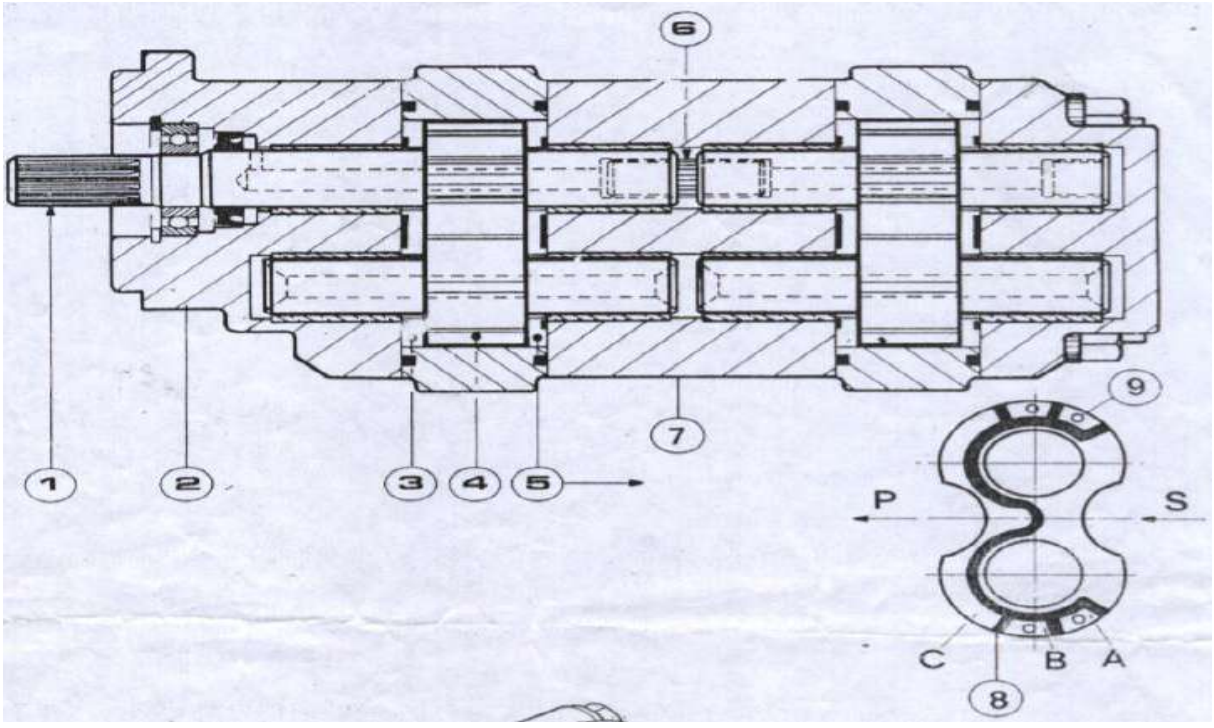


Figure 9:Principe de compensation axiale- (origine commerciale).

- Description :

La figure 9 représente le principe de compensation adopté par la firme américaine commercial.

Dans cette conception « 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 per des flasques de poussées -3- et -5- en bronze, de faibles épaisseurs.

Comme le montre la figure, les 2 plaques de poussée -3-et -5- sont munies de 6 encoches -8- équipées 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 de la zone d'application des forces de compensation axiale est assurée par l'ajustement précis du pourtour de la plaque d'usure dans le corps de pompe.[3]

1.4.3.2 Pompe à engrenage avec paliers munis de compensation :

- Nomenclature (VOIR Figure 10)
- Description :

La figure 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.

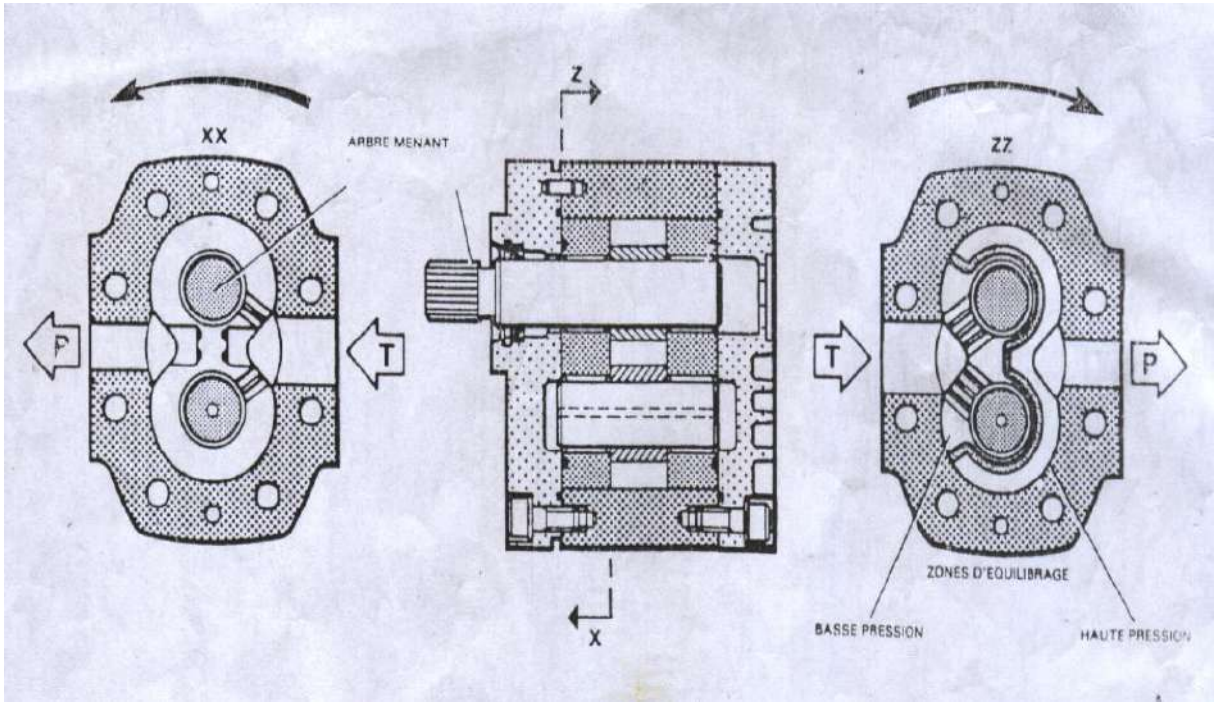


Figure 10:Principe de compensation axiale- (origine HPI)

1.4.3.3 Pompe à engrenage avec paliers lisses munie d'une plaque d'équilibrage hydrostatique

- Nomenclature (Figure 11).

1- Arbre menant.

2- Arbre mené.

3- Palies lisses.

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.

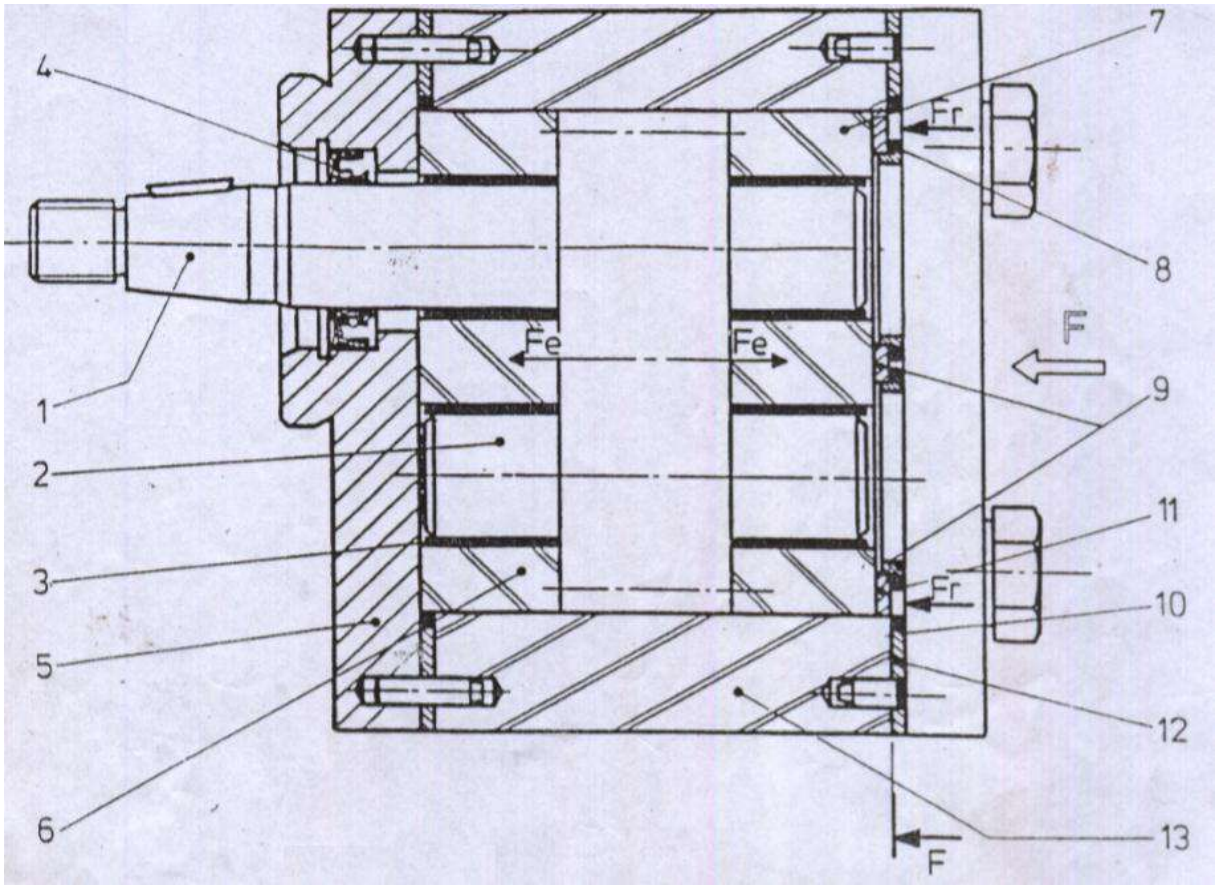
13- Carter principal.

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/m.



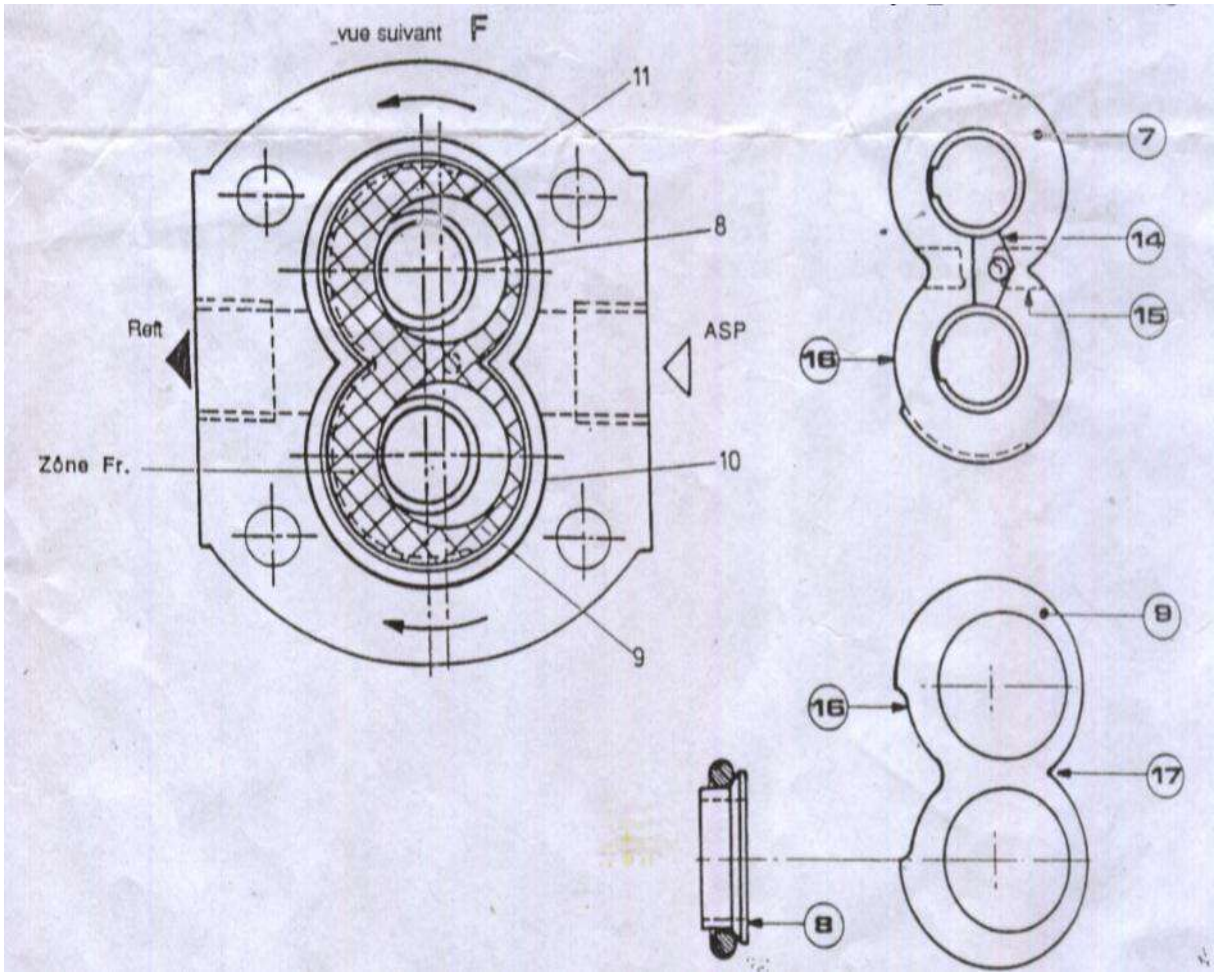


Figure 11: Principe de compensation axiale- (origine Rexroth).

- 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- (coté 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'oppose de la poussée .C e cas se présente lors du montage de la pompe sur le carter de distribution d'un moteur thermique.

1.4.3.4 Pompe a engrenage avec flasque munis de compensation

- Nomenclature (Figure 12).

1 - arbre menant.

2- flasque avant avec surface de compensation.

3- lunette avant.

4- pignon mené.

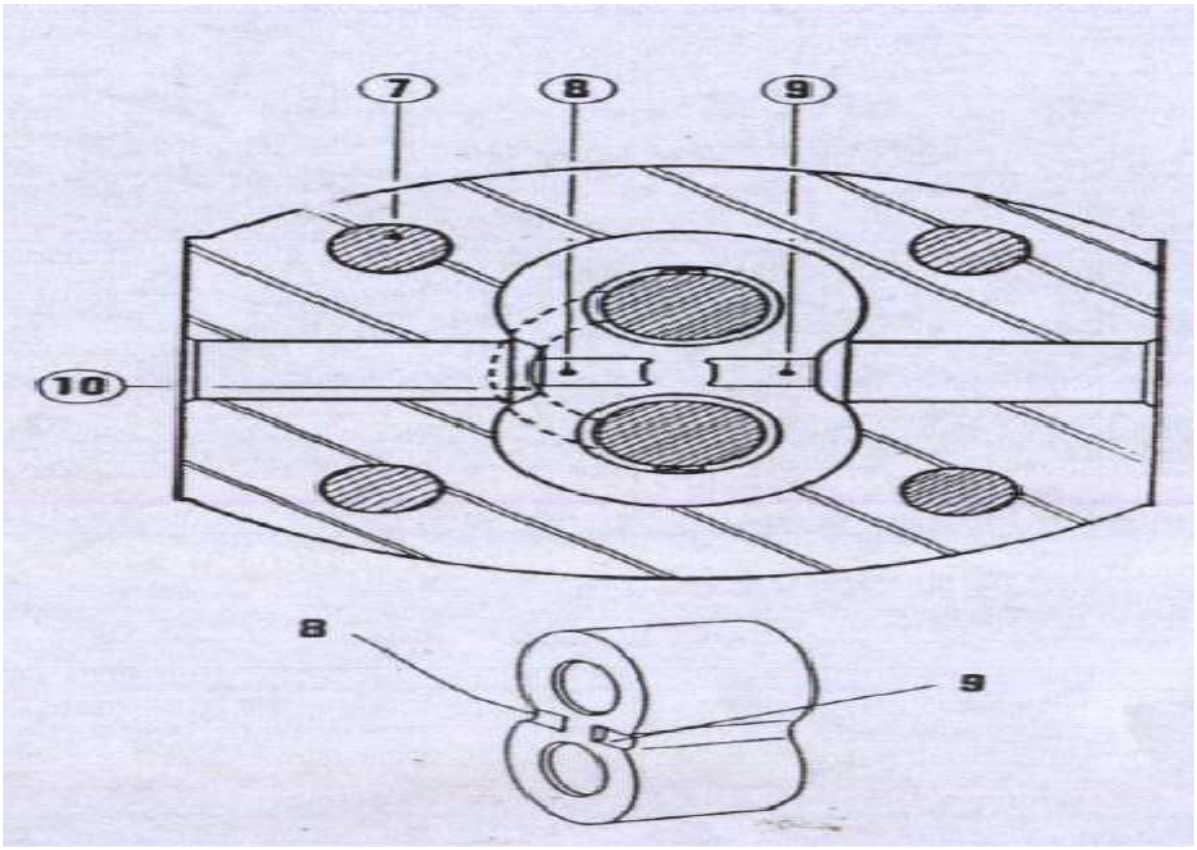
5- lunette arrière.

6- flasque arrière avec compensation.

7- vis de maintien des flasques.

8- rainures de diminution du bruit.

9- rainures de diminution du bruit.



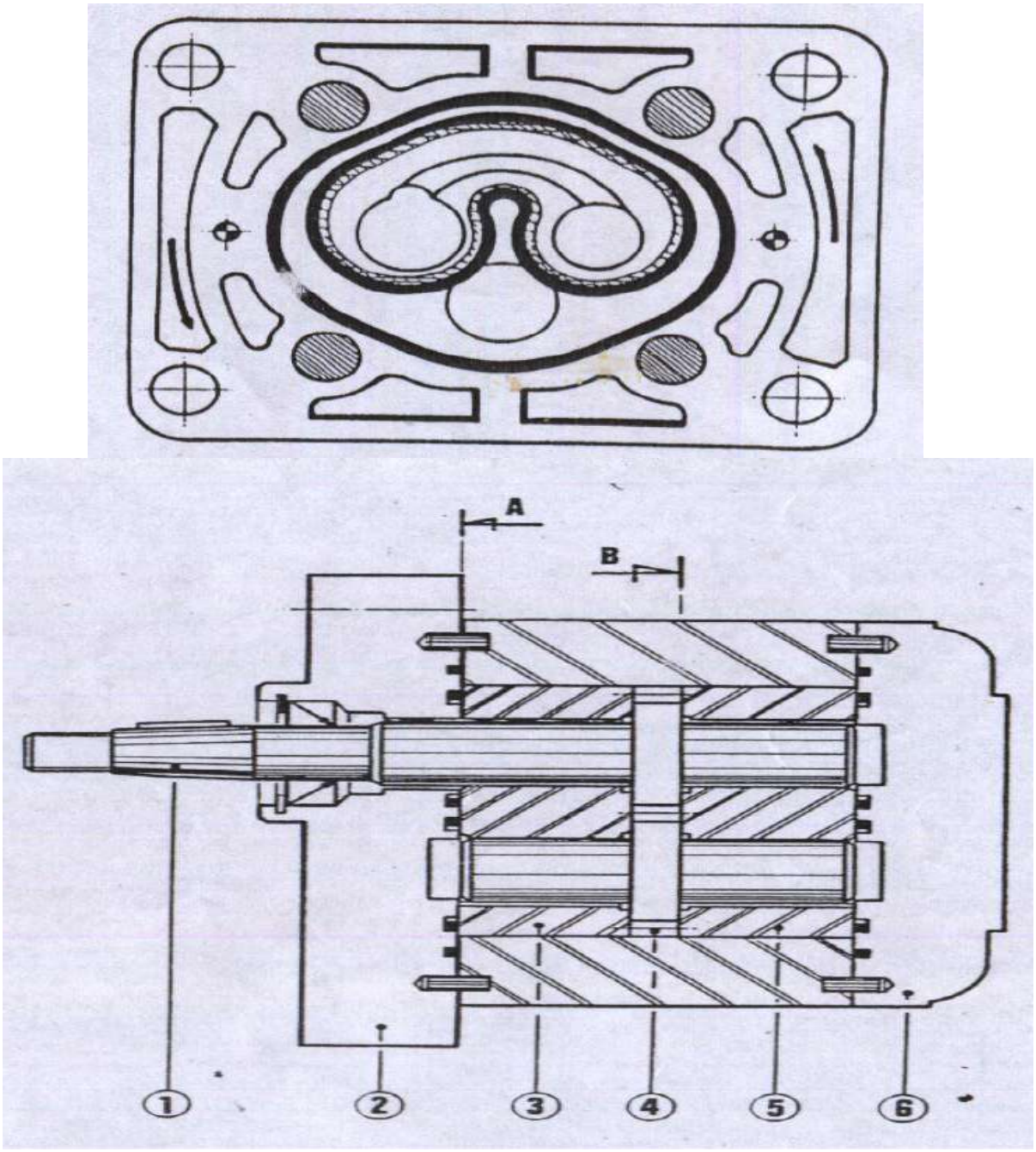


Figure 12 : Principe de compensation axiale- (origine Sauer Sundstrand).

- Description :

La figure12 représente le principe de compensation adopté par la firme saure-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.

1.5 Caractéristiques générales de l'huile :

Dans cette partie, on prend un exemple de fluide utilisé dans les pompes à engrenage. La pompe a engrenage peut être montée légèrement au-dessus des niveaux d'huile : dépression admissible à l'aspiration environ 0.25 bar maxi, toutefois, pour des raisons de sécurité et de pollution extérieur, 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. m^2/s

Pour le démarrage : 1 000. m^2/s

- Viscosité recommandée : 20 – 50. m^2/s
- Plage de température : - 15° C a + 80°C.
- Fluide de pression : huile minérale (DIN 51 524)
- Filtration : classe 9……NAS 1638.

CODE : 18/15……IS 04406.

- Type d'entrainement : accouplement élastique celui-ci ne doit transmettre aucun.
- Effort axiale ou radial.
- Palier additionnel : lors d'un entrainement par poulie, pignon dente, il est préférable de commandes la pompe munie d'un palier additionnel.
-

1.6 Problème des pompes volumétriques :

Un des grands problèmes des pompes a engrenages est l'espace mort trouve entre les dents au moment de l'engrènement. Cet espace mort affecte de manière différente si le fluide entre les engrenages est liquide.

Dans une autre part, si le fluide entre les engrenages est un liquide (fluide incompressible), dans le moment de l'engrènement, le liquide retenu dans l'espace mort ne pourra pas se comprimer et il se produira une augmentation de pression que peut abimer les dents des deux roues. [5]

Dans la partie, on présente les différents défauts existants de fonctionnement des pompes.

a) On constate des rayures plus ou moins profondes sur la périphérie interne du corps. (Figure 13)

CAUSE :

- huile excessivement polluée.
- inefficacité des filtres.

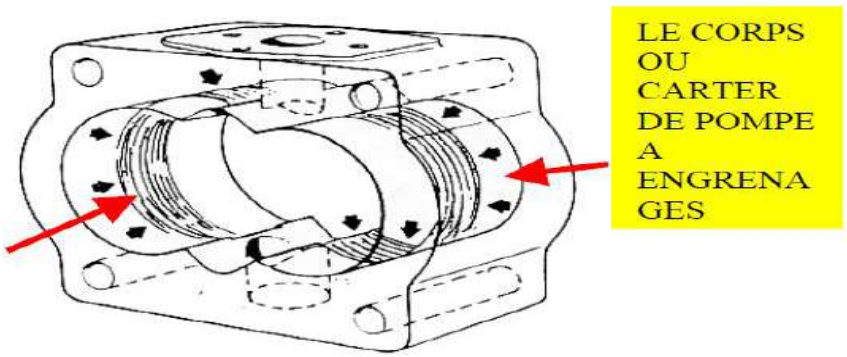


Figure 13: Les problèmes sur la carter d'une pompe

b) On constate un fraisage profond correspondant à la largeur des pignons sur la périphérie interne du corps de pompe et tout particulièrement dans les zones d'alimentation. (Figure 14)

CAUSE :

- jeu excessif entre les arbres des pignons et les paliers lisses des jumelles.
- surcharge fréquente, intermittentes et anormales qui sollicitent trop la pompe

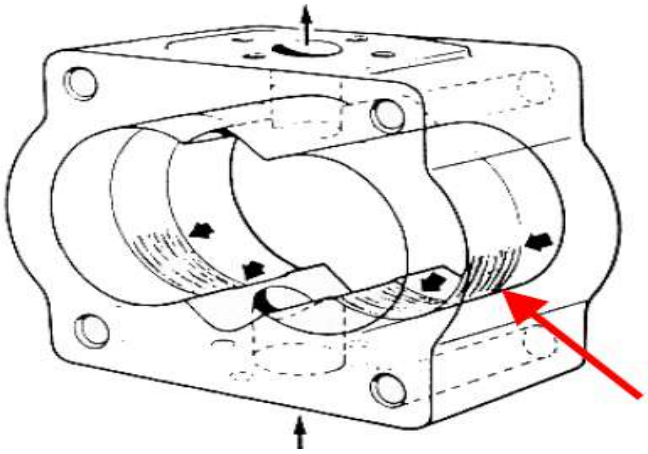


Figure 14: Les problèmes de surcharge sur les pignons

c) On constate que la jumelle 1 est profondément marquée dans la zone d'intersection de denture des deux pignons. (Figure 15)

CAUSE :

-projection d'huile très polluée durant la compression du fluide entre les dents des pignons

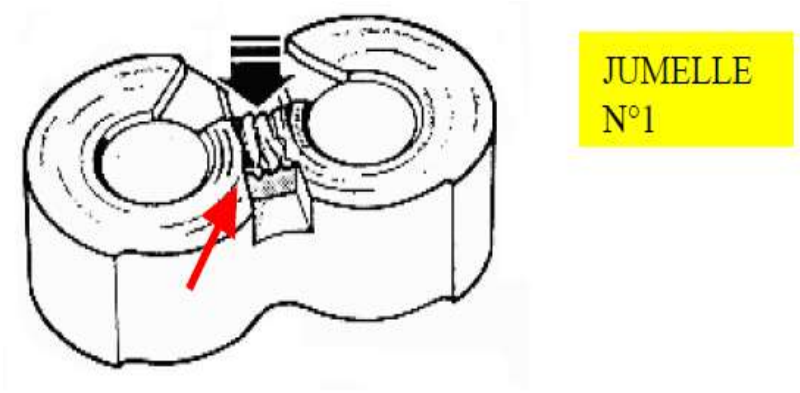


Figure 15 : Les défauts sur jumelle.

d) On constate que la jumelle 2 est fortement entaillée sur son flanc en contact avec le pignon (Figure16).

CAUSE :

- infiltration d'impuretés de grosses dimensions entre les pignons et les jumelles. Il peut même s'agir de limailles ou de petits copeaux. Ace stade d'avancement on peut considérer que la pompe est hors service, que l'ensemble de l'installation nécessite un nettoyage complet avec une centrale d'épuration.

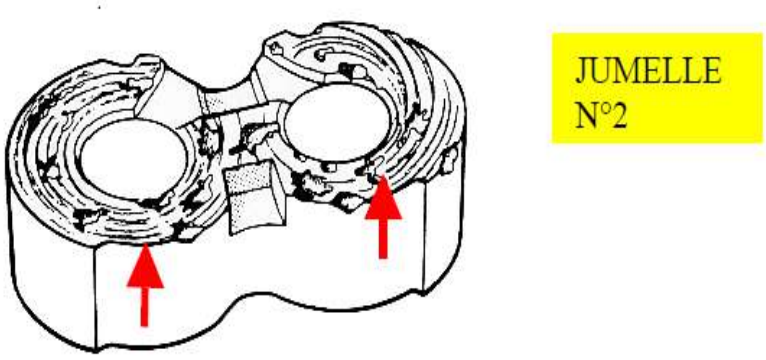


Figure 16: Les défauts de contact avec les pignons

e) On constate une denture fortement écaillée et rayée (Figure 17)

CAUSE :

- des particules de métal ont pénétré le système. Cette anomalie peut avoir lieu à la mise en route de l'installation, être consécutive à des copeaux de métal non évacués du bloc du distributeur après son usinage par exemple.

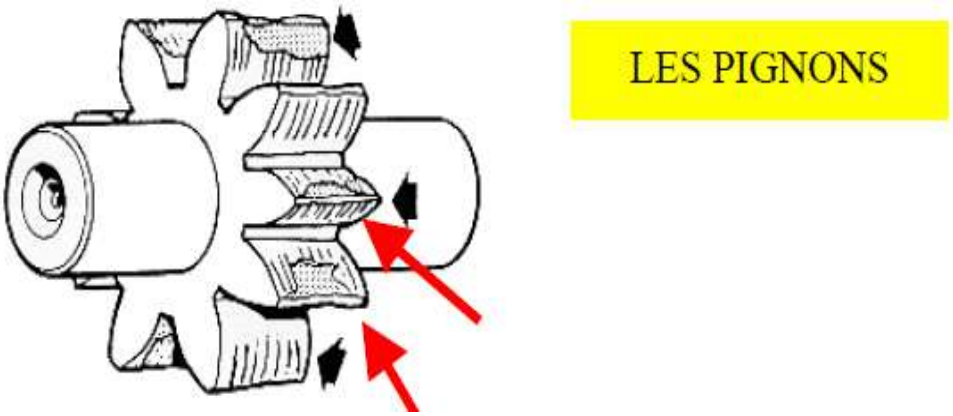


Figure 17: Les problèmes surcharge sur les pignons.

f) On constate que les dentures sont piquées profondément et de façon relativement uniforme (Figure 18)

CAUSE :

- de l’eau ou un fluide non hydraulique corrosif circule avec l’huile.

Cette pigmentation est souvent constatée après une longue période d’inactivité.

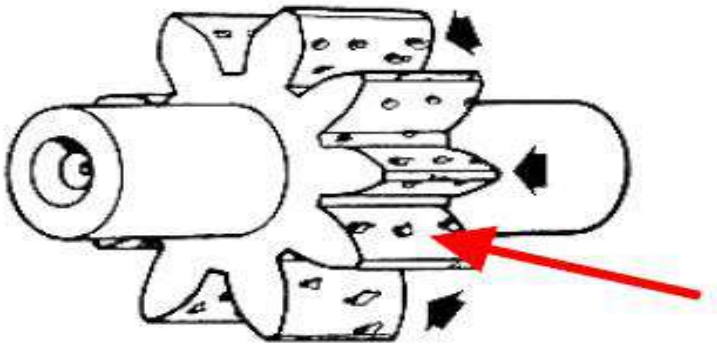


Figure 18: les problèmes d’utilisation de fluide non hydraulique

1.7 Installation et mise en service correcte d’une pompe hydraulique :

- Contrôler le sens de rotation
- Remplir la pompe avant son installation.
- Avant d’être installées, les conduites doivent être consciencieusement nettoyées et ne présenté aucune trace de saleté, copeaux, limaille etc. Une attention particulière doit être portée aux tuyaux soudés.
- Le remplissage de toutes les conduites est conseillé.
- Lors de la mise en service il est recommandé de purger le circuit en desserrant le raccord côté pression.
- Avant de peindre l’installation il est nécessaire de protéger les joints d’arbre.
- Avant la mise en service, il est impératif de contrôler si l’installation est sécurisée par un réducteur de pression. Durant l’utilisation, les valeurs nominales maximales de la pompe ne doivent pas être dépassées. [6]

1.8 Conclusion :

Il y a une grande classe de pompes et dans chaque groupe il y a différentes formes, grâce à une course vers la connaissance.

Pour une utilisation optimale doit respecter les conditions suivant :

- il faut éviter les erreurs dans le montage.
- Suivez les instructions accompagnant la pompe.
- L'équipement de sécurité devrait être installé

Chapitre 2 :

Calcul analytique des caractéristiques de la pompe

2.1 PRE-DIMENSIONNEMENT DES ENGRENAGES :

Le but de ce projet est obtenir une denture des engrenages optimale. Pour atteindre l'objectif, nous ferons premièrement un pré-dimensionnement des engrenages, et après, sur cette étude, nous redimensionnerons les engrenages pour améliorer le rendement de la pompe.

Pour effectuer le pré-dimensionnement nous avons parti d'un débit volumétrique (en l/min) pour déterminer les caractéristiques générales de l'engrenage cylindrique à denture Droite (nombre de dents, module, diamètre primitif, diamètre extérieur et longueur).

2.1.1 Les éléments d'une pompe à engrenages :

Nous présentons dans ce chapitre, avec suffisamment de détails, les principes généraux de dimensionnement d'une pompe à engrenages extérieurs. Comme le montrent les figures 19 et 20, elle se compose de deux pignons identiques dont l'un est moteur (lié directement à l'arbre du moteur) et l'autre libre.

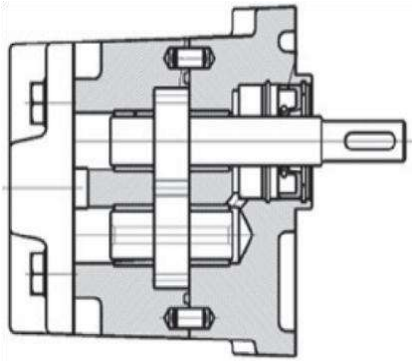


Figure 19: Vue schématique en coupe méridienne d'une pompe à engrenages

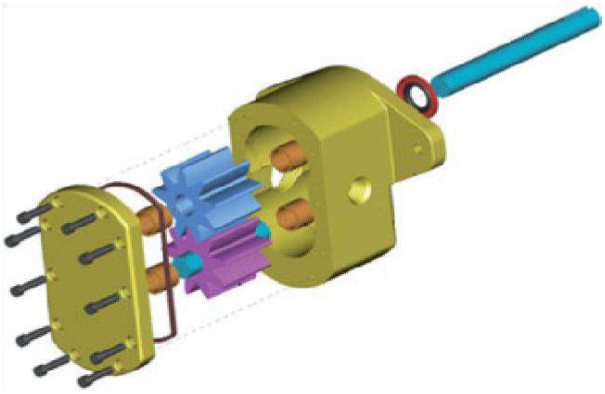


Figure 20 :Vue éclatée d'une pompe à engrenages

À l'aspiration, le liquide occupe l'espace séparant deux dents (creux). Par le fait de la rotation, ce liquide est amené au refoulement (figure 21). Dans la cavité de refoulement, la dent d'un pignon occupant le creux de l'autre, le liquide est chassé. Le creux ayant une surface légèrement supérieure à celle de la dent, une faible partie du liquide est ramené à l'aspiration. Ainsi, le volume refoulé est égal au volume de la dent

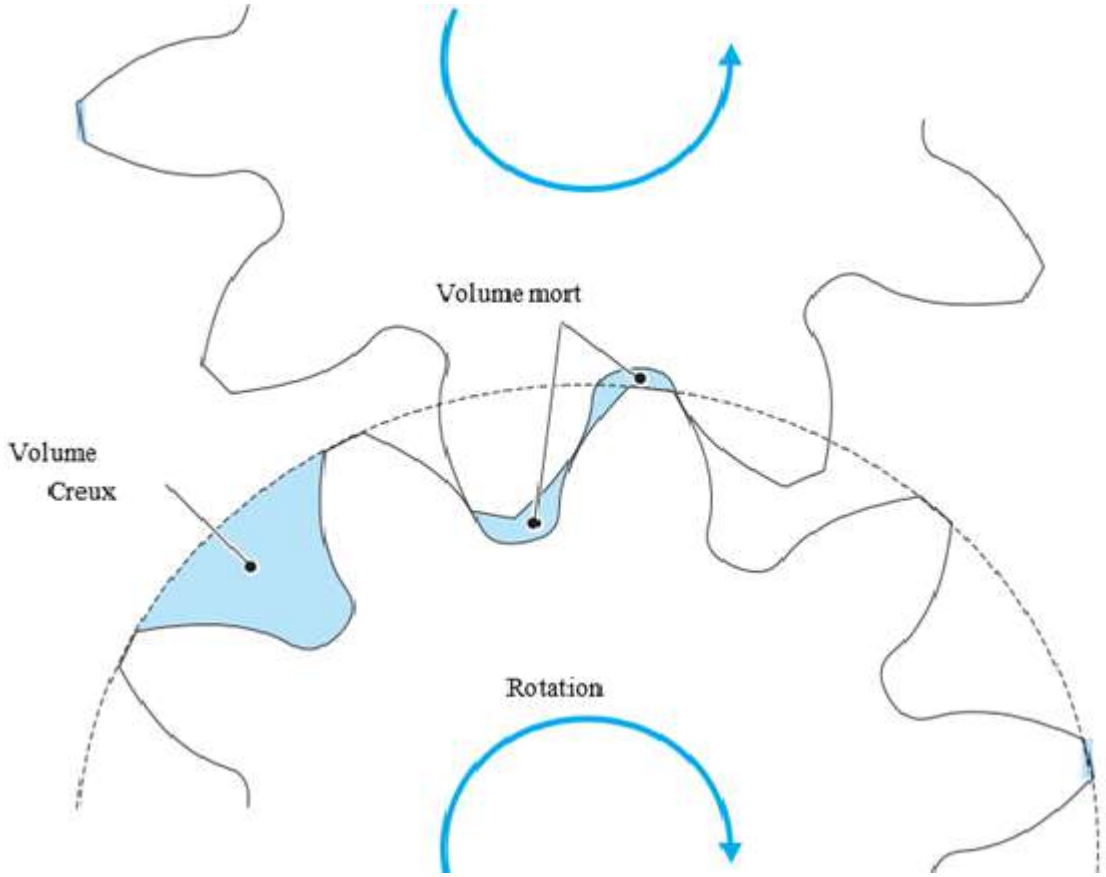


Figure 21: Volume débité et volume mort ramené à l'aspiration

2.1.2 Rappels concernant la géométrie de l'engrenage cylindrique :

Cette partie présente certaines formules de calcul selon les normes ISO. Dans la désignation des diamètres, la lettre minuscule d est utilisée pour le pignon et la lettre majuscule D est utilisée pour la roue.

Le pignon désigne généralement l'élément ayant le plus petit nombre de dents. La roue désigne quant à elle l'élément ayant le plus grand nombre de dents. [7]

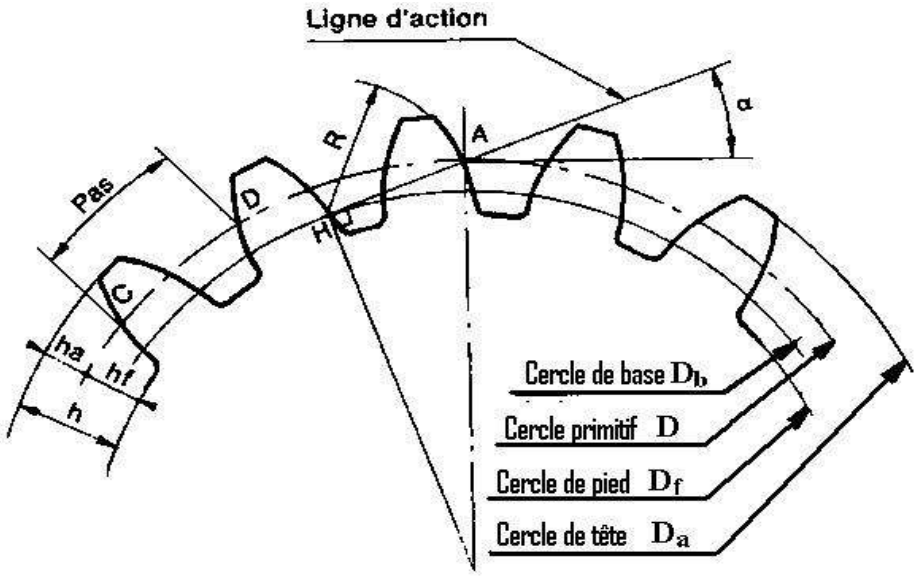


Figure 22: Définition des dimensions de pignon

2.1.2.1 Module :

Le module, désigné généralement par m, est une caractéristique importante des engrenages qui représente la dimension des dents. Il est égal au nombre de (mm) de diamètre primitif par dent. Pour qu'il y ait engrènement correct entre un pignon et une roue, il est nécessaire que leurs modules soient les mêmes.

2.1.2.2 Angle de pression :

Nous connaissons la pression à laquelle la pompe fonctionne, et en fixant un angle de pression normalise α= 20º, nous pouvons obtenir les efforts exercés sur les roues quand elles engrènent. Il y a deux types de forces qu'on peut trouver dans la partie mécanique d'une pompe a engrenages, une à cause de la pression exercée sur les paliers et l'autre dû à l'engrènement des dents des engrenages. Elle représente l'augmentation de l'épaisseur de la dent. On utilise l'angle de pression 25 pour des engrenages fortement chargés (figure 22).

2.1.2.3 Cercle primitif :

Le cercle primitif (figure 22) représente la zone de contact où il y a roulement sans glissement entre le pignon et la roue. On peut donc assimiler l'engrenage à deux cercles primitifs qui roulent sans glisser l'un sur l'autre.

2.1.2.4 Cercle de base :

Le cercle de base sert à la construction de la développante de cercle (figure 22). Le cercle de base est le cercle à partir duquel le profil en développante commence. La normale au profil est tangente au cercle de base et, par conséquent, la ligne d'action est aussi tangente aux cercles de bases du pignon et de la roue.

2.1.2.5 Cercle de pied :

Le cercle de pied se trouve à fond de dent (figure 22).

2.1.2.6 Cercle de tête :

Le cercle de tête se trouve au sommet des dents (figure 22). C'est celui qui peut être mesuré directement à l'aide d'un pied à coulisse.

2.1.2.7 Pas circulaire :

Le pas circulaire p correspond à la longueur de l'arc de cercle entre points homologues de deux dents consécutives le long du cercle primitif (figure 22). Il correspond donc à la somme de l'intervalle i et de l'épaisseur t tous deux mesurés sur le cercle primitif.

2.1.2.8 Pas de base :

Le pas de base Pb correspond à la distance entre deux dents consécutives le long de la ligne d'action (figure 22).

2.1.2.9 Entraxe :

L'entraxe ‘’a’’ (figure23) représente la distance entre les centres du pignon et de la roue. En fonctionnement normal, sa valeur est égale à la demi-somme des rayons primitifs du pignon et de la roue.

L'entraxe peut varier en fonction de la température du boîtier et des engrenages et particulièrement lorsque les matériaux des engrenages et du boîtier sont différents.

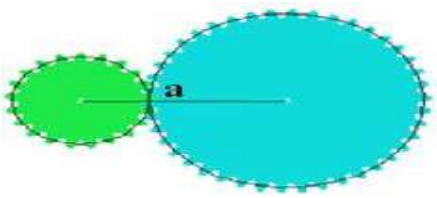


Figure 23 : l'entraxe

Pour avoir un bon fonctionnement de l'engrenage, il faut assurer un jeu entre une paire de dents. Il permet une lubrification efficace et d'avoir une marge de manœuvre en cas de dilatation due à une variation de température.

Une diminution d'entraxe entraîne une diminution du jeu. La variation d'entraxe peut donc servir à contrôler le jeu.

Tableau 2: Rappelle de calcul d'engrenage

Principales caractéristique des engrenages droites		
Caractéristique	**Symbole**	**Observation et formule usuels**
Module	m	calculé
Pas primitif	P	$P = \pi M$
Vitesses angulaire	ω	$\omega = N\pi/30$
Nombre de dents	Z	$Z_1 = i.\ Z_2 \quad ; \quad i = 1$
Diamètre primitif	d	$d = M.\ Z$
Entraxe	**a**	$a = (d_1+d_2)/2$
Saillie	h_a	$h_a = M$
Creux	h_f	$h_f = 1.166M$
Hauteur de dent	h	$h = 2.166M$
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d+2M$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d-2.332M$
Angle de pression	α	Valeur usuel
Largeur	b	$b = k.M$
épaisseur de la dent	s	$S = 0.4857 \times p$

2.2 Caractéristique hydraulique de la pompe :

On suppose le fluide parfait (pas de frottement) ainsi que la machine (pas de frottement mécanique ni circonférentiel, ni latéral, jeux mécaniques nuls). [8]

Le débit volumétrique, suivant les hypothèses formulées, est

Donné par :

$$q_{v.th} = 2Z \cdot V_1 \cdot N \qquad (2.1)$$

Où V_1 est le volume d'une dent et n la vitesse de rotation (en tr/min).

On a par ailleurs :

$$\omega = 2\pi N \qquad (2.2)$$

Avec ω (rad/s) vitesse angulaire du pignon.

Le volume d'une dent peut, d'après la figure 3, s'approximer par :

$$V_1 = (h_a + h_f)\, S \cdot b \qquad (2.3)$$

S : épaisseur de la dent (**la figure 24**) ;

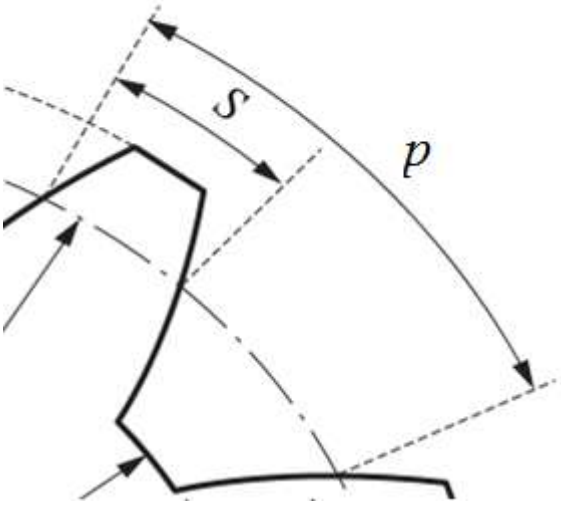


Figure 24 : Une seule abréviation

Ou encore d'après les relations h_a et h_f sur le tableau 1 :

$$h_a + h_f = 2.166(d_a - d) \quad (2.4).$$

$$s = 0.4857 \times p = 0.4857 \times \pi (d_a - d) \quad (2.5).$$

La relation (12) peut alors s'écrire :

$$V_1 = 2.166 \times 0.4857 \times \pi (d_a - d) \times b$$

$$V_1 = 1.056 \times b \times \pi \, {d_a}^2 \left(1 - \frac{d}{d_a}\right)^2 \quad (2.6).$$

D'où la valeur du débit :

$$q_{v\,th} = 1.056 \times b \times 2\pi \times N \times Z \times {d_a}^2 \left(1 - \frac{d}{d_a}\right)^2 \quad (2.7).$$

En introduisant ω et le rapport $\frac{d}{d_a}$, on obtient finalement :

$$q_{v\,th} = 1.056 \times b \times \omega \times Z \times {d_a}^2 \left(1 - \frac{Z}{2+Z}\right)^2$$

$$q_{v\,th} = b \times \omega \times Z \times {d_a}^2 \left(\frac{2}{2+Z}\right)^2 \quad (2.8).$$

2.2.1 Efforts radiaux sur la roue et le pignon :

En dehors des problèmes d'équilibrage des rotors, les efforts radiaux en présence $\boldsymbol{f_{r1}}$et $\boldsymbol{f_{r2}}$ donnant naissance aux efforts sur les paliers sont issus des considérations suivantes (**figure 25**) :

- f_{r1} est la force radiale issue de la répartition de pression suivante :

La pression d'entrée p_e agit sur le quart de la circonférence, côté aspiration et la pression *p*(θ) augmente linéairement sur un demi-tour pour atteindre p_s(pression de sortie) qui agit sur le quart restant (côté refoulement).

L'effort résultant, $\boldsymbol{f_{r1}}$, correspondant à cette distribution est valable par ses composantes sur *x* et *y* :

$$F_x = \int_{\pi}^{-\pi/2} p_e\, d_a\, b\, cos\theta\, d\theta + \int_{-\pi/2}^{\pi/2} p(\theta) d_a\, b\, cos\theta\, d\theta + \int_{\pi/2}^{\pi} p_s\, d_a\, b\, cos\theta\, d\theta$$

$$F_y = \int_{\pi}^{-\pi/2} p_e\, d_a\, b\, sin\theta\, d\theta + \int_{-\pi/2}^{\pi/2} p(\theta) d_a\, b\, sin\theta\, d\theta + \int_{\pi/2}^{\pi} p_s\, d_a\, b\, sin\theta\, d\theta \quad (2.9).$$

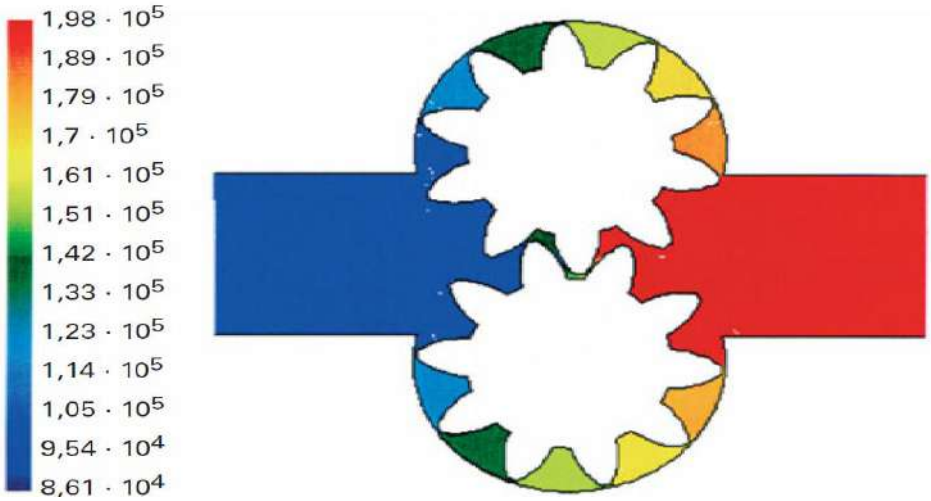


Figure 25 : Evolution de la pression statique de l'entrée à la sortie (EXEMPLE).

Avec :

$$p(\theta) = \frac{p_s - p_e}{\pi}\theta + \frac{p_s - p_e}{2} \quad (2.10).$$

On trouve après intégration

$$F_x = 0$$

$$F_y = (p_s - p_e)\ \mathrm{b}\ d_a \frac{2+\pi}{\pi}$$

D'où :

$$F_{r1} = (p_s - p_e)\ \mathrm{b}\ d_a \frac{2+\pi}{\pi} \quad (2.11).$$

L'autre effort radial F_{r2} , est dû à l'engrènement :

$$F_{r1} = F_T\, tg\alpha \quad (2.12)$$

Avec α angle de pression de l'ordre de 20° et $\boldsymbol{F_T}$ effort tangentiel lié au couple moteur :

$$\boldsymbol{F_T} = \frac{C}{2R} = \frac{\Delta p\ q_{v.th}}{2\omega R} \qquad (2.13).$$

Ces efforts dépendent beaucoup du choix des paramètres constructifs et notamment du rapport largeur/diamètre ainsi que du nombre de dents *Z*.

2.2.2 Vitesse de glissement :

Pour limiter l'usure des surfaces de dentures, la vitesse de glissement doit rester dans des proportions raisonnables. Cette vitesse se calcule à partir de la **figure 27.**

On observe la ligne de conduite [T1 T2] et le point M figurant le point de plus grande vitesse de glissement. Celle-ci est définie ici par :

$$V_g = \omega\ ([T2M] - [T1M]) \qquad (2.14).$$

Elle doit rester limitée à 40 m/s pour garantir une bonne durée de vie des surfaces d'engrènement.

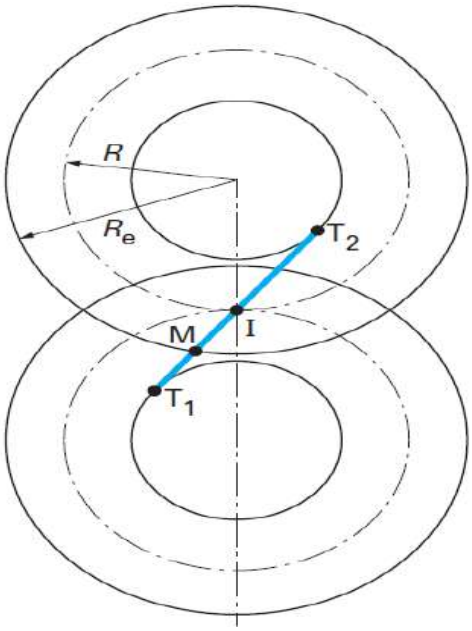


Figure 26:Schéma de l'engrènement.

2.2.3 Divers rendements :

Dans toutes les pompes volumétriques, il existe des jeux plus ou moins importants entre les parties mobiles et les parties fixes de la machine. Ces jeux permettent un écoulement depuis les fortes pressions vers les basses pressions.

Du fait de la faible valeur des jeux et de la viscosité du liquide, l'écoulement dans les jeux est généralement laminaire. Ainsi, le débit de fuite est proportionnel à la pression Δ*p* fournie par la pompe. Le débit de fuite sera de la forme : (q_{Vf})

$$q_{Vf} = A\,\frac{\Delta p}{\mu} \qquad (2.15).$$

Avec *A* coefficient dépendant de la géométrie et de la valeur des jeux,
μ viscosité dynamique du fluide.

On pourra calculer le débit réel de la pompe par :

$$q_V = q_{V.th} - q_{Vf} \qquad (2.16).$$

On définit ainsi le rendement volumétrique par la relation

$$\eta_V = \frac{q_V}{q_V + q_{Vf}} = \frac{q_V}{q_{V.th}} \qquad (2.17).$$

Ce rendement est très souvent supérieur à 90 %.

2.2.3.1 Puissance hydraulique-rendement :

La puissance hydraulique acquise par le fluide au cours de son passage dans la pompe, est donnée par :

$$P_{hy} = \Delta p.\, q_V \qquad (2.18).$$

2.2.3.2 Pertes mécaniques :

Elles sont dues aux frottements mécaniques et hydrauliques se produisant lors du déplacement des parties tournantes non actives de la pompe.

On les désignera par *P*m.

La puissance à fournir par le moteur entraînant la pompe sera donc :

$$P_a = \Delta p . q_{V.th} + P_m \qquad (2.19).$$

2.2.3.3 Rendement mécanique :

Par définition, il est donné par :

$$\eta_{meca} = \frac{\Delta p . q_{V.th}}{P_a} \qquad (2.20).$$

2.2.3.4 Rendement global :

Par définition, ce rendement est le rapport de la puissance hydraulique fournie par la pompe à la puissance mécanique reçue sur l'arbre moteur :

$$\eta_{global} = \frac{P_{hy}}{P_a} = \frac{\Delta p . q_V}{P_a} = \frac{\Delta p . q_V}{\Delta p . q_{V.th} / \eta_{meca}} \qquad (2.21).$$

En se référant aux relations (26), (29) et (30), les divers rendements évoluent notamment en fonction de la pression et la vitesse de rotation.

Exemple :

La figure 27 : donne l'allure de ces évolutions pour une pompe à engrenage tournant à 1 450 tr/min et de débit théorique égal à 65 L/min.

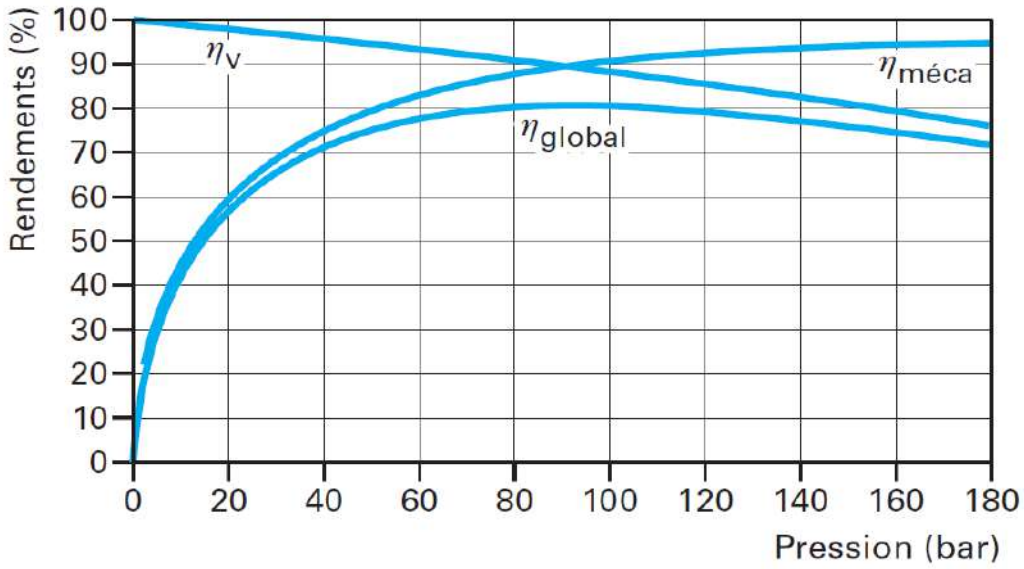


Figure 27 : Évolution des divers rendements avec la pression de refoulement.

2.2.4 Calcul la force et l'effort radiaux :

✓ **La force radiale :**

(f_{rp}) est obtenue de la répartition azimutale de pression sur le palier.

Pour le calculer, nous utilisons la formule simplifiée :

$$Force\ radiale = pression\ de\ refoulement \cdot surface\ projectée\ de\ chaque\ roue$$

$$f_{rp}(\text{N}) = 0{,}1 \times \Delta p \times b \times \frac{d_{ext}}{2} \times \left(1+\frac{2}{\pi}\right) \qquad (2.22)$$

Δp en bars et b, d_{ext} en mm

Cette force radiale on doit le repartir entre les deux paliers des deux roues.

✓ **L'effort radial** :

Est l'effort dû à l'engrènement.

Au le moment du contact entre les deux roues, il se produit une réaction qui a la direction de la ligne d'engrènement.

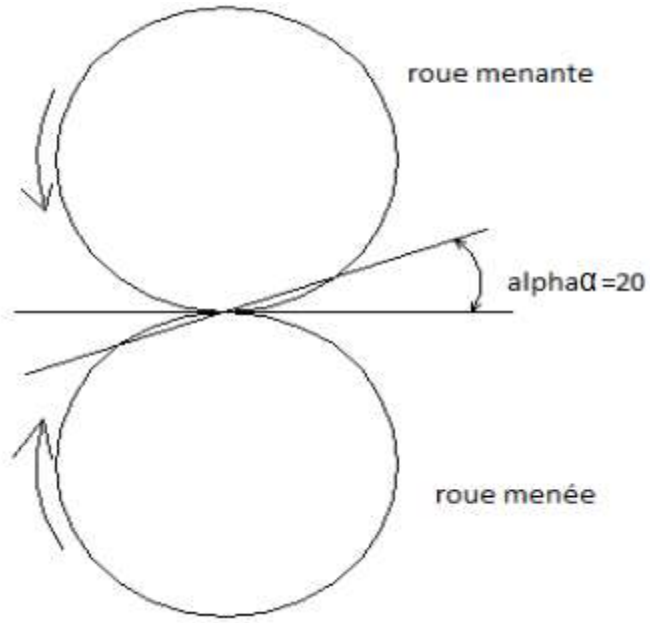


Figure 28 : Forces exercées entre les roues

L'effortf_{21}est celui qui exerce la roue menante sur la roue menée, et l'effortf_{12} , vice-versa.

Chaque effort se décompose en une composante radiale et une composante tangentielle.

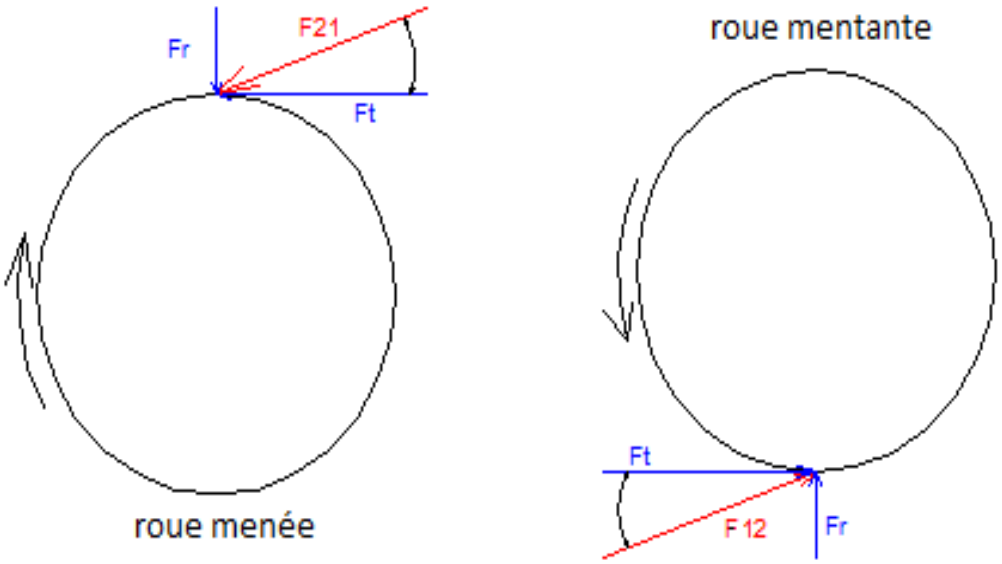


Figure 29 : Efforts sur chaque roue

Par conséquent, l'effort radial, avec une angle de pression normalise α= 20° , est calculée :

$$f_r = f_t \times \text{tg}\alpha \qquad (2.23).$$

$$f_t = \frac{Q_V \times \Delta p}{2\pi \times N \times n_V \times d} \qquad (2.24).$$

D'où

$$f_r = \frac{Q_V \times \Delta p \times \text{tg}\alpha \times 10^4}{2\pi \times N \times n_V \times d} \qquad (2.25).$$

L'effort total exerce sur les roues est donc, la somme des efforts :

$$F_{TOTAL} = \sqrt{F_r^2 + F_{rp}^2} \qquad (2.26).$$

2.3 Calcul cinématique :

2.3.1 Les paramètres de moteur électrique :

$$P = C \times w$$

Tableau 3:Les paramètre de moteur

paramètre de moteur	unité	
puissance	KW	3.75
vitesse de rotation	tr/min	1480
couple de moteur	N.m	24.21

2.3.2 Choix de matériau :

Les matériaux utilisés dans la construction sont nombreux et variés. Mais, leur choix s'articule autour de 6 grands critères : [9]

- ❖ Leur apparence.
- ❖ Leur solidité.
- ❖ Leur résistance.
- ❖ L'isolation.
- ❖ L'impact environnemental.
- ❖ Le coût.

Dans notre choix de matériaux on prend en considération tous ses facteurs mais on a basé sur la résistance, la solidité et le coût, pour le matériau des pignons et des axes on a choisis le "20Cr Mo5". C'est un acier faiblement allier, il est classé dans la famille des nuances diverses avec une désignation signifie :

- Le pourcentage de carbone est 0.2%.
- Les principaux éléments d'addition "Cr (Chrome)", "Mo (Molybdène)".
- Les pourcentages des éléments d'addition "1.25% de Chrome" " des traces de Molybdène"

- Les caractéristiques mécaniques de ces matériaux sont :

- Rr (daN/mm²) : entre 90-150.
- Re (daN/mm²) : entre 75-95.
- A% : entre 8-9.
- K (daJ/cm²) : entre 4-5.
- La trempabilité de matériau est limitée.

-les exemples d'utilisation : Engrenages, arbres, axes, tiges, leviers, pièces d'usures...

En choisie les paramètres suivant :

Tableau 4 : Choix de matériau

Paramètre de matériau	**20CrMo5**
Résistance (limite élastique)	**75-95**
coefficient de sécurité	**2**
Rpe (daN/mm²)	**40**
K(daJ/cm²)	**4-5**

2.3.3 Calcul de module m d'engrenage :

$$m \geq 2.34 \times \sqrt[3]{\frac{C}{K\ Z\ Rpe}}$$

En se posée : Z=12

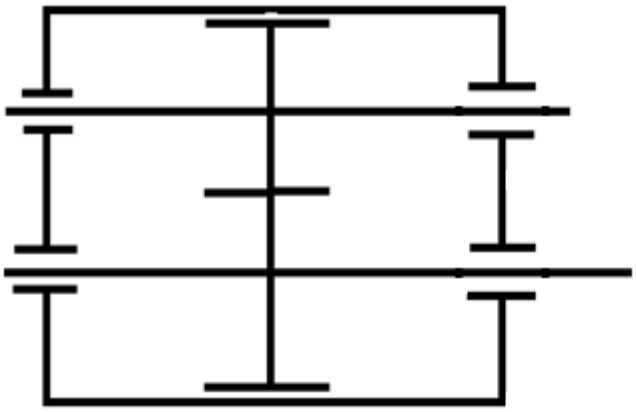
z	**m**	**m normalisé**
12	2,32	2,5 ou 2,75

2.3.4 Chargé de tableau 1 :

Principales caractéristique des engrenages droites			
Caractéristique	**Symbole**	**Observation et formule usuels**	**Paramètre**
Module	m	calculé	2.75
Pas primitif	P	P= πM	8.635
Vitesses angulaire	ω	ω = Nπ/30	154.90
Nombre de dents	Z	Z_1= i. Z_2	12
Diamètre primitif	d	d= M. Z	33
Entraxe	**a**	a= (d_1+d_2)/2	33
Saillie	h_a	h_a=M	2.75
Creux	h_f	h_f=1.166M	3.4375
Hauteur de dent	h	h=2.166M	6.1825
Diamètre de tête	d_a	d_a=d+2M	38.5
Diamètre de pied	d_f	d_f=d-2.332M	26.587
Angle de pression	α	Valeur usuel	20°
Largeur	b	b= k.M	33
épaisseur de la dent	s	S=0.4857×p	4.19

2.4 calcul de dimension de l'arbre

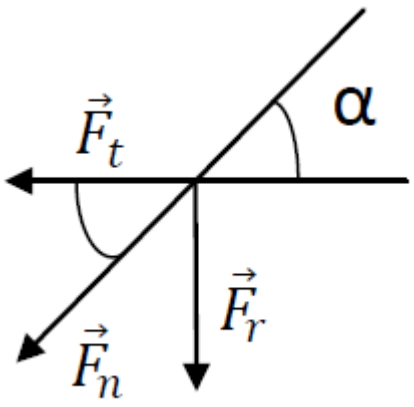
2.4.1 Schéma :



2.4.2 Calcul de diamètre d'arbre :

Pour calculée les forces applique sur l'arbre il faut utiliser l'équation (2.23), (2.24) et (2.25) .

- $f_r = f_t \times \text{tg}\alpha$
- $f_t = \frac{Q_V \times \Delta p}{2\pi \times N \times n_V \times d}$
- $f_r = \frac{Q_V \times \Delta p \times \text{tg}\alpha \times 10^4}{2\pi \times N \times n_V \times d}$



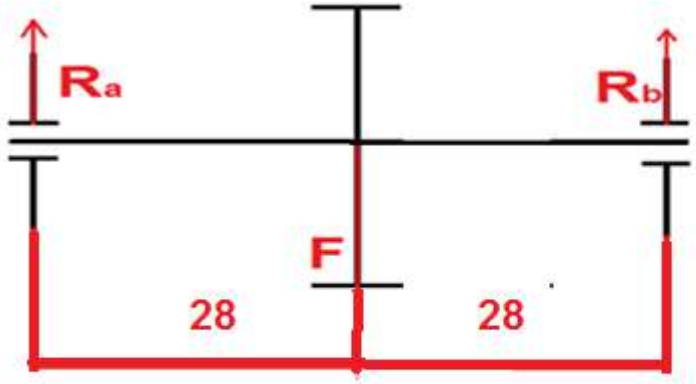
➢ α = 20°

Et $\vec{F}_r = 270{,}46\text{N}$.

$\vec{F}\text{t} = 98{,}42\text{N}$.

Donc : $\vec{F}\text{n} = 287{,}81\text{N}$.

2.4.2.1 Plan vertical :

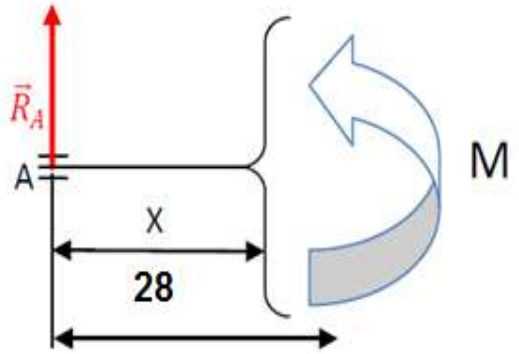


$\sum \vec{F}=0$; $\vec{R}_{av}+\vec{R}_{bv} = \vec{F}_r$ $\sum \vec{M}_A=0$; $\vec{R}_{bv} = (\vec{r} \times 28)/56$

$\vec{R}_{av}$= 135,23N.

Et $\vec{R}_{bv}$ = 135,23N.

Condition limite :



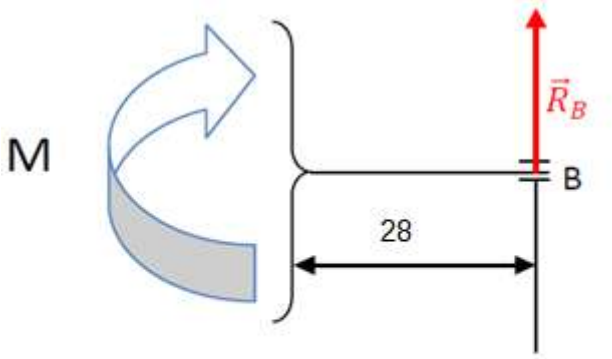
Section 1 : 0 ≤ X ≤ 28 :

M=$\vec{R}_{AV}$. X ; X=0 ; M=0.

Et X=28 ; M= 3786, 44N.mm.

Section 2 : 28 ≤ X ≤ 56 :

M=$\vec{R}_{BV}$× (56-X) ;



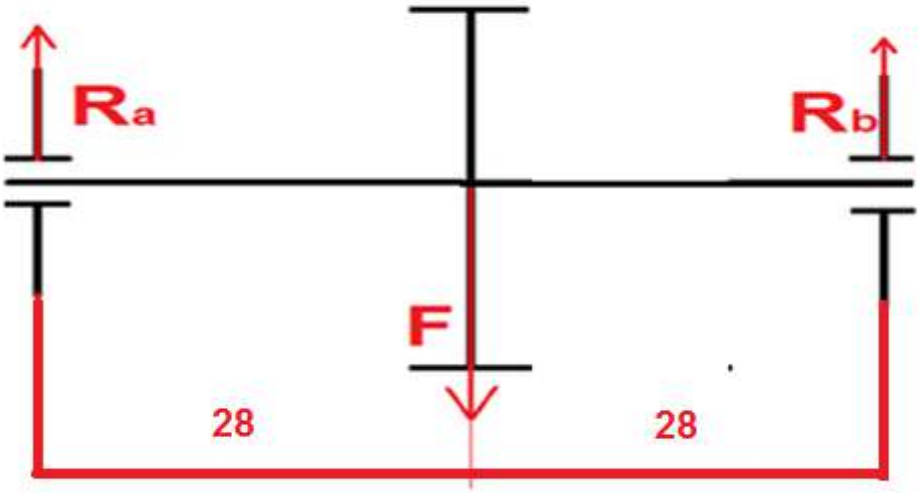
X=28;

M= 3786,44 N.mm

Et X=56 ; M=0.

C'est à dire : Mr = 3786, 44N.m

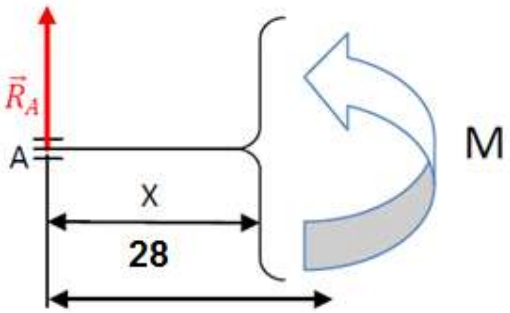
2.4.2.2 Plan horizontal,



$\sum \vec{F}=\vec{0}$; $\vec{R}_{av}+\vec{R}_{bv}=\vec{F}_r$ $\sum \vec{M}_A=\vec{0}$; $\vec{R}_{bv}=(\vec{r}\times 28)/56$

$\vec{R}_{ah}$=49,21N. Et $\vec{R}_{bh}$ = 49,21N.

Condition limite : Section 1 : 0 ≤ X ≤ 28 :

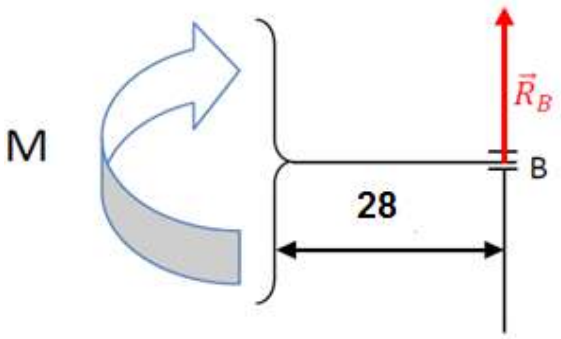


M=$\vec{R}_{Ah}$. X ;

X=0 ; M=0.

Et X=28 ; M= 1377, 88N.mm.

Section 2 : 28 ≤ X ≤ 56 :



M=$\vec{R}_{Bh}$× (56-X);

X=28; M= 1377, 88N.mm.

Et X=45,5 ; M=0.

C'est à dire : Mr = 1377, 88N.mm.

2.4.2.3 Calculer le moment Mi :

Pour calculer le Mi en utilisé le couple de M :

Mi=$\sqrt{\text{Mmax2} + \text{cmoteur2}}$ = 24541,16975 N.mm

2.4.2.4 Calculer le diamètre du l'arbre :

$$\sigma = \frac{\text{Mi} \times \text{y}}{\text{I}} = \frac{\text{Mi}}{i/_y} = \frac{\text{Mi}}{\vartheta} = Re \; ; \; Re = Mi \frac{d/_2}{\pi \times d^4/_{64}}$$

Re=800[N/m] : La résistance des matériaux et le coefficient de Security égale 2

Mi : le moment appliqué

Alors : d≥ $\sqrt[3]{\frac{32\,\text{Mi}}{\pi \text{Rpe}}}$= 8,55 mm donc : d = 18 mm

2.5 Calculs correcte pour pompes hydrauliques à engrenages :

2.5.1 Cahier des charges d'une pompe :

Pression maxi en bar : 60.

Vitesse de rotation en tr/min : 1480

Rendement mécanique $\eta_{meca} = 75\%$

Rendement volumétrique $\eta_V = 97\%$

Rendement total $\eta_{global} = 72.75\%$

2.5.2 La cylindrique :

Pour calcul de volume cylindrique en utilise les équations (1) et (3)

Ou un programme de dessin : (SoliWorks)

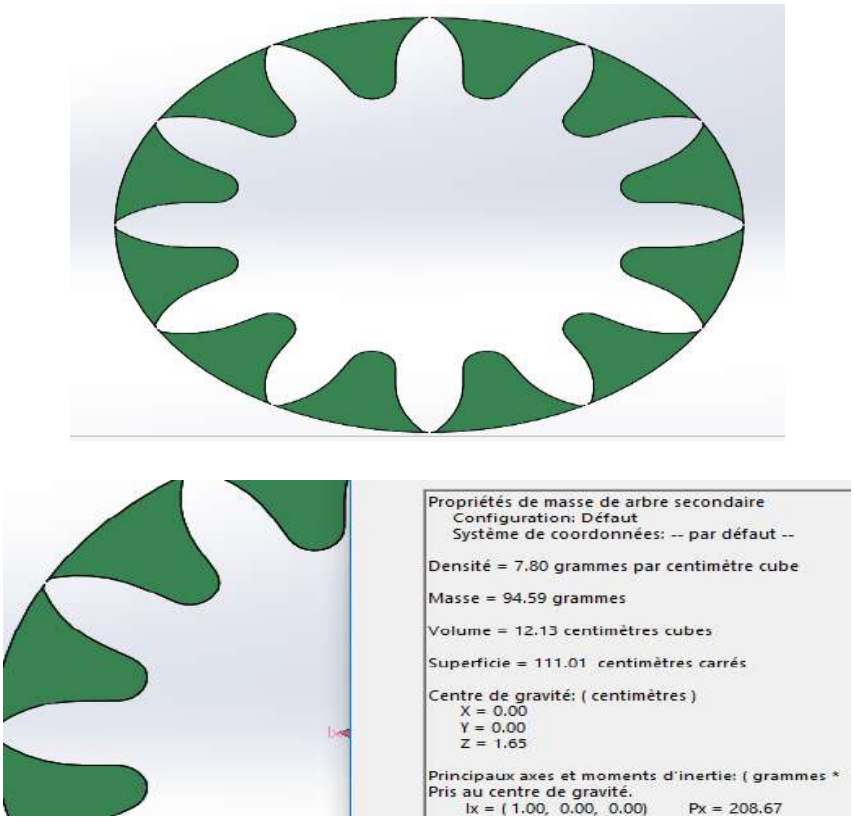


Figure 30 aspiré par un tour pour chaque pignon

Pour une dent : V= 12.13 cm^3.

Et pour le deux pignon : V= 12.13 × 2 = 24.26 cm^3/tr.

Donc : V=24,26 cm^3/tr.

2.5.3 Calcul de débit volumique (théorique) :

En utilise l'équation (1) :

$$q_{v.th} = 2Z \cdot V_1 \cdot n$$

Où

$$q_{v.th} = V \cdot n$$

Avec : n=1480tr/mn

$q_{v.th}$=35904 cm^3/min. ou 35,904 l/min.

2.5.4 Calcul de débit volumique réel q_v

En utilise l'équation (16) :

$$q_V = (V * N * \eta_V)/1000$$

$$q_V = 33.93 l/min.$$

2.5.5 Puissance hydraulique-rendement :

La puissance hydraulique acquise par le fluide au cours de son passage dans la pompe, est donnée par l'équation (18).

$$P_{hy} = \Delta p . q_V$$

P_{hy} =2.0358 KW.

2.5.6 Puissance absolue :

$$P = (\Delta p * q_v)/(600 * \eta_{meca})$$

P=3,77 kW

2.5.7 Couple d'entrainement :

$$C = (v^{*}\Delta p)/(63 * \eta_{meca})$$

C=24,27 N.m

Tableau 5: caractéristique de la pompe conçu

Les paramètres de pompe	
La Cylindrée (cm^3/tr)	24.26
Débit volumique (théorique) (l/min)	35.9
La pression Δp maxi	60
Débit réel (l/min)	33.93
Rendement volumique %	97
Puissance hydraulique-rendement (kW)	2.0358
Rendement global %	72.75
Rendement mécanique	75
Couple de moteur (N.m)	24.27
Puissance absolue (kw)	3,77

Chapitre 3 :

Méthode numérique pour l’analyse de mouvement (SolidWorks motion).

3.1 Introduction :

La conception de nouvelles structures de systèmes ou l'amélioration des configurations existantes, nécessite l'expérience des ingénieurs et leurs idées innovantes, car il est très difficile, voire même, impossible dans la majorité des cas de quantifier en utilisant uniquement des mesures mathématiques. Actuellement, il existe un nombre limité de travaux créatifs dans la conception des structures utilisant des outils mathématiques en raison du temps mis pour développer un nouveau produit avec un concept tout à fait différent. Ainsi, les efforts doivent être consacrés à l'amélioration des produits existants pour les rendre plus performants, durables et sécuritaires. [10]

La conception des structures mécaniques peut être faite par développement et amélioration des performances de ces systèmes par le changement de leurs paramètres physiques structurels. La quantification ou la mesure des performances est généralement relative dans le champ de l'engineering. Elle peut inclure le poids, la rigidité, la passiveté de la structure, le cycle de fatigue des composants mécaniques et pas mal d'autres indicateurs. Les paramètres du système sont des quantités variables que l'ingénieur concepteur peut changer durant le processus du design. Par exemple, l'épaisseur des pales et la section de l'arbre peuvent être changées pour améliorer les performances des pompes à engrenage. Aujourd'hui, le processus de design basé sur la simulation émerge comme un outil prometteur d'avenir pour le processus de développement et de fabrication des produits industriels, car il permet d'atteindre une qualité élevée du produit, au moyen de la réduction du temps de développement et l'introduction de nouveaux modèles sur le marché, la réduction des cycles de tests et la diminution du coût global du système. Toutes les activités qui précédent le fonctionnement de pompe a engrenage extérieur comme système sont des simulations selon. Dans cette optique, la simulation peut contenir plus de modèles mathématiques ou de tests expérimentaux physiques qui sont créés pour compléter l'environnement et les conditions d'expérience par le produit dans sa forme actuelle. Des progrès importants ont été réalisés durant les décades passées sur les outils de dessin et de conception assistée par ordinateur CAO/DAO pour le développement des systèmes mécaniques. Les compétences de simulation sont orientées vers la dynamique des structures mécaniques, hydraulique, contrôle, etc… L'intégration de ces outils est venue pour créer une simulation robuste basée sur les objectifs de la

conception. La première étape dans le processus de conception est la modélisation structurelle et la paramétrisation du design. Ainsi, le problème physique de l'engineering est converti complétement en modèle mathématique et les paramètres qui définissent le modèle mathématique sont identifiés. [11] [12]

Finalement, le but du processus de design est de trouver la position propre des variables de design pour produire les performances mécaniques et structuraux désirées à moindre coût.

Dans cette étude, nous allons concentrerons sur les engrenages, donc nous avons conçu la pompe, pour déterminer l'influence des forces internes et externes sur l'engrenage. [13]

3.2 Théorie de l'analyse statique :

L'équation d'équilibre qui gouverne la déformation statique de la structure linéaire invariante intacte et fissurée pour un système à multiple degrés de liberté dédié à l'aérogénérateur Savonius peut être écrite sous la forme généralisée suivante :

$$[K]\{u\} = \{F\} \tag{3.1}$$

Avec $[K]$: matrice de rigidité de dimensions $(n\ n)$, formée par l'assemblage des matrices de rigidités élémentaires associées à chaque sous domaine de la structure. {u} et {F} sont les vecteurs des déplacements et des chargements spécifiques de longueur n appliqués aux noeuds du maillage [14]. Les tenseurs des contraintes et des déformations en chaque point de la structure sont obtenus par des lois de comportement. Les 9 composantes des contraintes actives sur les facettes d'un élément cubique du corps solide en équilibre statique sont montrées sur la figure 32.

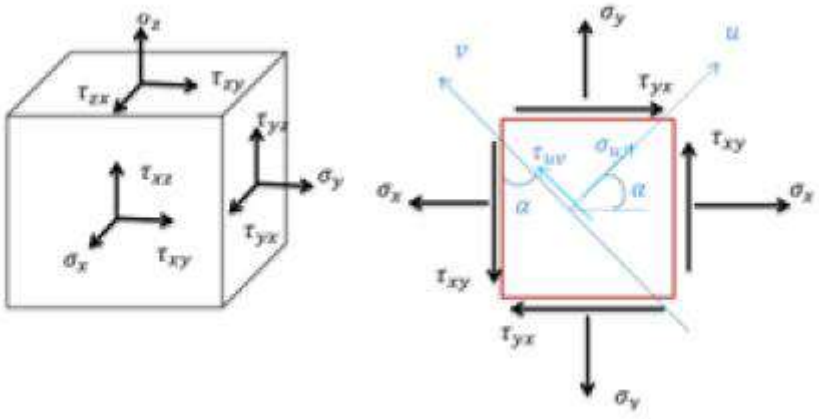


Figure 31 : Tenseur des contraintes statiques sur les facettes d'un élément solide en équilibre

Les amplitudes des contraintes normales $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ et de cisaillement τ_x, τ_y, τ_zsont exprimées dans le système cartésien de coordonnées x,y et z. Ces valeurs varient avec la direction dans n'importe quel système de coordonnées. Seulement, il existe toujours des plans dans lesquels les composantes de cisaillement sont nulles. Les efforts activant sur ces facettes sont appelés des contraintes normales principales et les plans associés sont les plans principaux. Aussi, les directions des vecteurs qui sont normaux aux plans principaux sont appelés les axes principaux. Il existe aussi des plans ou les contraintes de cisaillement sont maximales. Ces contraintes sont appelées les contraintes de cisaillement principales. Il est nécessaire de déterminer les contraintes normales et tangentielles en se basant sur le chargement et la géométrie considérés pour s'assurer que le matériau du système soit résistant sans rupture dans le domaine élastique. L'hypothèse d'isotropie est acceptable pour plusieurs matériaux dans l'engineering. Les contraintes de cisaillement vérifient la condition de réciprocité $\tau_{xy} = \tau_{yx}$, $\tau_{xz} = \tau_{zx}$et $\tau_{yz} = \tau_{zy}$. Les trois contraintes normales principales sont la solution de l'équation caractéristique du tenseur des contraintes :

$$\sigma^3 - (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)\,\sigma^2 - ({\tau_{xy}}^2 + {\tau_{yz}}^2 + {\tau_{xz}}^2 - \sigma_x\sigma_y - \sigma_x\sigma_z - \sigma_y\sigma_z)\sigma +$$
$$\sigma_x\sigma_y\sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{zy}\tau_{xz} - \sigma_z\tau_{xy} - \sigma_y\tau_{xz} - \sigma_x\tau_{yz} \qquad (3.2)$$

Les contraintes globales peuvent être déterminées par les relations de comportement suivantes :

$$\sigma_x = \left(\frac{E}{(1-\vartheta)(1-2\vartheta)}\right)[(1-\vartheta)\varepsilon_X - \vartheta\varepsilon_y - \vartheta\varepsilon_z] \qquad (3.3)$$

$$\sigma_y = \left(\frac{E}{(1-\vartheta)(1-2\vartheta)}\right)[(1-\vartheta)\varepsilon_y - \vartheta\varepsilon_x - \vartheta\varepsilon_z \quad (3.4)$$

$$\sigma_z = \left(\frac{E}{(1-\vartheta)(1-2\vartheta)}\right)[(1-\vartheta)\varepsilon_z - \vartheta\varepsilon_y - \vartheta\varepsilon_x] \quad (3.5)$$

$$\tau_{xy} = G\gamma_{xy}\ ,\ \tau_{yz} = G\gamma_{yz}\ ,\ \tau_{xz} = E/2(1-\vartheta)\gamma_{xz} \quad (3.6)$$

Les caractéristiques des matériaux ε, γ la dilatation linéaire et tangentielle**,** le module de cisaillement$G$, le coefficient de Young$E$ et le coefficient de Poisson ν sont reliés par la relation :

$$G = E/2(1+\nu) \quad (3.7)$$

Les contraintes normales σ_u et tangentielles τ_{uv} qui s'exercent sur les facettes d'un élément cubique selon un angle arbitraire α (figure 33) sont données par les expressions :

$$\sigma_u = 0.5(\sigma_x + \sigma_y) + 0.5(\sigma_x - \sigma_y)cos2\alpha - \tau_{xy}sin2\alpha \quad (3.8)$$

$$\tau_{uv} = -0.5(\sigma_x - \sigma_y)sin2\alpha - \tau_{xy}cos2\alpha \quad (3.9)$$

La conception et l'analyse du système nécessite de déterminer les contraintes principales, l'angleα qui oriente la contrainte principale normale et l'intensité des contraintes maximale σ_1 et minimale σ_2

.

$$\alpha = 0.5tan^{-1}\left(-\tau_{xy}/0.5(\sigma_x - \sigma_y)\right) \quad (3.10)$$

$$\sigma_1 = \sigma_{max} = 0.5(\sigma_x + \sigma_y) + \sqrt{[0.5(\sigma_x - \sigma_y)]^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3.11)$$

$$\sigma_2 = \sigma_{min} = 0.5(\sigma_x + \sigma_y) - \sqrt{[0.5(\sigma_x - \sigma_y)]^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3.12)$$

Sur le plan d'action des contraintes normales, le cisaillement est évidemment nul. L'angle β qui localise les contraintes principales de cisaillement et leurs amplitudes maximales τ_{xy} sont :

$$\beta = 0.5tan^{-1}(0.5(\sigma_x - \sigma_y)/\tau_{xy}) \quad (3.13)$$

$$\tau_{max} = \pm\sqrt{[0.5(\sigma_x - \sigma_y)]^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3.14)$$

Les contraintes normales moyennes sur le plan de cisaillement maximal sont déterminées par la relation :

$$\sigma_{moy} = 0.5(\sigma_x - \sigma_y) \quad (3.15)$$

3.3 Théories de rupture du matériau :

Les critères de rupture prédisent la rupture du matériau des structures sous l'effet des contraintes combinées. Sous SolidWorks Motion Simulation(SWMS), quatre critères de rupture sont disponibles : Le critère maximal de VonMises, le critère de cisaillement maximal, le critère de Mohr-Colomb et le critère de la contrainte normale maximale.

Le critère de la contrainte maximale de VonMises

Ce test de performance prédit la rupture des matériaux ductiles au point où la contrainte de VonMises devient égale à la contrainte limite élastique ou égale à la contrainte de la tension de ruptureσ_e. Par contre, dans le SWMS, la limite élastique coïncide avec la contrainte de rupture. Le facteur de sécurité du matériau est défini sous la forme :

$$FS = \sigma_e/\sigma_{vonMises} \quad (3.16)$$

La contrainte de VonMises est définie en se basant sur les contraintes normales et tangentielles dans le système de coordonnées globales.

$$\sigma_{Von\ Mises} = \sqrt{0.5\left[\left(\sigma_x - \sigma_y\right)^2 + \left(\sigma_y - \sigma_z\right)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2\right] + 3\left(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2\right)} \quad (3.17)$$

Dans le repère principal, cette contrainte devient :

$$\sigma_{Von\ Mises} = \sqrt{0.5[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (3.18)$$

Pour un état de contrainte de cisaillement pur, on a :

$$\sigma_{Von\ Mises} = \tau_{xy}\sqrt{3} \quad (3.19)$$

3.4 Description de l'outil de simulation utilisé :

L'outil de simulation utilisé est le code SolidWorks motion simulation. C'est un outil de Conception et de Dessin Assistés par Ordinateur CAO/DAO. Ce moyen aide les ingénieurs à concevoir les différents systèmes de l'engineering, Computer-Aided Engineering CAE. Il est basé sur l'Analyse par Eléments Finis AEF ou Finite Element Analysis FEA. Il est originalement développé par l'association : Structural Recherche and Analysis Corporation SRAC établie en 1982, qui est devenue aujourd'hui une partie de l'association SolidWorks. L'association de SRAC avec SolidWorks avait créé le simulateur COSMOSWorks en 1995. Seulement, en 2001, SRAC est acquise par Dassault Systems DS, la compagnie mère de l'association SolidWorks et elle est devenue un partenaire crédible avec SolidWorks en 2003. COSMOSWorks est renommé SolidWorks Simulation en 2009 et il est intégré avec SolidWorks Computer Aided Design CAD software qui l'utilise pour créer le modèle géométrique solide des objets. SolidWorks est un code solide, paramétrique, à fonction axée et développé spécifiquement pour le système de gestion Windows Operating System WOS. [15] [16].

3.5 Procédure d'analyse de pompe à engrenage par éléments finis

La procédure d'analyse de la structure du système par éléments finis peut être classée en trois étapes majeures : (i)-**Pré-procession**, (ii)-**Procession** et (iii)-**Post-procession.** Ces parties peuvent être résumées en la construction du modèle mathématique (géométrique) ainsi que du modèle discret élément finis et de la résolution du système d'équations algébriques d'équilibre selon les objectifs de l'analyse recherchée en spécifiant les matériaux, les conditions aux limites et les chargements de la structure. [15] [17].

3.5.1 L'étape Pré-procession :

Elle comprend l'accomplissement des tâches nécessaires et la détermination de tous les paramètres essentiels avant de résoudre le modèle d'Analyse par Eléments Finis AEF. Cette étape consiste en l'établissement du modèle géométrique de la structure. La majorité des tâches de description solide du système comprend l'idéalisation (la simplification) comme la suppression des pièces ou leurs arrêtes qui n'ont pas une grande influence sur les paramètres physiques et structurels du modèle afin de réduire le temps de compilation. La suppression concerne l'élimination des chanfreins externes des pièces, des vis, des boulons, des clavettes, des joints, des pièces cachées, etc., du modèle solide 3D. La simplification concerne aussi la réduction ou le changement de la géométrie du modèle solide 3D, par exemple représenter un mur de faible épaisseur par une surface plane ou une poutre par un segment de droite…etc. La tâche mathématique la plus importante dans cette étape est la sélection du type d'analyse adéquat en se basant sur les objectifs recherchés par éléments finis à travers le choix du type d'éléments de maillage, l'implémentation des conditions aux limites correctes, l'attribution des matériaux nécessaires et l'application des chargements exigés par les conditions de fonctionnement.

3.5.2 **L'étape Procession** :

Elle concerne le maillage de la structure et la transformation du modèle solide en un modèle Eléments Finis Discrets EFD et simultanément la résolution du système d'équations algébriques du mouvement. Le but est de déterminer les paramètres intéressants de l'analyse recherchée : statiques, modaux ou autres, utiles pour la conception tels que les déplacements, les déformations, les contraintes équivalentes, les fréquences naturelles, les taux des participations massiques, les formes propres, ...etc.

3.5.3 **L'étape du Post-procession** :

Cette étape nécessite la vérification et la validation des résultats obtenus pour s'assurer que l'analyse par éléments finis représente le modèle numérique et caractérise le système réel de la meilleure manière.

3.6 Propriétés des éléments solides de discrétisation par éléments finis

Le type de géométrie des éléments de maillage le plus utilisé pour l'analyse avec le SWS est la géométrie solide CAO/DAO. La discrétisation de la structure est effectuée au moyen d'éléments tétraédriques solides (figure 33) de premier ou de second ordre. [18].

Les éléments tétraédriques de 1er ordre ont des nœuds de coins uniquement, par contre les éléments de 2ème ordre ont des nœuds de coins et aux milieux des côtés des nœuds. Dans le 1er type d'éléments, les côtés sont rectilignes et les facettes sont planes et ils le restent ainsi après déformations. En revanche, pour les éléments de 2ème ordre, les côtés peuvent rester droits ou devenir courbés après déformations selon la topographie (actuelle) de l'élément et par conséquent, les facettes deviendront planes ou courbées. Après déformation, les côtés des éléments du 2ème ordre peuvent avoir une seule ou différentes courbures lorsqu'ils sont initialement droits. De même les facettes peuvent être droites ou courbées. Les éléments tétraédriques de 1er ordre modélisent le champ linéaire des déplacements dans son volume, sur les facettes ou le long des côtés. Comme les déplacements sont linéaires, les déformations et le

champ des contraintes sont constants. Cette situation impose une limitation de la construction du maillage. (Figure2)

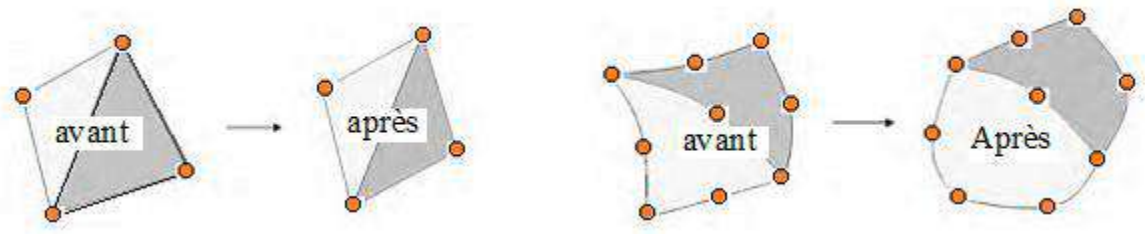


Figure 32 : Eléments de maillage tétraédriques solides avant et après déformation

- **Erreurs dans l'analyse par éléments finis 3D :**

L'analyse par élément finis sous SWS introduit des erreurs inévitables. Elle comprend des erreurs d'idéalisation lors de la construction du modèle géométrique, des erreurs de discrétisation de la structure et des erreurs de résolution des équations numériques d'équilibre. Parmi ces trois sources d'erreurs, uniquement les erreurs de discrétisation sont spécifiques à cette analyse. Les autres types d'erreurs sont soient des erreurs qui sont introduites avant l'analyse par élément finis ou des erreurs d'accumulation et d'arrondi.

3.7 Méthodes d'intégration :

Un ensemble d'équations différentielles et algébriques couplées définissent les équations de mouvement d'un modèle SOLIDWORKS Motion. On obtient une solution numérique à ces équations en intégrant les équations différentielles tout en satisfaisant les équations de contrainte algébriques à chaque pas de temps.

Un ensemble d'équations différentielles est dit numériquement raide lorsque l'écart entre les valeurs propres haute et basse fréquence est élevé, alors que les valeurs propres haute fréquence sont sûr amorties. La vitesse de résolution des équations de mouvement dépend de leur raideur numérique. Plus elles sont raides, plus la résolution est lente. [19]

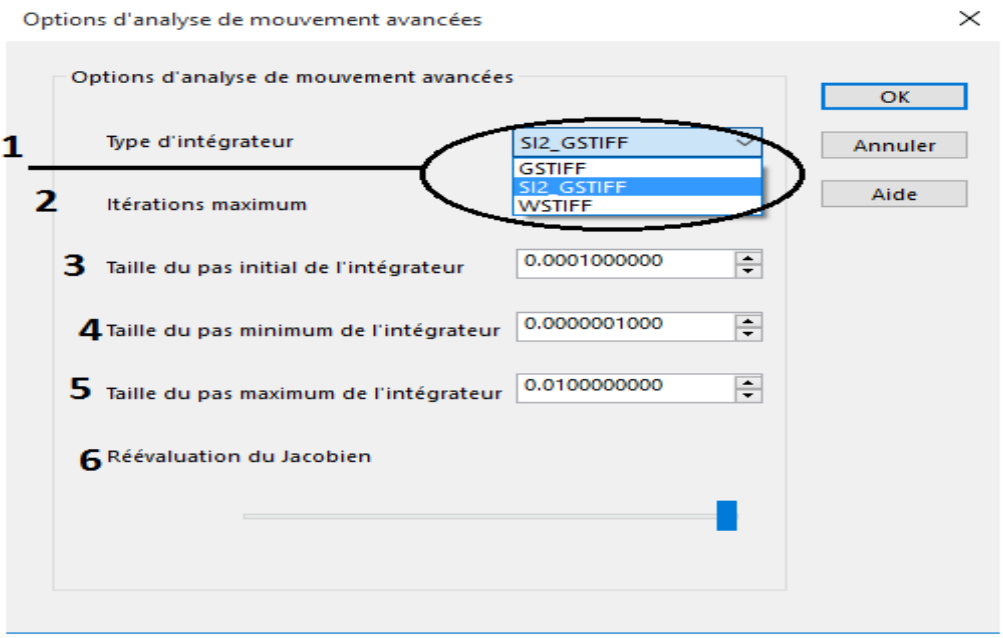


Figure 33 : réglage de simulateur

Une méthode d'intégration raide est une méthode de calcul efficace pour la résolution de systèmes raides. Des méthodes d'intégration raides sont rapides et efficaces dans la simulation des équations différentielles numériquement raides alors que les autres types de méthodes ne le sont pas.

3.7.1 Les méthodes d'intégration :

Le solveur SOLIDWORKS Motion offre trois méthodes d'intégration raides pour la simulation du mouvement :

- La méthode d'intégration GSTIFF développée par C. W. Gear est une méthode d'intégration à pas et à ordre variables. C'est la méthode par défaut utilisée par le solveur SOLIDWORKS Motion. La méthode GSTIFF est une méthode de calcul des déplacements rapide et fiable pour un grand nombre de problèmes d'analyse de mouvement.

- WSTIFF est un autre intégrateur pour la résolution d'équations raides à pas et à ordre variables.

GSTIFF et WSTIFF sont similaires dans leur formulation et leur comportement. Les deux utilisent une formulation différentielle inversée. La différence réside dans le fait que les coefficients GSTIFF sont calculés en supposant un pas de temps constant, tandis que les coefficients WSTIFF sont une fonction du pas de temps. Si la taille du pas change soudainement pendant l'intégration, GSTIFF introduit une petite erreur alors que WSTIFF peut traiter les changements de taille de pas sans incidence sur la précision. Des changements soudains de taille de pas peuvent survenir en cas de forces ou de mouvements discontinus ou encore d'événements abrupts, comme des contacts, dans le modèle.

- SI2_GSTIFF, une méthode stabilisée indice 2, est une version modifiée de la méthode GSTIFF. Cette méthode d'intégration permet de mieux contrôler les erreurs sur les termes de vitesse et d'accélération dans les équations de mouvement. Si le mouvement est suffisamment régulier, les résultats de vitesse et d'accélération obtenus avec la méthode SI2_GSTIFF sont plus précis que ceux obtenus avec GSTIFF ou WSTIFF, y compris pour les mouvements avec de grandes oscillations de fréquence. SI2_GSTIFF est également plus précis avec des pas plus petits, mais aussi plus lent.

3.7.2 Itérations maximum

(La valeur par défaut est 25.) Spécifie le nombre maximum d'itérations de l'intégrateur numérique à la recherche d'une solution pour un pas de temps donné. Si le programme dépasse cette limite, un échec de convergence est enregistré.

3.7.3 Taille du pas initial de l'intégrateur

Définit la première valeur de pas d'intégration utilisée par l'intégrateur de pas de variable. La taille du pas initial de l'intégrateur contrôle la vitesse à laquelle la méthode d'intégration commence, ainsi que sa précision initiale. La simulation peut être exécutée plus rapidement par la suite en augmentant cette valeur.

3.7.4 Taille du pas minimum de l'intégrateur

Définit la limite inférieure du pas de temps d'intégration. Vous pouvez réduire le temps de simulation en augmentant cette valeur.

3.7.5 Taille du pas maximum de l'intégrateur

Définit la limite supérieure du pas de temps d'intégration. Ce paramètre est important si la méthode d'intégration ne détecte pas certains événements de courte durée, tels que les impacts. Il doit donc être réglé à une valeur du même ordre que les événements de courte durée. Si sa valeur est trop élevée, certain événement risquent d'être ignores par la simulation.

3.7.6 Réévaluation de la Jacobien

Faites glisser le curseur pour sélectionner la fréquence de réévaluation de la matrice. Une fréquence de réévaluation élevée donne une meilleure précision de simulation au détriment de la performance. Si le modèle ne change pas de façon significative avec le temps, utilisez une petite valeur pour cette option.

3.8 Caractérisation de Jacobien :

Nous avons vu dans les rappels des éléments finis (sect. 2.5.3) qu'il est important que le mapping de chaque élément soit bijectif, ce qui revient à dire que le jacobien doit être positif partout. Bien qu'il soit aise de calculer ce jacobien en un point, il n'est pas facile de vérifier que celui-ci est positif sur tout l'élément. Dans la suite, nous regarderons quelle forme prend le jacobien à la première dimension et nous montrerons quelles sont les difficultés associes.

En toute généralité, le jacobien *J* est donné par le d exterminant de la matrice jacobienne J d'une transformation. Si cette transformation est x = x(ξ), alors la composante (*i,j*) de la matrice s'écrit :

$$(\mathcal{J})_{ij} = \frac{\partial(\boldsymbol{x})_i}{\partial(\boldsymbol{\xi})_j}$$

Ce qui donne respectivement pour une transformation 2D-2D et 3D-3D
:

$$\mathcal{J}^{2\mathrm{D}}(\xi,\eta) = \begin{pmatrix} \dfrac{\partial x}{\partial \xi} & \dfrac{\partial x}{\partial \eta} \\ \dfrac{\partial y}{\partial \xi} & \dfrac{\partial y}{\partial \eta} \end{pmatrix} \quad \mathcal{J}^{3\mathrm{D}}(\xi,\eta,\zeta) = \begin{pmatrix} \dfrac{\partial x}{\partial \xi} & \dfrac{\partial x}{\partial \eta} & \dfrac{\partial x}{\partial \zeta} \\ \dfrac{\partial y}{\partial \xi} & \dfrac{\partial y}{\partial \eta} & \dfrac{\partial y}{\partial \zeta} \\ \dfrac{\partial z}{\partial \xi} & \dfrac{\partial z}{\partial \eta} & \dfrac{\partial z}{\partial \zeta} \end{pmatrix} \quad (2.15)$$

et

Le jacobien, `a la deuxième dimension, vaut donc

$$J^{2\mathrm{D}}(\xi,\eta) \;=\; \det \mathcal{J}^{2\mathrm{D}} \;=\; \frac{\partial x}{\partial \xi}\,\frac{\partial y}{\partial \eta} - \frac{\partial x}{\partial \eta}\,\frac{\partial y}{\partial \xi} \quad (2.16)$$

Quelle que soit la dimension, le jacobien est une fonction polynomiale définie dans l'espace de référence. Il est donc exprimable à l'aide de n'importe quelle interpolation polynomiale.

A une dimension, le mapping prend la forme` $x = x(\xi)$. Le jacobien est alors simplement la dérivée de x par rapport à la variable de référence :

$$J^{1\mathrm{D}}(\xi) = \frac{dx(\xi)}{d\xi}$$

En 1D, l'ordre du jacobien est $N-1$. Voyons ce que l'on obtient analytiquement avec les deux formulations.

3.8.1 Expression lagrangienne

En formulation lagrangienne, on a

$$x = \sum_{i=0}^{N} x_i\, \mathcal{L}_i^N \quad \Leftrightarrow \quad J = \sum_{i=0}^{N} x_i\, \frac{d\mathcal{L}_i^N}{d\xi}$$

Puisque le jacobien est d'ordre $N-1$, on peut lui trouver une expression analytique. Par définition de l'interpolation de Lagrange, nous pouvons formuler :

$J = \mathrm{X}\, Ji\, \mathrm{L}_i{}'N-1(\xi)\; N-1$

$$\left\lfloor \; J_i = \sum_{j=0} x_j \quad \frac{j}{d\xi} \right|_{\xi=\xi_i}$$

sont ceux du mapping[5] et $\mathcal{L}_i'^{N-1}$

i=0,N N dll

Ou` les paramètres ξ_i les fonctions de Lagrange obtenues grâce à ces paramètres. Puisqu'il faut un paramètre de moins pour les fonctions d'ordre $N - 1$, nous retirons ξ_N par convention.

Le détail des calculs est repris en annexe (A.1) et la solution vaut :

$$J_i = \frac{1}{\Delta\xi} \sum_{j=0, j\neq i}^{N} \frac{x_i + \beta_{ij} x_j}{(i-j)}, \qquad \beta_{ij} = (-1)^{j-i} \frac{i!(N-i)!}{j!(N-j)!}$$

ou` $\Delta\xi$ désigne l'écart entre les valeurs ξ_k ($\xi_k = \xi_0 + k\Delta\xi$).

La figure 34 présente le mapping d'un élément et son jacobien. On y remarque que le jacobien est négatif en deux endroits qui ne représentent qu'une faible partie de l'´élément. D`es lors, détecter la négativité de ce jacobien n'est pas aise. Une solution serait de calculer un grand nombre de points. Toutefois, en prenant pour critère que le jacobien doit être positif aux points calcules, on ne peut être certain de détecter la négativité. Choisir une autre limite (qui serait fonction du nombre de points calcules) serait envisageable en 1D. On pourrait dire que toute valeur calculée doit être plus grande que μJ_{moyen} ou` μ serait relativement proche de zéro mais dépendrait

Notons que l'on prend les mêmes paramètres pour conserver une expression analytique simple. Il n'est pas du tout n´nécessaire de procéder ainsi.

Notons qu'une fois les points de Lagrange du jacobien obtenus on peut calculer d'autres points plus facilement. En effet, numériquement, il est plus rapide de calculer le jacobien grâce à son interpolation que d'utiliser l'algorithme qui a servi à obtenir les premières valeurs.

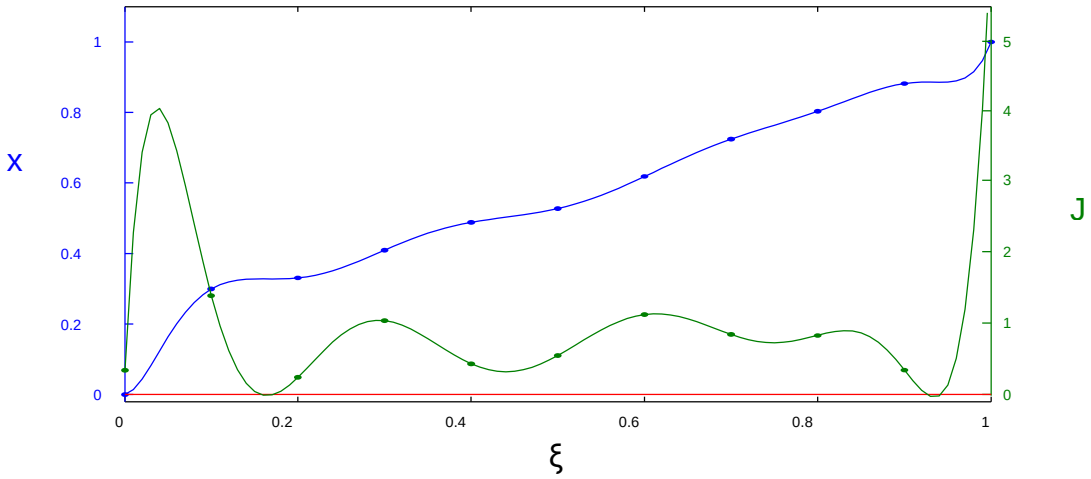


Figure 34 :exemple d'optimisation de jacobien

Mapping d'un élément linéique ($x(\xi)$) en bleu et son jacobien en vert. Les points bleus sont les nœuds de l'´élément et les points verts la valeur du jacobien aux nœuds. Le jacobien est faiblement négatif

($J_{min} = -0.026$).

Du nombre de point de sampling. Un tel critère serait difficile à établir, particulièrement.

3.8.2 Dimension 3d :

Il n'est pas nécessaire de faire tous les calculs afin de trouver de quel espace de fonctions le jacobien des éléments 3D dépende. En effet, au vu des résultats (3.19) et (3.21), il est évident que l'espace fonctionnel de la dérivée d'une interpolation ne dépend pas de la fonction interpolée. Seule la variable par laquelle l'interpolation est dérivée influence cet espace.

Cela implique que l'espace fonctionnel du jacobien à la dimension 3 est donne par l'espace fonctionnel du produit des dérivées :

$$E_f\left(J^{3\mathrm{D}}\right) = E_f\left(\frac{\partial \bullet}{\partial \xi}\ \frac{\partial \bullet}{\partial \eta}\ \frac{\partial \bullet}{\partial \zeta}\right)$$

Ou` $E_f(\bullet)$ signifie l'espace fonctionnel de l'argument •.

3.8.3 Hexaèdres

L'hexaèdre a pour fonction de Bézier

$${}^{\mathcal{B}}\mathcal{H}^N_{i,j,k}(\xi,\eta,\zeta) = \mathcal{B}^N_i(\xi)\ \mathcal{B}^N_j(\eta)\ \mathcal{B}^N_k(\zeta)$$

Et sachant que l'on a entre-autre

$$\frac{\partial}{\partial \xi} E_f\left({}^{\mathcal{B}}\mathcal{H}^N_{\cdot}(\xi,\eta,\zeta)\right) = E_f\left(\mathcal{B}^{N-1}_{\cdot}(\xi)\ \mathcal{B}^N_{\cdot}(\eta)\ \mathcal{B}^N_{\cdot}(\zeta)\right)$$

Il vient, grâce à la règle (2.20),

$$E_f\left(J^{\mathcal{H}}\right) = E_f\left(\mathcal{B}^{3N-1}_{\cdot}(\xi)\ \mathcal{B}^{3N-1}_{\cdot}(\eta)\ \mathcal{B}^{3N-1}_{\cdot}(\zeta)\right) = E_f\left({}^{\mathcal{B}}\mathcal{H}^{3N-1}_{\cdot}(\xi,\eta,\zeta)\right)$$

L'espace fonctionnel du jacobien d'un hexaèdre est donc celui d'un élément d'ordre $3N - 1$.

3.8.4 Tétraèdres

Le tétraèdre a pour fonction de Bézier

$T_{i,j,k}(\xi,\eta,\zeta) = C^N_i C^{N-i}_j \xi^i \eta^j \zeta^{N-i-j} (1-\xi-\eta-\zeta)$

Similairement au résultat (2.21), on a

$$\frac{\partial}{\partial \xi} E_f\left({}^{\mathcal{B}}\mathcal{T}^N_{\cdot}(\xi,\eta,\zeta)\right) = E_f\left({}^{\mathcal{B}}\mathcal{T}^{N-1}_{\cdot}(\xi,\eta,\zeta)\right)$$

Grace à la règle (2.22) qui est aussi d'application pour les tétraèdres, on a

$$E_f\left(J^{\mathcal{T}}\right) = E_f\left({}^{\mathcal{B}}\mathcal{T}^{3N-3}_{\cdot}(\xi,\eta,\zeta)\right)$$

L'espace fonctionnel du jacobien d'un tétraèdre est celui d'un élément tétraédrique d'ordre $3N - 3$.

3.8.5 Pentaèdres

Le pentaèdre a pour fonction de Bézier

$$^{\mathcal{B}}\mathcal{P}^{N}_{i,j,k}(\xi,\eta,\zeta) = {}^{\mathcal{B}}\mathcal{T}^{N}_{i,j}(\xi,\eta)\ \mathcal{B}^{N}_{k}(\zeta)$$

N'ayant rien de nouveau, on trouve

$$E_f\left(J^{\mathcal{P}}\right) = E_f\left({}^{\mathcal{B}}\mathcal{T}^{3N-2}_{i,j}(\xi,\eta)\ \mathcal{B}^{3N-1}_{\cdot}(\zeta)\right)$$

L'espace fonctionnel du jacobien d'un pentaèdre n'est donc pas exactement l'espace d'un élément pentaèdrique. Toutefois, on peut toujours le trouver dans l'espace du pentaèdre d'ordre $3N-1$. Cela revient à échantillonner plus de points et donc à effectuer du travail supplémentaire mais cela simplifie la programmation.

3.9 Conditions aux limites (Contraintes et forces) :

Les charges et les contraintes sont nécessaires pour définir l'environnement de travail du modèle. Elles sont appliquées aux entités géométriques du système comme des caractéristiques complètement associées et ajustables. Par exemple, la force de pression dynamique du vent sur les surfaces des pales et la liaison pivot de l'engrenage. Toute modification de ces surfaces nécessite le remaillage du système.

Solidworks motion, il analyser les liens d'assemblage automatiquement pour détermine les conditions aux limites.

Chapitre 4
Simulation et conception

4.1 Introduction :

Dans cette partie, nous présentons les résultats de la simulation du mouvement et de l'étude de la déformation des engrenages en utilisant le logiciel SolidWorks motion.

Nous commençons par la présentation des données utilise dans les simulations, ensuite, On présente et les principaux résultats et leur discussion.

4.2 Informations sur le modèle

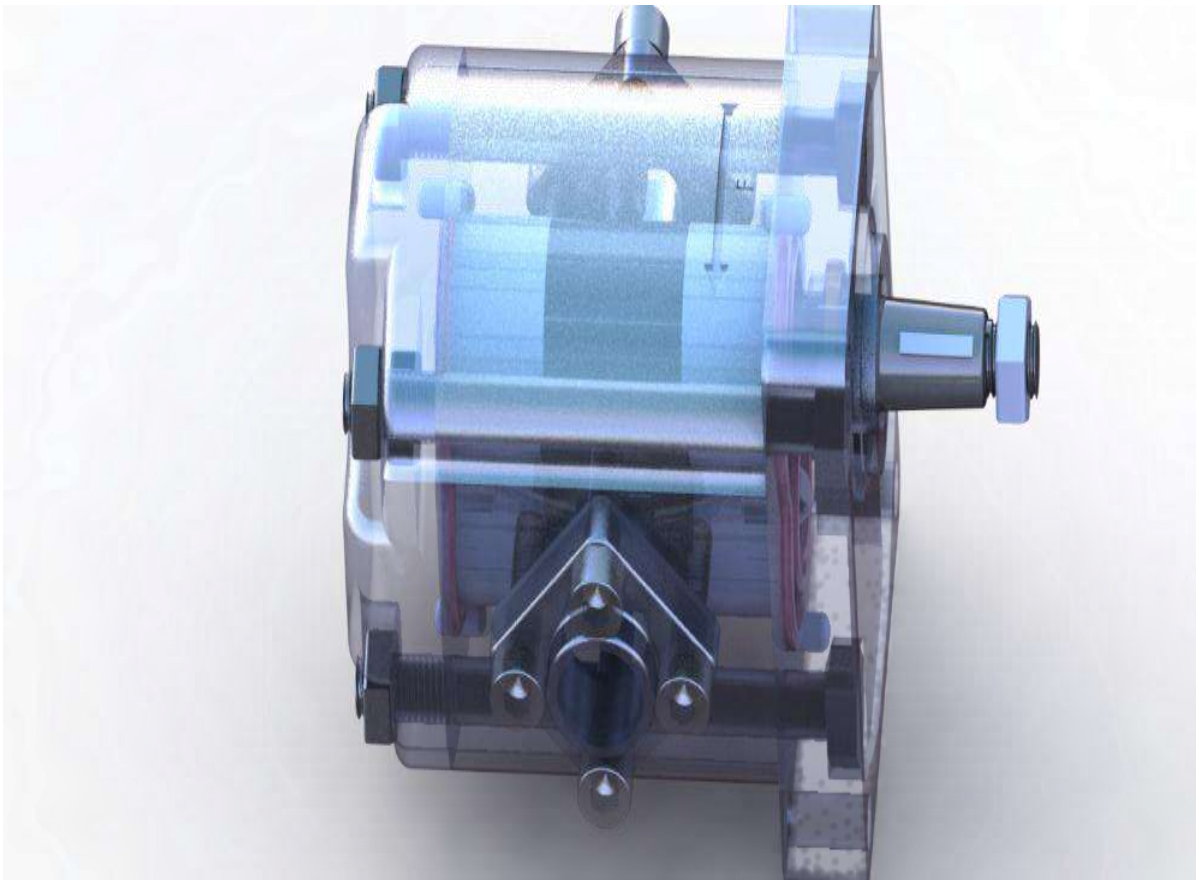
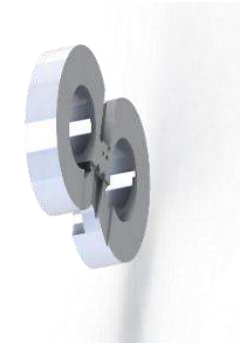


Figure 35

Nom du modèle: ASSEMBLAGE DE SUMILATION

Configuration actuelle: Défaut

Corps volumiques			
Nom du document et référence	Traité comme	Propriétés volumétriques	Chemin/Date de modification du document
Arbre moteur  Figure 35	Corps volumique	Masse:0.49013 kg Volume:4.73094e-005 m^3 Masse volumique:7800 kg/m^3 Poids:3.61633 N	H:\dessin new pompe\arbre moteur.SLDPRT May 24 20:05:22 2018

Arbre secondaire  Figure 36	Corps volumique	Masse:0.275551 kg Volume:3.5327e-005 m^3 Masse volumique:7800 kg/m^3 Poids:2.7004 N	H:\dessin new pompe\arbre secondaire.SLDPRT May 24 20:05:44 2018
Pallier lisse  Figure 37	Corps volumique	Masse:1.13849 kg Volume:0.000421661 m^3 Masse volumique:2700 kg/m^3 Poids:11.1572 N	H:\dessin new pompe\covercle bass.SLDPRT May 11 20:20:42 2018
Sepport de pallier  Figure **39**	Corps volumique	Masse:0.0902543 kg Volume:3.34275e-005 m^3 Masse volumique:2700 kg/m^3 Poids:0.884492 N	H:\dessin new pompe\covercle bass.SLDPRT May 11 20:20:42 2018

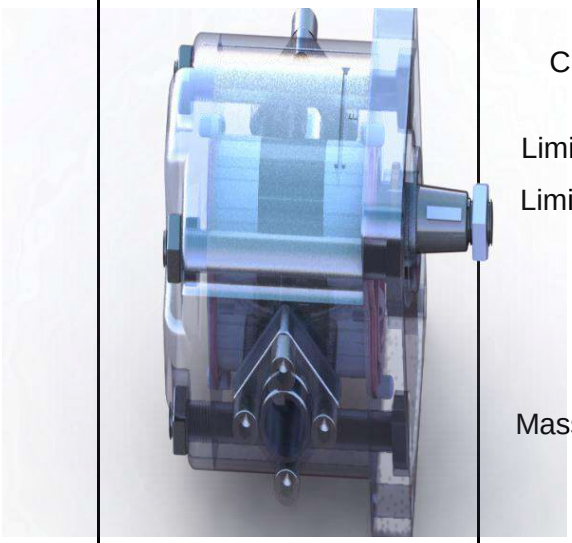
4.3 Propriétés de l'étude

Nom d'étude	Etude de mouvement
Type d'analyse	Analyse de mouvement
Type de maillage	Maillage volumique
Taille de maillage	1
Options de contact solidaire incompatible	Automatique
Température de déformation nulle	298 Kelvin
le temps de simulation	5 secondes
Effets des chargements permanents	Automatique
Dossier de résultats	Document SOLIDWORKS (H:\dessin new pompe\assemblage d'une pompe)

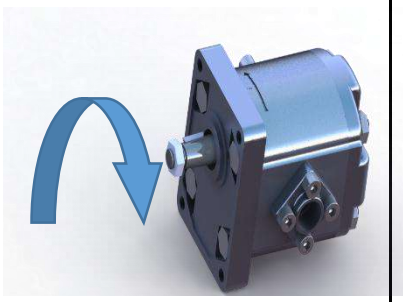
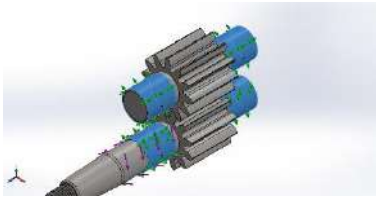
4.4 Unités

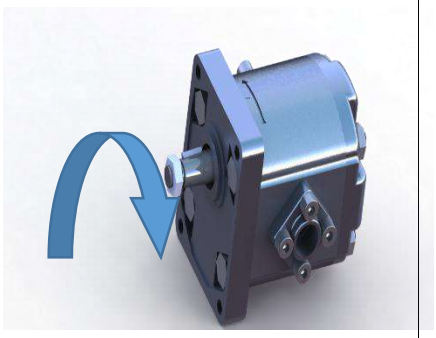
Système d'unités:	SI (MKS)
Longueur/Déplacement	mm
Vitesse angulaire	Rad/sec
Pression/Contrainte	N/m^2
Force	N

4.5 Propriétés du matériau :

Référence du modèle	Propriétés		Composants
  Figure 38	Nom:	**1.7147 (20MnCr5)**	**Arbre secondaire et arbre moteur**
	Type de modèle:	**Linéaire élastique isotropique**	
	Critère de ruine par défaut:	**Contrainte de von Mises max.**	
	Limite d'élasticité:	**7.5e+008 N/m^2**	
	Limite de traction:	**1.10083e+009 N/m^2**	
	Module d'élasticité:	**2.1e+011 N/m^2**	
	Coefficient de Poisson:	**0.28**	
	Masse volumique:	**7800 kg/m^3**	
	Module de cisaillement:	**7.9e+010 N/m^2**	
	Coefficient de dilatation thermique:	**1.1e-005 /Kelvin**	
Données de la courbe:N/A			
 Figure 39	Nom:	**Alliage 1060**	**Les couvercles et support de pallier lisse**
	Type de modèle:	**Linéaire élastique isotropique**	
	Critère de ruine par défaut:	**Contrainte de Von Mises max.**	
	Limite d'élasticité:	**2.75742e+007 N/m^2**	
	Limite de traction:	**6.89356e+007 N/m^2**	
	Module d'élasticité:	**6.9e+010 N/m^2**	
	Coefficient de Poisson:	**0.33**	
	Masse volumique:	**2700 kg/m^3**	
	Module de cisaillement:	**2.7e+010 N/m^2**	
	Coefficient de dilatation thermique:	**2.4e-005 /Kelvin**	
Données de la courbe:N/A			

4.6 Actions extérieures

Nom du déplacement imposé	Image du déplacement imposé	Détails du déplacement imposé
Condition initiale-2	 Figure 42	**11Référence:** **Face< 1 >** **Type:** **Utiliser une géométrie de référence** **Translation :** **---, 154.9 rad., ---** **Unités:** **mm**
Pivot fixe-1	 Figure 43	**Entités:** **4 face(s)** **Type:** **Pivot fixe**

Nom du chargement	Image du chargement	Détails du chargement
Couple-1	 Figure 44	**Entités:** **1 face(s)** **Type:** **Moment de torsion** **Valeur:** **24.26 N.m**

4.7 Informations sur le contact

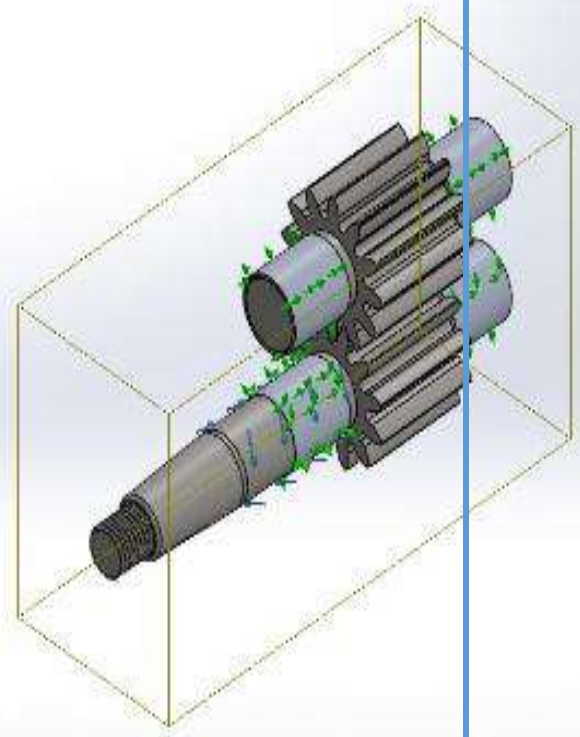
Contact	Image du contact	Propriétés contact
Contact global		**Type :** **Solidaire** **Composants :** **1 et 2** **Options:** **Maillage Compatible**

Figure 45

4.7.1 Informations sur le maillage :

Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé:	Maillage standard
Transition automatique:	Désactivé(e)
Boucles automatiques de maillage:	Désactivé(e)
Points de Jacobien	25 Points
Taille d'élément	2 mm
Tolérance	0.1 mm
Qualité de maillage	Haute
Remailler les pièces en échec avec un maillage incompatible	Désactivé(e)

4.7.2 Informations sur le maillage – Détails :

Nombre total de noeuds	549801
Nombre total d'éléments	378376
Aspect ratio maximum	23.103
% d'éléments ayant un aspect ratio < 3	96.9
% d'éléments ayant un aspect ratio > 10	0.128
% d'éléments distordus (Jacobien)	0
Durée de création du maillage (hh;mm;ss):	01:55:13
Nom de l'ordinateur:	

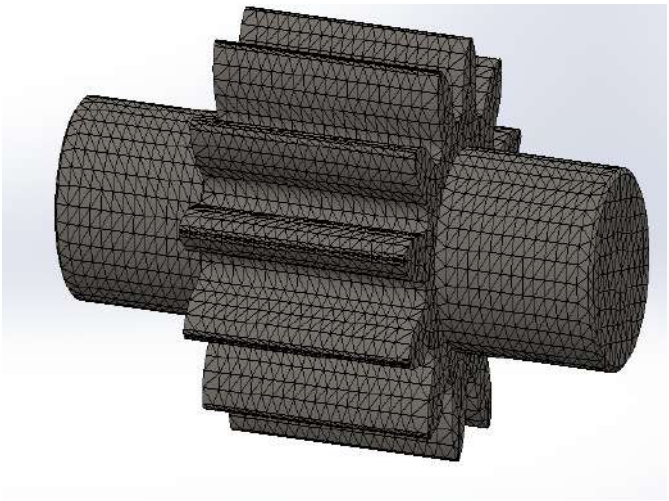


Figure 46 : Le maillage

4.8 Résulta de discussion :

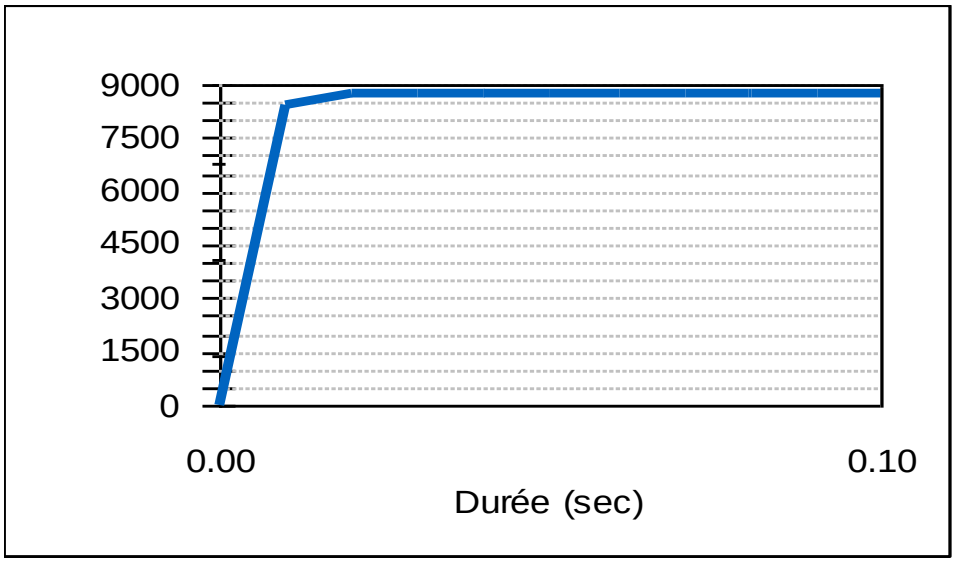


Figure 47 : La vitesse angulaire

Premièrement, on trace la vitesse angulaire de l'arbre secondaire on fin de vérifier le bon fonctionnement de la pompe due à l'engrènement des engrenages, la courbe montre clairement l'état transitoire de la vitesse angulaire par deg/sec (figure 47)

La figure 48 présente l'évolution de la force de réaction en fonction de temps.

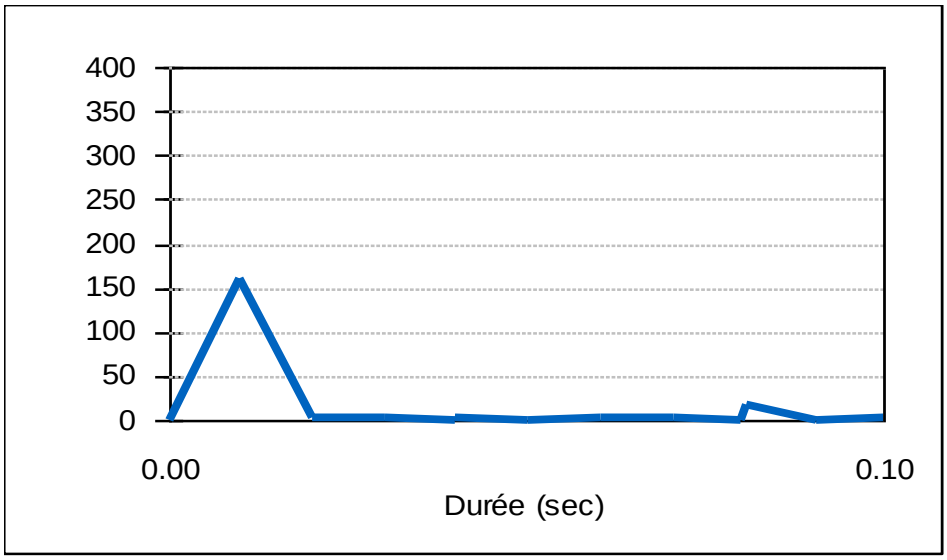


Figure 48 : La force de contact.

Le figure 49 montre l'évolution de la force de frottement en fonction du temps.

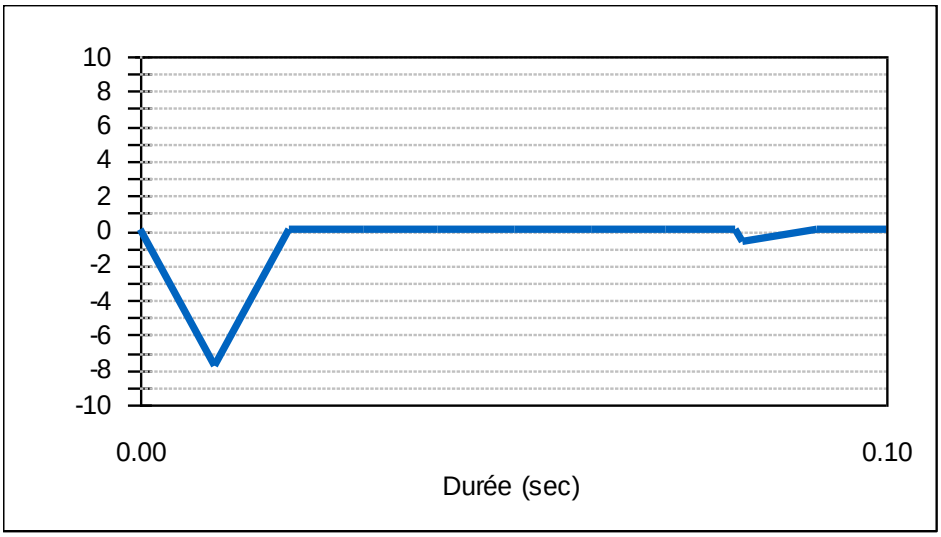


Figure 49 : La force de frottement

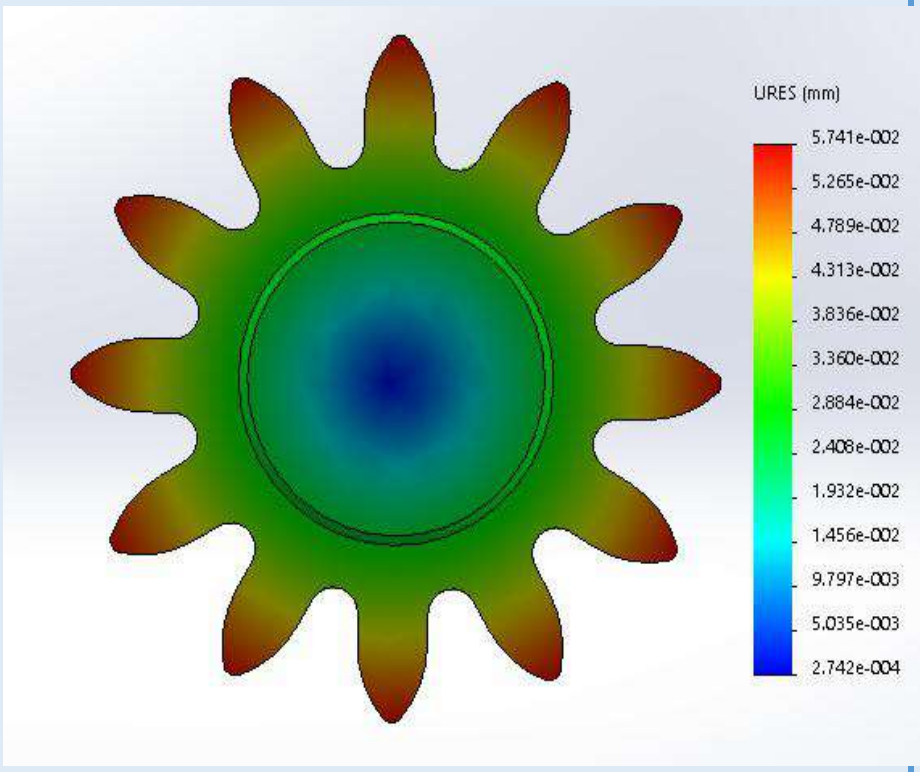
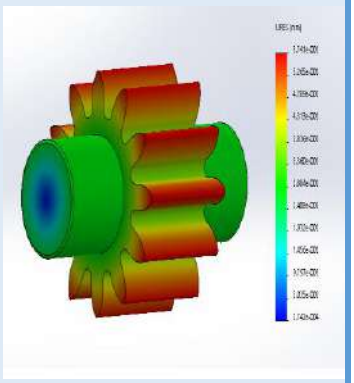


Figure **50 :** déformation.

Capteur de déformation :

Max : 5.74e-002mm.

Min : 2.72e-004 mm.



La figure 50 montre l'état de déformation pour le temps t=5s dans l'engrenage. On peut distinguer de la figure les valeurs max Et min des déformations. la valeur max est de $5.74\times\mathbf{10^{-2}}$mm.

Cette valeur est très importante pour le dimensionnement de la pompe.

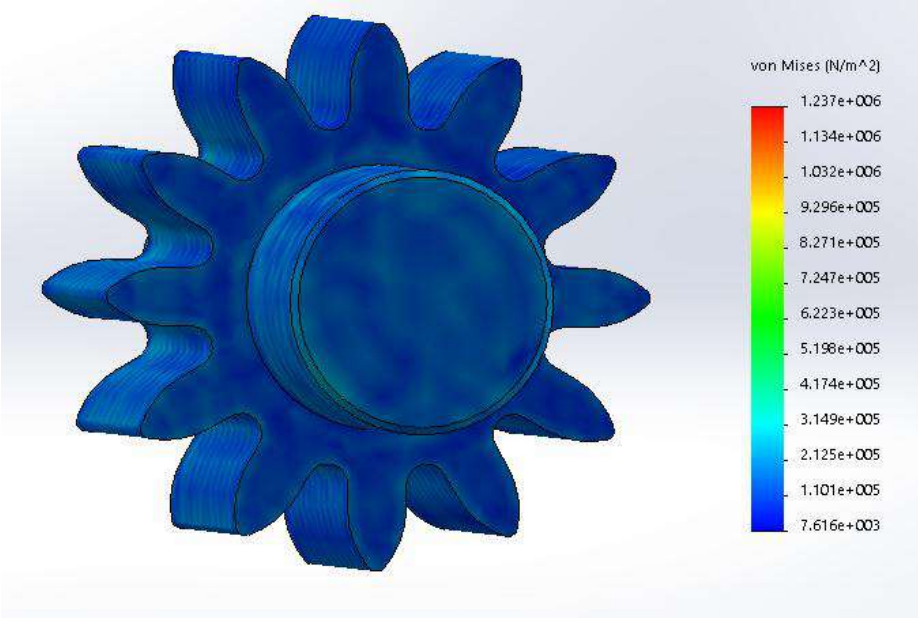


Figure 51: Les constraints

Capteur de contrainte Von mises

Max : 1.237 e+006 N/m^2

Min : 7.616 e+003 N/m^2

La figure 51 illustre l'état des contraintes de Von-mises pour le temps t=5s , la valeur maximal est de 1,237× $\mathbf{10^6}$ Pa . en fonction du type de matériau, cette valeur est au-dessous, de la valeur critique (limite d'élasticité)

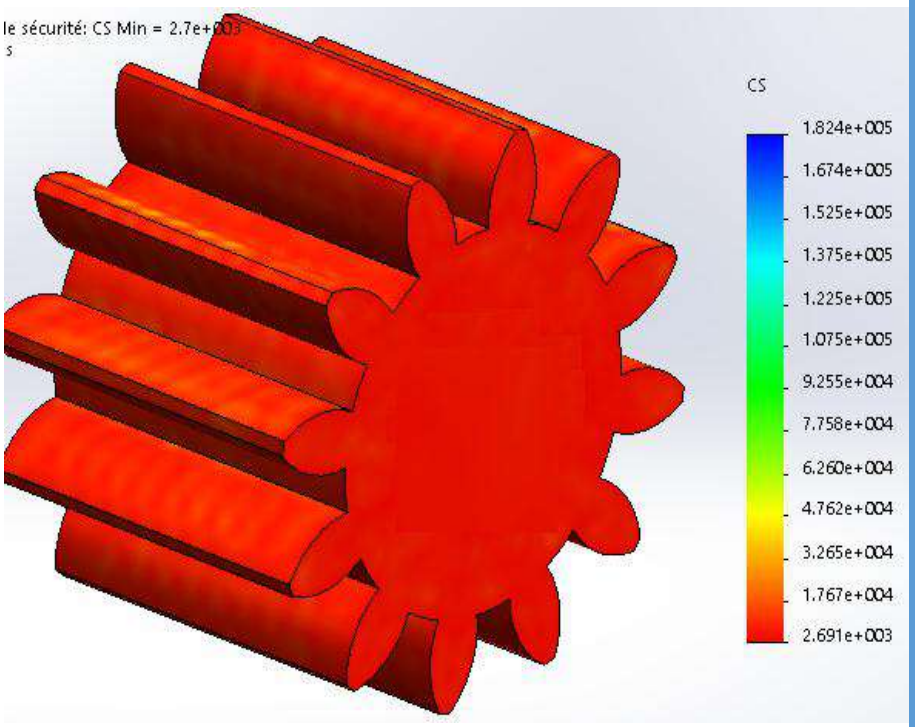


Figure 46 : Le coefficient de sécurité

Finalement, on présente dans le figure 52 la distribution du coefficient de sécurité, on peut clairement voir que le coefficient de sécurité est loin de la valeur minimale 1.

Capteur de coefficient de sécurité :

Max : 1.824e+005

Min : 2.691e+003

4.9 Conclusion générale :

Les pompes à engrenages jouent un rôle important dans le domaine hydraulique, elles permettent de convertir d'énergie mécanique en énergie hydraulique

Dans ce mémoire nous avons utilisé le logiciel SolidWorks pour la conception d'un modèle de pompe a engrenages extérieurs, premièrement, on a commencé par le calcul d'analyse des caractéristiques de la pompe pour le dimensionnement de cette pompe, deuxièmes, on a utilisé le logiciel SolidWorks motion pour l'étude du mouvement et la simulation de l'état des contraintes de Von-misses et les différentes forces génères lors du fonctionnement de la pompe.

En perspective, il reste une étude supplémentaire de la simulation d'interaction fluid-stucture en tenant compte de l'écoulement de fluide dans la pompe

Référence Bibliographie :

[1]www.thermexcel.com/french/ressourc/dimensionnement_pompe_pompes_circulateur.htm

[2] mémoire, izquierdo peces-ana, etude dimensionnement et validation d'une pompe volumétrique, Universidad Carlos III de Madrid, 06-2012

[3] document, hydraulique mobile technologie des composants et symbolisation, cours réalisé pour la société in went lieu : algérie, institut formation continuer.

[4] memoire, Johan Magnusson, numerical analysis of the lubricant gap in external gear Pumps considering micro level surface features, chalmers university of technology, sweden 2011.

[5] document, diagnostic panne pompe hydraulique,

http://www4.ac-nancy-metz.fr/autocompetences/2_ressources_pedagogiques/12_parcs-et-jardins/stockage_debatty-jc/h-dossiers-divers/3_diagnostic-analyse/3-6_diag-pannes-pompes-hydraulique.pdf

[6] tu-210-calculs pompes hydraulique, paul forrer.

https://www.scribd.com/document/264779124/Calculs-Pompes-Hydrauliques.

[7] Gharbi-Djebbar Nadira, mémoire -theme : automatisation du calcul des dents d'engrenage dans une transmission composee, universite mentouri-constantine,2005.

[8] livre, guide de l'ingénieur, partie des pompes volumitrique, Bernard de chargères, et robert rey, bm 4 320

[9] Jean-Louis, franchon, guide de science et technologie, avril 2001.

[10] Bendsoe m. P., "optimization of structural topology, shape and materials", berlin: springer-Verlag, 1995.

[11] Clark, Fujimoto, "product development performance", boston: harvard business school press, 1991.

[12] Choi k. K., "simulation-based processes for automotive design optimization", 3rd edition of business briefing: global automotive manufacturing and technology, 2000.

[13] Clough r.w., Penzien j., "dynamics of structures", mcgraw-hill, new york, 1975.

[14] Wilson e. L., "three dimensional static and dynamic analysis of structures a physical approach with emphasis on earthquake engineering", csi, inc, usa, 2002.

[15] Paul, m, Kurowski, "engineering analysis with cosmosworks professional: finite element analysis with cosmosworks", usa, schroff development corporation, 2006, isbn: 1-58503-249-2.

[16] e. E. Dudnikov, "universal software packages to model the distributed-parameter systems", automation and remote control, 70(1), pp. 1-19, 2009.

[17] Paul M., "Engineering Analysis with SolidWorks", 2014, SDC pub, www.SDC, publications.com

[18] Randy H. Shih, "Introduction to Finite Element SolidWorks and COSMOSWorks Software Analysis Using SolidWorks Simulation", 2012.

[19] Aide de Solidworks motion 2016.

ANNEXES :