

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

BADJI MOKHTAR ANNABA-UNIVERSITY
UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA



جامعة باجي مختار عنابة

FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIORAT
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

PRESENTE EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER

INTITULÉ

**Conception et fabrication d'une pompe à
engrenage**

DOMAINE : SCIENCES ET TECHNOLOGIE
FILIERE : GENIE MECANIQUE
SPECIALITE : PRODUCTIQUE MECANIQUE

PRESENTE PAR MME : ZEMARI AICHA

DIRECTEUR DU MEMOIRE : Pr. BOUCHELAGHEM Abdelaziz Mahmoud

DEVANT LE JURY

Président :

Pr. BOUCHELAGHEM Abdelaziz Mahmoud . UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA

Examineurs :

Mr. MEKHILEF Slimane . UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA

Dr.DIB Amar . UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA

M.A.LAISSOUI Rachid . UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA

Année : 2016/2017

Remerciements

*En premier lieu, nous tenons à remercier notre DIEU,
notre créateur*

Pour nous avoir donné la force pour accomplir ce travail.

*Nous tenons à exprimer nos vifs remerciements à tous les
professeurs Qui nous ont aidés tout au long de notre cursus
universitaire*

*En particulier notre encadreur Pr Bouchelaghem Pour ses
conseils et l'aide Qu'il nous a apportés.*

Nos derniers remerciements, vont à tous ceux qui

Ont contribué de Près ou de loin pour

L'aboutissement de ce travail

AICHA



Dédicaces

A ma mère, à mon père à mon mari ...

A tous mes frères

A tous ceux qui étaient prêts à nous Enseigner...

A tous les amis.....

Je dédie ce travail



AICHA

SOMMAIRE

Introduction générale	04
Chapitre I :	05
I.1. Généralités sur les pompes	06
I.2. Classification des pompes	06
I.3 Pompes hydrauliques	07
I.3.1 Introduction	07
I.3.2 Classification des pompes hydrauliques	07
I.3.3 Caractéristiques de fonctionnements des pompes hydrauliques volumétriques.....	07
I.3.4 Principaux types de pompe hydraulique volumétrique	13
I.3.4.1 Pompes à engrenage.....	14
I.3.4.2 Pompes à engrenages extérieurs.....	14
I.3.4.3 Pompes à engrenages intérieurs.....	16
I.3.4.4 Pompes à engrenage interne à croissant	17
I.3.4.5 Principe de fonctionnement d'une pompe à engrenage interne à croissant	18
I.3.4.6 Pompes à engrenage interne à gé rotor	20
I.3.5 Pompes à palettes.....	22
I.3.5.1 Pompes à palettes à cylindrée fixe	23
I.3.5.2 Pompes à palettes à cylindrée fixe à rotor non balancé	23
I.4 Principe de fonctionnement d'une pompe à palettes à cylindrée fixe et à rotor non balancé	24
I.4.1 Pompes à palettes à cylindrée fixe à rotor balancé	25
I.4.2 Pompes à palettes à rotor balancé pour haute pression.....	27
I.4.3 Pompe à palettes à rotor balancé pour haute pression.....	28
I.4.4 Pompes à palettes à cylindrée variable (commande direct).....	28
I.4.5 Pompe à pistons axiaux à axe droite	29
I.4.6 Pompe à piston axiaux à axe incliné à cylindrée variable.....	31
I.5 Sélection des pompes hydrauliques volumétriques	31
I.5.1 Critères de sélection	32
I.6 Critères généraux.....	35

I.6.1 Utilisation appropriée des manuels du fabricant.....	35
I.6.2 Cueillette d'information	36
I.7 Vérification en fonctionnement des caractéristiques.....	40
des pompes volumétriques	
I.7.1 Essais en fonctionnement.....	40
I.7.2 Procédure de démarrage	41
I.7.3 Réalisation des essais	41
I.7.4 Matériaux de construction des pompes	42
I.8 Fabrication des engrenages de la pompe.....	43
I.8.1 Fabrication des engrenages de la pompe.....	46
Chapitre II :	47
II.1 description du système hydraulique à étudier	48
II.1.1 Schéma de commande de système à étudié.....	49
II.2.Introduction	50
II.2.1.Les différents types d'un moteur asynchrone.....	51
II.2.2.Principe de fonctionnement d'un moteur asynchrone à cage	52
II.2.2.1 Etude de moteur asynchrone à cage	52
II.2.2.2 .Les éléments du moteur.....	53
II.2.2.3. Description d'un moteur asynchrone à cage	54
II.2.2.4. Les pompes hydrauliques	56
II.2.3. Principe de fonctionnement	58
II.2.3.1. Domaine de l'utilisation.....	58
II.2.3.2. Les avantages et Les inconvénients des pompes à engrenages	59
II.2.4. Modélisation de la pompe à engrenage.....	59
II.2.4.1. Dimensionnement des engrenages	60
II.2.4.2 Equations de base de la pompe.....	60
Chapitre III : Enoncé du problème	66
III. 1.Détermination de vérin A.....	68
III. 1.1.Les paramètres de vérin A	68
III. 1.2.Détermination les forces du vérin A	68
III. 2.détermination de Vérin B	73

III. 2.1.Détermination les forces de vérin B	73
III. 3.Moteur hydraulique	76
III. 3.1 Détermination de la cylindrée	78
II-3-2-Détermination la pression de travail	78
III. 4.Détermination des débits	78
III. 4.1.Détermination des débits du vérin B.....	79
III. 5.Détermination de débit du moteur hydraulique	79
III. 6.Choix de la pompe hydraulique	79
III. 7 Choix du moteur électrique	80
III. 8.Les différente caractéristique de la pompe a engrenage	83
III. 8.1.Détermination de rendement volumétrique	83
III. 8.2.Détermination de débit de la pompe	83
III. 8.3.Le fluide hydraulique	84
III. 8.3.1.Tuyauterie Détermination des tuyauteries	84
III. 8.4.Tuyauterie pour le moteur hydraulique	85
III. 8.5.Tuyauterie Détermination les pertes décharges linéaire	86
III. 8.6.perte de charge de moteur hydraulique.....	87
III. 8.7 Dimensionnement de la pompe a engrenages	88
Chapitre IV :	97
IV – 1 : Simulation de la pompe	98
IV – 2 : l'usinage des arbres pignon mené et menant.....	99
IV – 2 .1.Les paramètres de coupe	99
IV – 2 .2. Les gammes d'usinage.....	102
IV – 2 .4. COMPARAISON ENTRE LES FABRICATONS A CN ET CONVENTIONELLE	113
Conclusion	115
Référence bibliographie.....	116

Introduction générale

L'homme était la source de distribution de l'eau par ses propres moyens primitifs, mais il ne pouvait pas le faire à des moments où la nappe phréatique est faible. L'évolution de l'homme a permis d'utiliser l'animal puis la mécanisation pour pomper de l'eau. L'homme a essayé, au fil des siècles, de profiter de l'eau de diverses manières.

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

Les besoins humains aux grandes quantités d'eau sont en augmentation permanente.

Pour faire face aux demandes importantes, en agriculture on a inventé la machine à roue hydraulique qui utilise l'énergie animale.

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

Dans les systèmes industriels aussi, les pompes sont présentes pour les transferts de fluides ou pour donner plus de pression dans les circuits et équipements qui en nécessitent. A cet effet, plusieurs types de pompes sont employés, parmi lesquelles on y trouve la pompe à engrenage. Elle se distingue par ses côtes d'encombrement réduites et ses caractéristiques fonctionnelles importantes (débit et pression).

L'étude développée dans ce mémoire est la conception et la fabrication d'une pompe à engrenage qui complète une centrale hydraulique destinée à actionner deux vérins de déplacement de charges. La conception s'est limitée aux étapes principales qui sont la détermination de la cylindrée, le dimensionnement des engrenages, le dessin d'ensemble et les dessins de définition des pièces importantes.

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

Chapitre I :
Les pompes

I.1. Généralités sur les pompes

On appelle pompe du nom italien « pompa » toute machine hydraulique qui sert à déplacer les liquides d'une région de basse pression vers une région à haute pression. Son fonctionnement consiste à produire une différence de pression entre la région d'aspiration et la région de refoulement au moyen de l'organe actif (piston, roue,...etc.) de la pompe. Du point de vue physique, la pompe transforme l'énergie mécanique en énergie hydraulique.

Les pompes en tant que machines, constituent l'épine dorsale des unités de pétrole de gaz. Leurs défaillances impliquent de la dégradation de la productivité de ces derniers à cet effet leurs choix et leurs installations doivent faire l'objet d'un soin tout particulier de la part des services d'études, de même leur entretien requiert une des spécialistes très qualifiées, afin qu'elles puissent assurer dans les meilleures conditions un service continu pendant une longue durée.

I.2. Classification des pompes

Les pompes, en général, sont partagées en trois grandes familles (Figure 1):

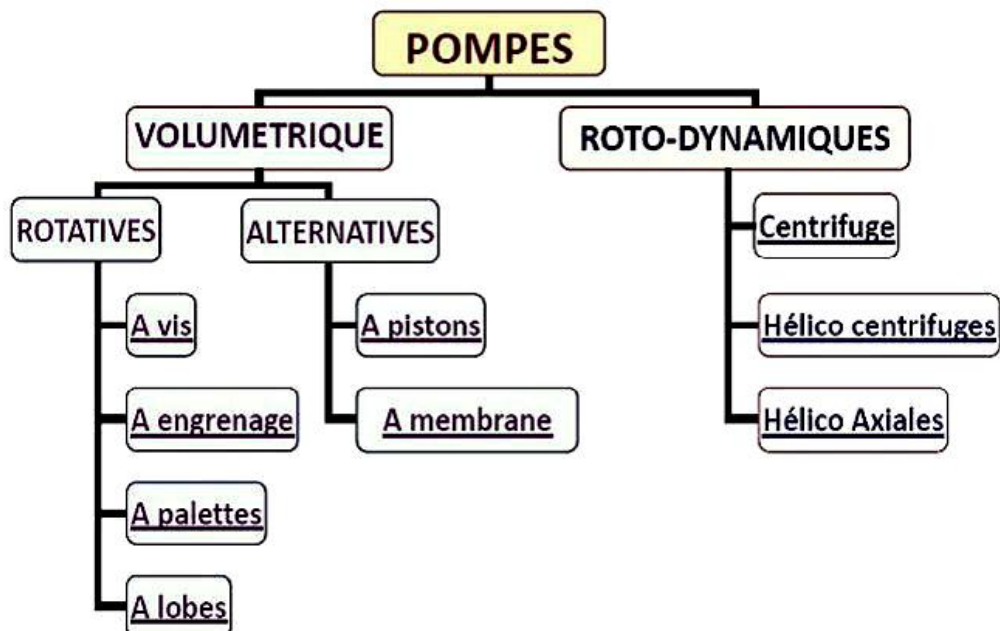


Figure 1 : Classification des pompes

I.3 Pompes hydrauliques

I.3.1 Introduction

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

I.3.2 Classification des pompes hydrauliques

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

a) Pompes hydrauliques volumétriques

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

b) Pompes hydrauliques non volumétriques

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

I.3.3 Caractéristiques de fonctionnements des pompes hydrauliques volumétriques:

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

a) Débit (q_v)

On appelle débit (q_v) la quantité de fluide mise en mouvement en fonction du temps.

Dans le système métrique, le débit est exprimé en litres par minute (L/min)(Figure 2).

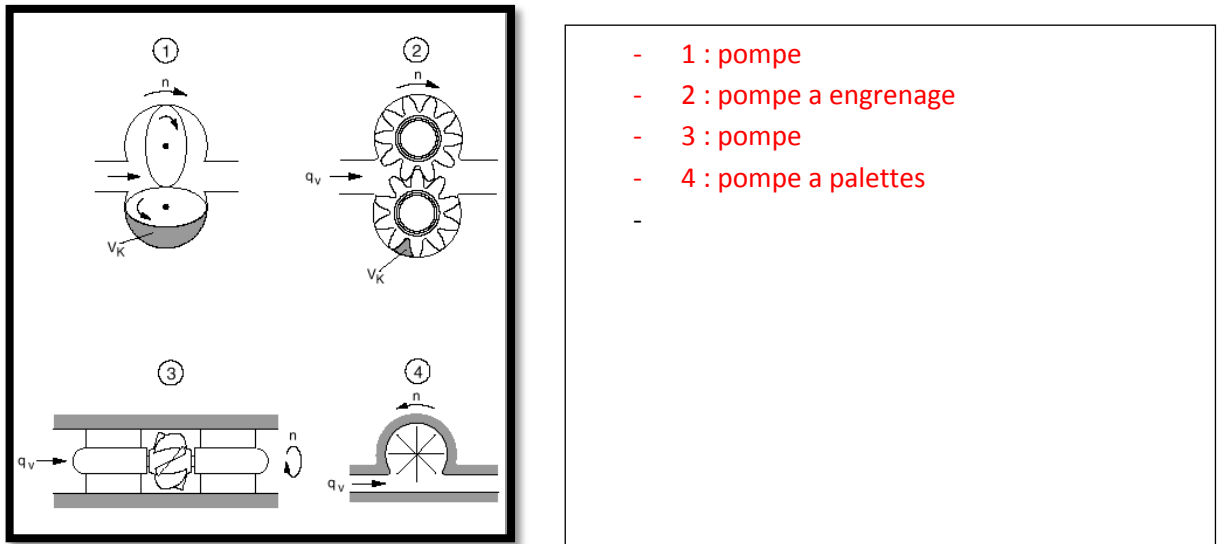


Figure 2 : Schémas des différentes pompes

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

b) Cylindrée (C)

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

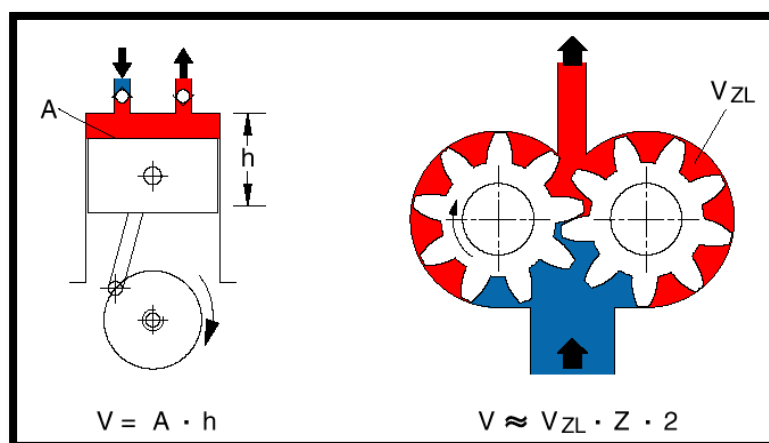


Figure 3 : Cylindrées des pompes (volumes en rouge)

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

c) Vitesse de révolution (n) :

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

$$q_v = C * n$$

d) Pression (p)

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

$$1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa}$$

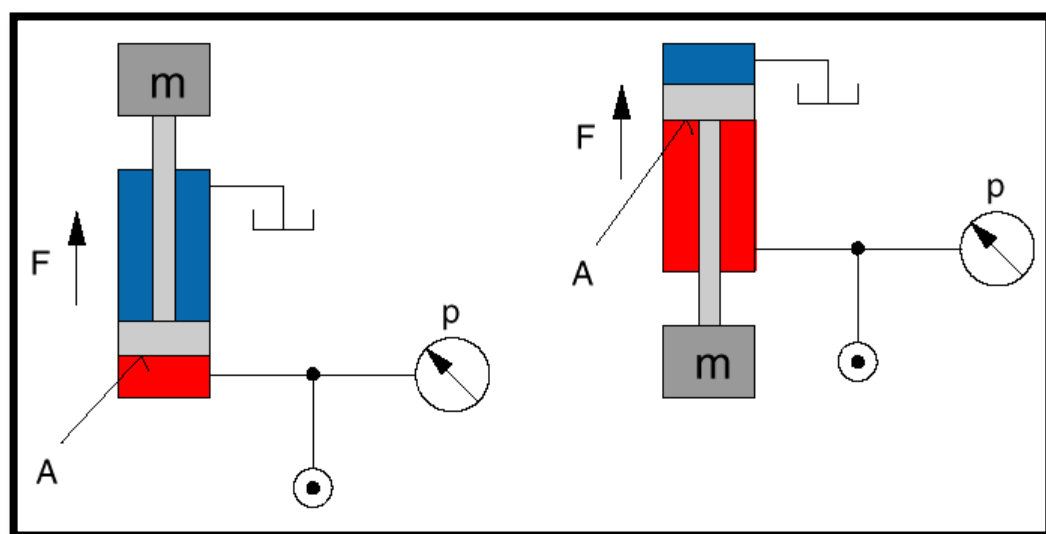
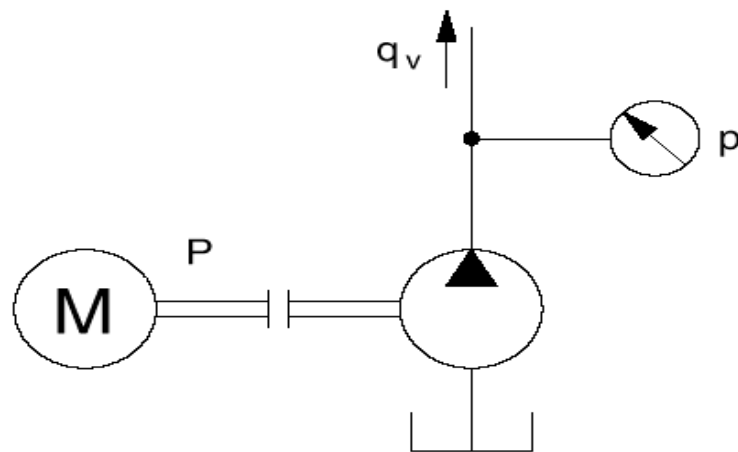


Figure 4 : Pressions des pompes (volumes en rouge)

e) Puissance (P)

Afin d'accomplir sa tâche qui est de mettre en mouvement un fluide, une pompe hydraulique est toujours accouplée mécaniquement à une source motrice. Le rôle de la source motrice est de fournir une puissance mécanique en rotation à l'arbre de la pompe afin de mettre en mouvement les pièces internes de cette dernière. Une pompe hydraulique a donc comme caractéristique de transformer l'énergie mécanique qu'elle reçoit de sa source motrice en énergie hydraulique (Figure 5).

**Figure 5 : Puissance d'une pompe**

$$P = p \cdot q_v$$

Puissance d'entrée de la pompe:

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

Puissance de sortie du moteur hydraulique:

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

Puissance	P [kW]
Pression	p [bar]
Débit	q _v [l/min]
Rendement	η _i [%]

Puissance mécanique	Quantité d'énergie fournie ou consommée par un Equipement en fonction de temps
P=T.n/9550	<p>T : couple en newton –mètres (N.m)</p> <p>N : vitesses de révolution en révolution par minute (r/min)</p> <p>P : puissance mécanique en kilowatt (KW)</p>

La puissance hydraulique est donnée par la formule suivante :

$$P_{hyd} = P \cdot Q_v$$

Avec :

P : pression en Pa

QV : débit en m³/s

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

$$P_{\text{hyd}} = P \cdot Q_v / 600$$

Avec :

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

f) Le rendement volumétrique $\eta_{\text{volumétrique}}$

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

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

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

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

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

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

Le rendement volumétrique est le rapport entre le débit d'huile réellement fourni par la pompe et le débit théorique. Il permet de comparer différentes pompes volumétriques. Il est à noter que le rendement volumétrique ne peut jamais être supérieur à la valeur numérique "1". En effet, un rendement volumétrique équivalent, en pourcentage, à un rendement de 100 %.

g) Le rendement mécanique $\eta_{\text{mécanique}}$

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

L'huile comprise dans ces interstices est soumise à des forces de cisaillement sous l'effet du déplacement des pièces. L'huile, de par sa viscosité, s'oppose à ces forces de cisaillement. On dit alors qu'il y a «frottement visqueux». Les pièces mobiles internes sont également soumises

à des forces engendrées par la pression du fluide, ce qui génère du frottement dynamique. Le couple réel fourni à une pompe volumétrique doit donc être suffisamment élevé pour entraîner la pompe et pour vaincre les forces de friction.

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

h) Le rendement total η_{total}

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

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

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

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

L'équation du rendement total est alors :

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

I.3.4 Principaux types de pompe hydraulique volumétrique

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

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

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

I.3.4.1 Pompes à engrenage

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

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

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

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

I.3.4.2 Pompes à engrenages extérieurs

Ce type de pompe comporte un grand nombre de variantes qui diffèrent entre elles, soit par : La disposition, soit par la forme des engrenages. Dans tous les cas, le principe consiste à aspirer le liquide dans l'espace compris entre deux dents consécutives et à le faire passer vers la section de refoulement (**Figure 6**). Les pompes à engrenages peuvent avoir une denture droite,

Hélicoïdale, ou encore à chevrons. Cette dernière solution présente l'avantage de rendre le mouvement plus uniforme.

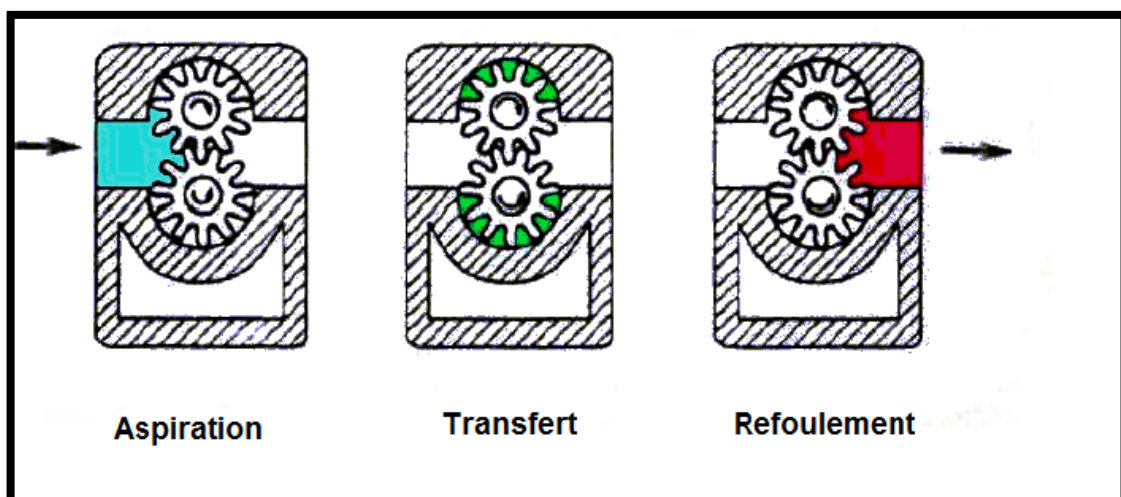


Figure 6 : Pompe à engrenage extérieur

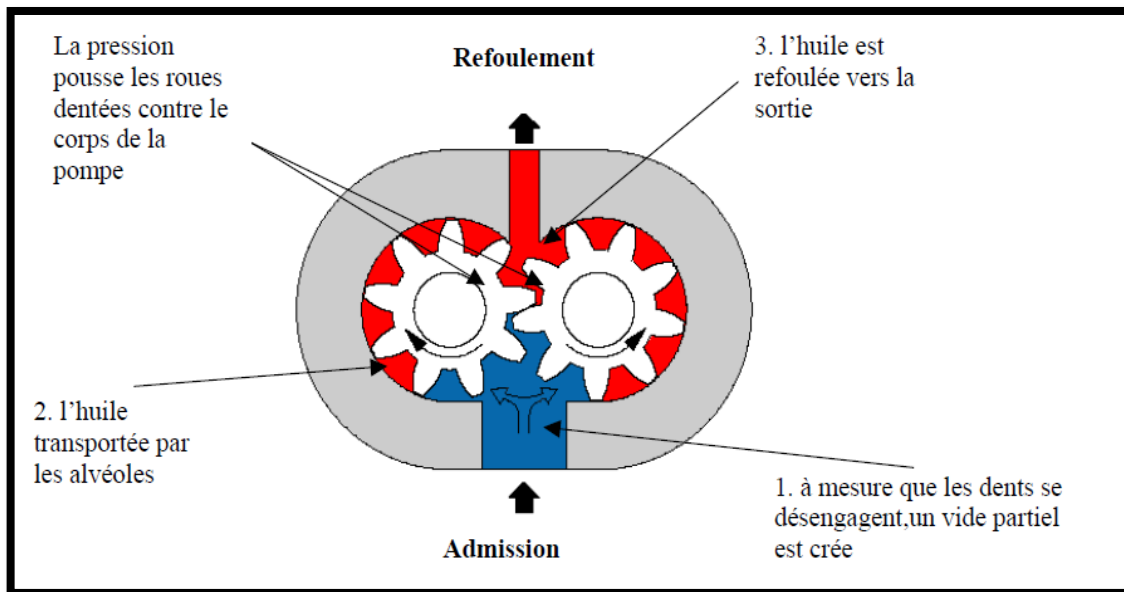


Figure 7 : Pompe a engrenage extérieur

Les pompes à engrenage extérieur (Figure 7) comportent une roue dentée menant et une roue dentée menée. Ces roues tournent en sens opposé en s'engrenant l'une dans l'autre.

En face de l'orifice d'admission, les deux roues dentées se séparent en créant un vide partiel comblé par l'huile provenant du réservoir. L'huile est ensuite transportée par les alvéoles formées par le creux des dents elle corps de la pompe.

Des plaquettes assurent l'étanchéité axiale des alvéoles, c'est-à-dire qu'elles empêchent l'huile de fuir par les côtés des alvéoles. Au fur et à mesure que les dents se réengagent, l'huile est évacuée vers l'orifice de refoulement.

Sous l'effet de la pression existant du côté de refoulement de la pompe, les deux roues dentées sont poussées contre le corps de la pompe à cause de l'espace existant entre la face des dents des roues dentées et le corps de la pompe. L'espace disponible tend à s'amplifier à mesure que la pompe prend l'âge et s'use. Les pertes volumétriques augmentent donc en fonction de l'usure de pompe. Il en résulte un faible rendement volumétrique.

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

Une pompe à engrenage double peut alimenter deux circuits hydrauliques indépendants ou fournir un plus grand débit à un seul circuit.

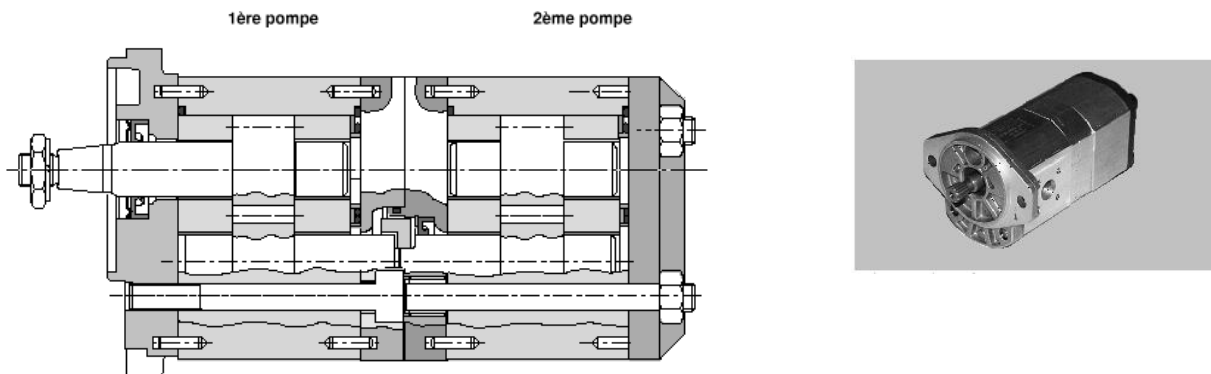
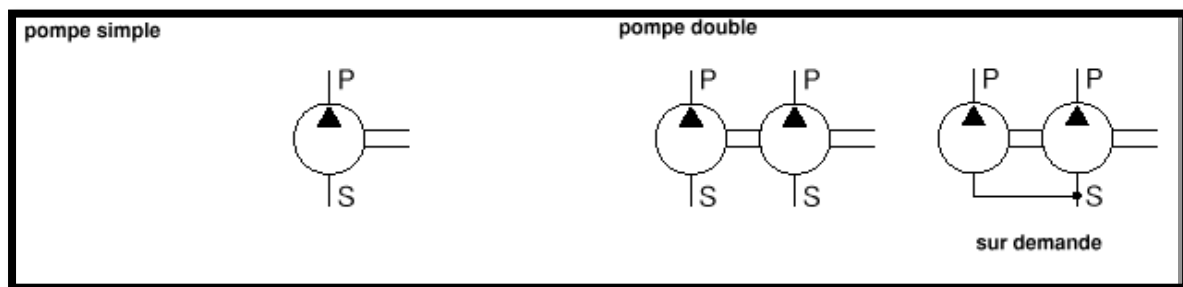


Figure 8 :Pompe à engrenage double

Symbolisation des pompes



I.3.4.3 Pompes à engrenages intérieurs

Le principe général consiste à placer un des engrenages à l'intérieur de l'autre. Cette disposition nécessite l'utilisation d'une pièce supplémentaire en forme de croissant qui permet l'étanchéité entre les deux trains d'engrenages (Figure 9).

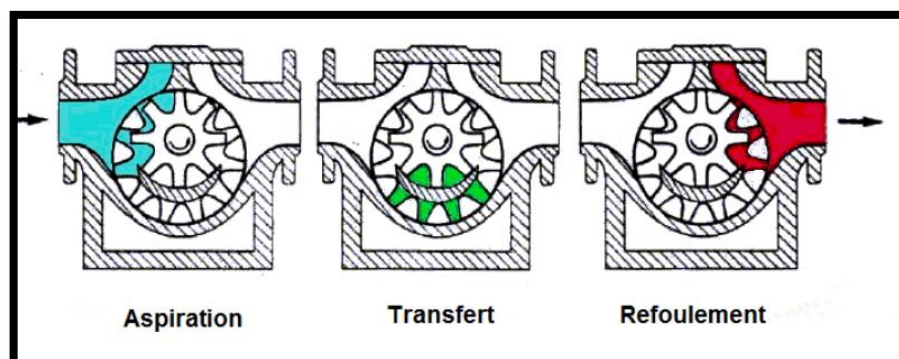


Figure 9: Pompe à engrenage intérieur

Il existe deux principaux types de pompe engrenage interne :

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

I.3.4.4 Pompes à engrenage interne à croissant

La pompe à engrenage interne à croissant comprend deux roues à denture, soit une roue à denture interne et une roue à denture externe, lesquelles sont séparées par un croissant fixe (Figure 10).

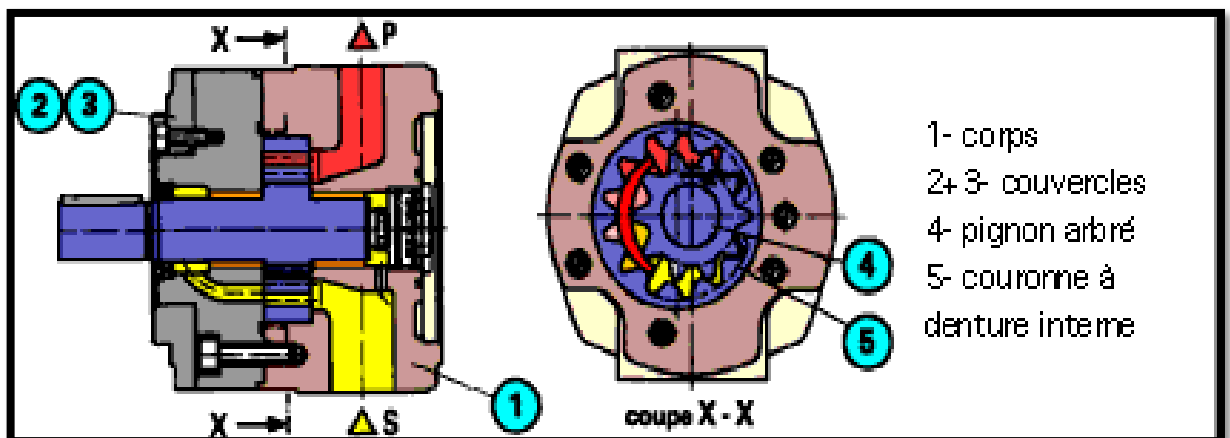


Figure 10: Pompe à engrenage interne à croissant

La roue à denture externe entraîne la roue à denture interne. Il est à noter que la roue à denture externe est excentrique par rapport à la roue à denture interne et que les deux roues dentées tournent dans le même sens. La figure 11 représente le principe de fonctionnement d'une pompe à engrenage interne à croissant.

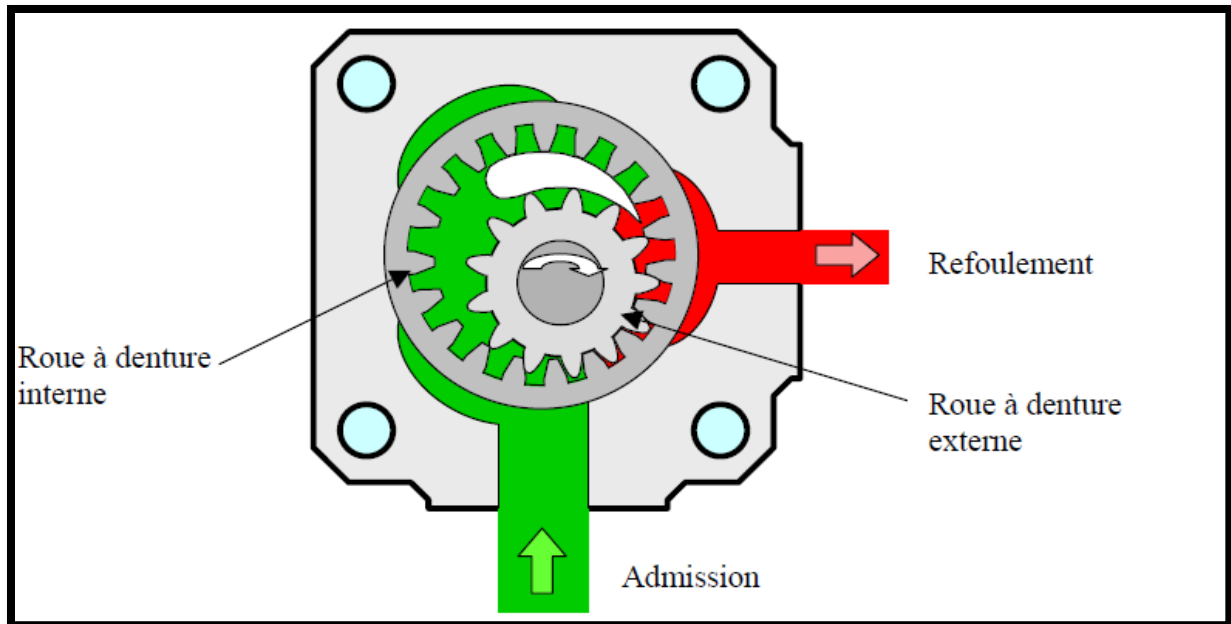


Figure 11 : Pompe à engrenage intérieur

I.3.4.5 Principe de fonctionnement d'une pompe à engrenage interne à croissant

Dans ce type de pompe (Figure 12), l'huile hydraulique est aspirée par les cavités créées lors du désengagement des deux roues dentées. Le fluide devient prisonnier dans les alvéoles créées par les dents de roues dentées et le croissant. Il est ainsi transporté jusqu'à ce qu'il soit refoulé lorsque les dents se réengagent. Il existe également des pompes double ou triple à engrenage interne à croissant.

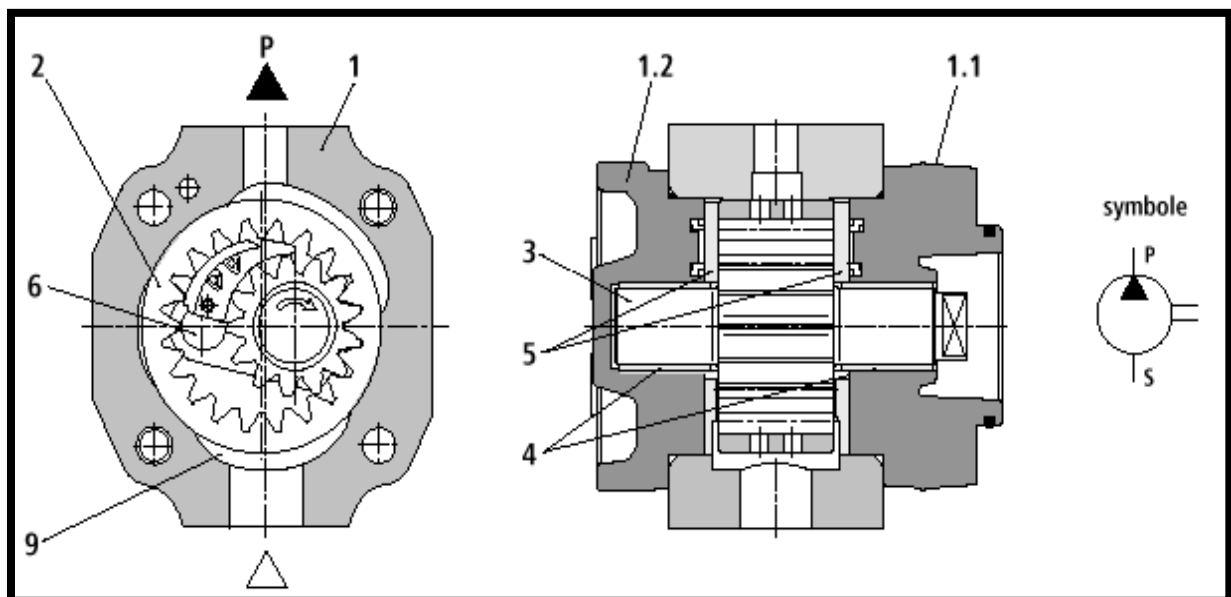


Figure 12 : pompe à engrenage interne à croissant

- **Conception**

Les pompes hydrauliques à denture interne se composent essentiellement du corps (1), des chapeaux de palier (1.1), du couvercle (1.2), de la couronne à denture interne (2), du pignon arbre (3), des paliers lisses (4), des disques axiaux ou glaces d'étanchéité (5), de la tige de butée (6), de la pièce intercalaire (7) composée du segment (7.1), du support de segment (7.2) et des rouleaux d'étanchéité (7.3).

- **Compensation radiale** (Figure 13)

La force de compensation radiale F_R agit sur le segment (7.1) et son support (7.2).

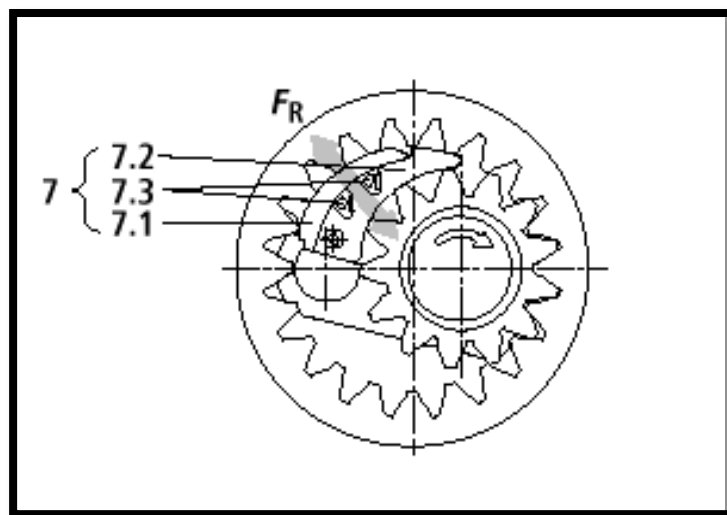


Figure 13 : pompe à engrenage interne à croissant à compensation radiale

- **Compensation axiale :**

La force de compensation axiale F_A , créée par le champ de pression (8) au niveau des disques axiaux (5), agit dans la zone de la chambre de refoulement.

Les rapports de sections et la position des rouleaux d'étanchéité (7.3) entre le segment et son support sont conçus de telle manière qu'une étanchéité presque sans jeu est réalisée entre la couronne à denture interne (2), la pièce intercalaire (7) et le pignon arbre (3).

Des lamelles ressorts, situées sous les rouleaux d'étanchéité (7.3) assurent une compression suffisante, même à des pressions très faibles

- **Paliers hydrodynamiques et palier hydrostatique**

Les forces agissant sur le pignon arbre (3) sont absorbées par des paliers radiaux lisses à lubrification hydrodynamique (4), et celles agissant sur la couronne à denture interne (2), par le palier hydrostatique (9).

- **Denture**

La denture est une denture à développante. Sa grande longueur d'engrènement se traduit par un faible niveau de pulsations de débit et de pression, donc par un faible niveau sonore de fonctionnement.

Les jeux axiaux entre les pièces en rotation et les pièces fixes sont donc particulièrement faibles. Ils assurent une étanchéité axiale optimale de la chambre de refoulement.

I.3.4.6 Pompes à engrenage interne à gé rotor

Le fonctionnement des pompes à engrenage interne à gé rotor (Figure 14) ressemble beaucoup à celui des pompes à engrenage interne à croissant. La figure ci-dessous vous en présente le cycle de fonctionnement. Croisons

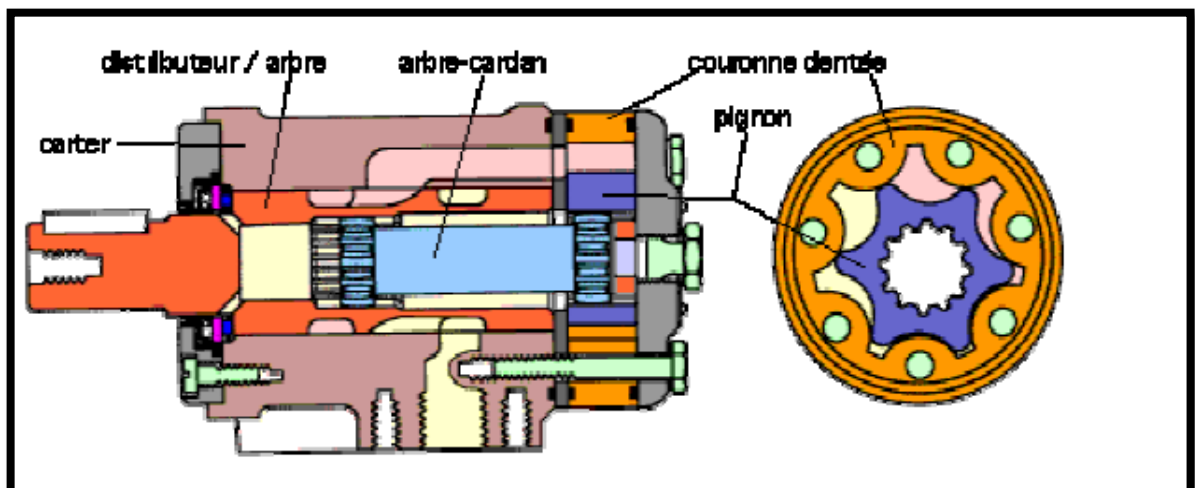


Figure 14 : Pompes à engrenage interne à gé rotor

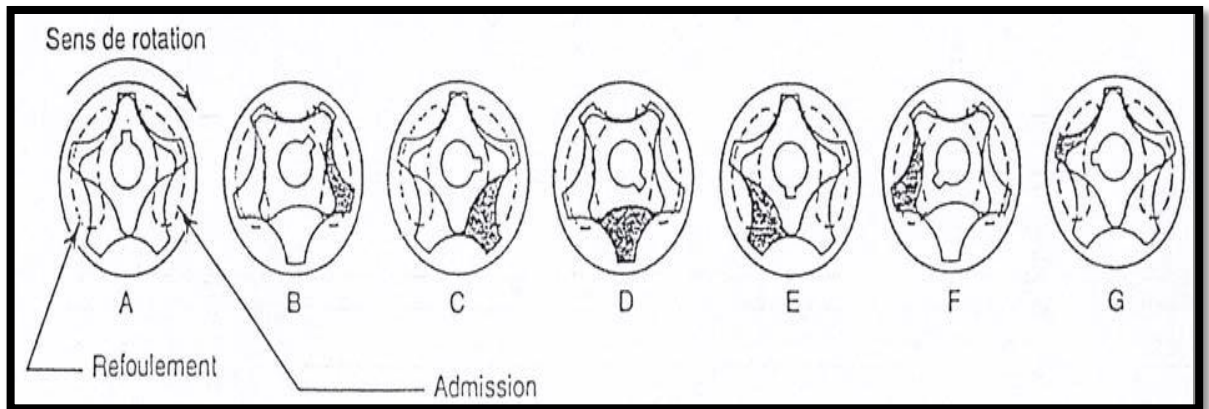


Figure 15 : Cycle de fonctionnement d'une pompe à engrenage interne à gé rotor

Sur la figure15 , le lobe en pointillé de gauche représente l'orifice de refoulement, tandis que celui de droite représente l'orifice d'admission (partie A de la figure).

La rotation des deux roues dentées se fait dans le sens des aiguilles d'une montre (sens horaire). Le fluide hydraulique est aspiré par la cavité créée lors du désengagement des deux roues dentées. Le désengagement s'effectue vis-à-vis l'orifice d'admission (parties B et C de la figure). Le fluide devient prisonnier dans l'alvéole créée entre les roues à denture externe et interne (partie D de la figure). Lors du réengagement des deux roues à denture (parties E, F et G de la figure), le fluide est refoulé vers l'orifice de refoulement. Le cycle, ainsi complété, recommence. La figure 16 vous présente une vue en coupe d'une pompe à engrenage interne à gé rotor.

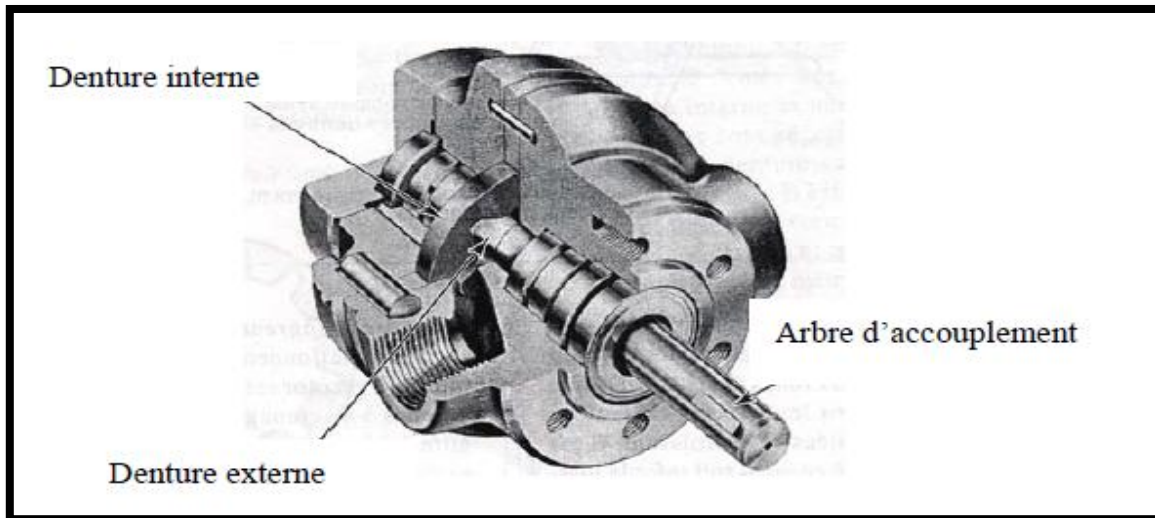


Figure16: Vue en coupe d'une pompe à gé rotor

I.3.5 Pompes à palettes

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

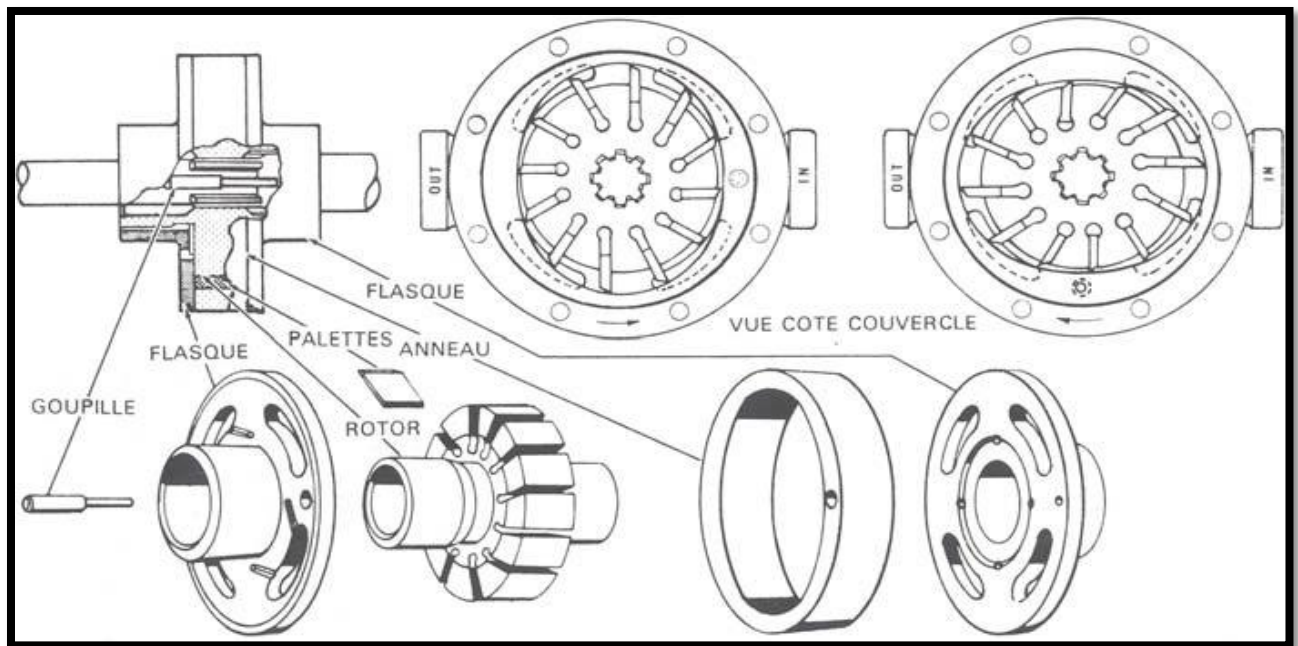


Figure 17 : pompe à palettes

Il existe deux catégories de pompe à palettes :

- les pompes à palettes à cylindrée fixe.
- les pompes à palettes à cylindrée variable.

I.3.5.1 Pompes à palettes à cylindrée fixe

Les pompes à palettes à cylindrée fixe se divisent en deux groupes :

- les pompes à palettes à cylindrée fixe à rotor non balancé;
- les pompes à palettes à cylindrée fixe à rotor balancé.

I.3.5.2 Pompes à palettes à cylindrée fixe à rotor non balancé

Les pompes à palettes à cylindrée fixe à rotor non balancé ont un principe de fonctionnement relativement simple. Le rotor, dans lequel sont introduites les palettes, est installé dans le carter de la pompe. Il est excentrique par rapport au centre du corps de la pompe. La figure 18 représente le principe de fonctionnement d'une pompe à palettes à cylindrée fixe à rotor non balancé.

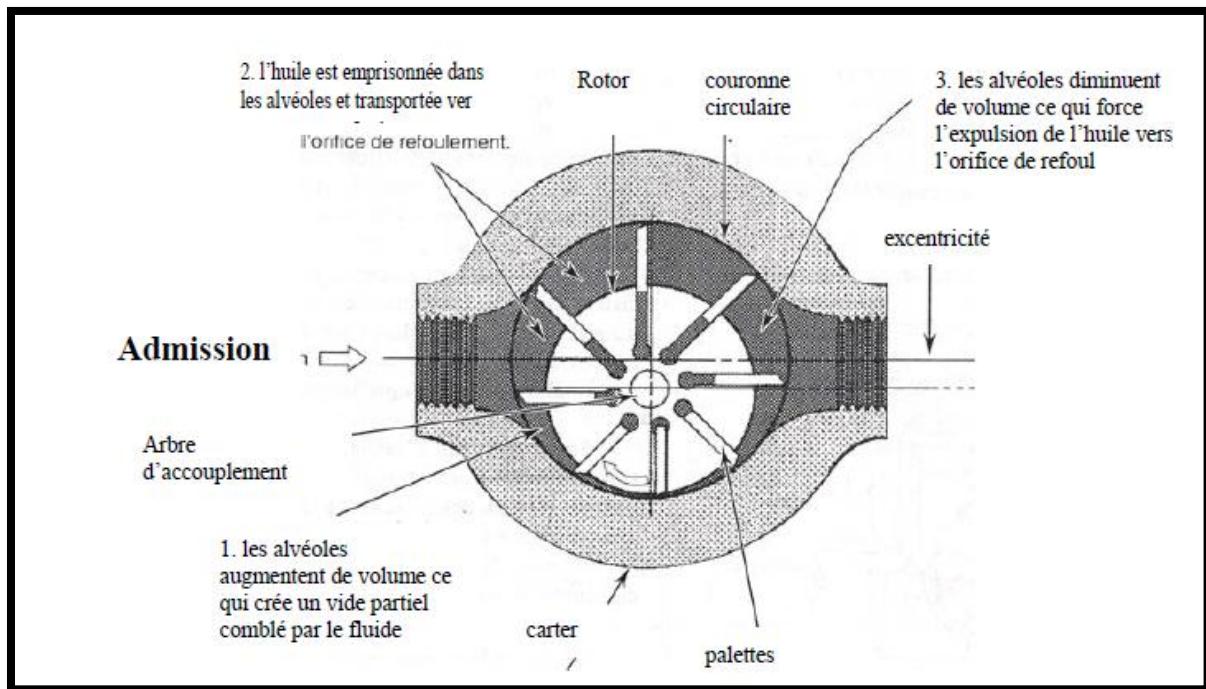


Figure 18 : pompe à palettes

I.4 Principe de fonctionnement d'une pompe à palettes à cylindrée fixe et à rotor non balancé

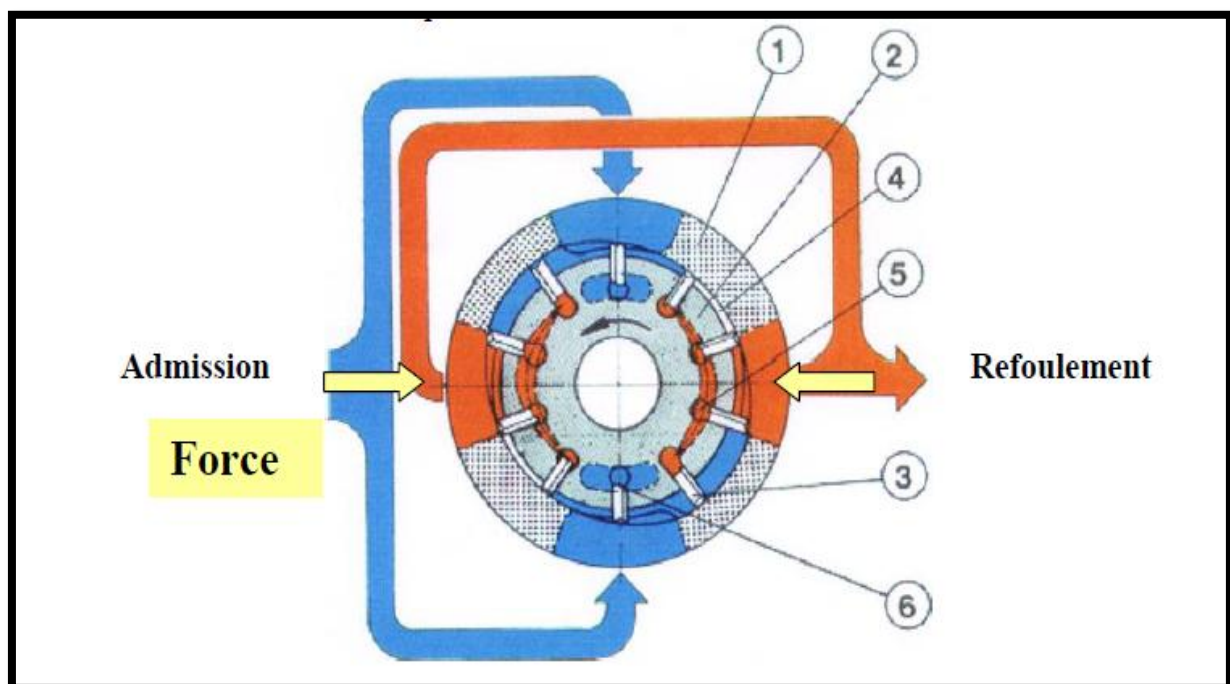
Dans ce type de pompe, le rotor est entraîné dans un mouvement de rotation grâce à l'arbre d'accouplement relié à la source motrice de la pompe. La force centrifuge, ainsi créée, pousse les palettes contre une couronne circulaire. Lorsque le rotor tourne, les palettes suivent le contour de la couronne. Il est à noter que le chanfrein de la palette suit toujours le sens de rotation. Il en est ainsi pour tous les types de pompe à palettes. A cause de l'excentricité du rotor par rapport à la couronne, les palettes divisent l'espace compris entre le rotor et la couronne en une série d'alvéoles. L'aspiration de la pompe se fait à l'endroit où les alvéoles augmentent de volume. Il se crée ainsi un vide partiel qui sera comblé par l'huile hydraulique poussée dans ces alvéoles par la pression atmosphérique agissant dans le réservoir. L'huile emprisonnée dans les alvéoles est ensuite acheminée vers l'orifice de refoulement de la pompe. Par la suite, la diminution du volume des alvéoles force l'expulsion de l'huile vers l'orifice de refoulement. Une force de poussée est appliquée sur le rotor de la pompe puisque la pression existant du côté du refoulement est exercée d'un seul côté. A cause de ce déséquilibre de force ainsi créé sur le rotor, ce type de pompe est appelé pompe à palettes à

rotor non balancé. Il est à noter que ce déséquilibre force entraîne une réduction de la longévité de la pompe.

Or, pour remédier au déséquilibre de force existant dans un pompe à palettes à rotor non balancé, on a recours à une pompe à palettes de construction légèrement différente, soit la pompe à palettes à rotor balancé.

I.4.1 Pompes à palettes à cylindrée fixe à rotor balancé

Dans une pompe à palettes à cylindrée fixe à rotor balancé, la pression exerce une force sur deux côtés opposés (180°) du rotor. Ainsi, l'opposition des forces créées par la pression permet d'annuler l'effet de déséquilibre néfaste au roulement.



Opposition de forces créées par la pression

Le principe de fonctionnement des pompes à palettes à rotor balancé est le même que celui des pompes à palettes à rotor non balancé. La seule distinction se trouve au niveau de la forme de la couronne. En effet, cette dernière est de forme ovale. En fonctionnement, cela se traduit par deux admissions et deux refoulements par tour du rotor. Les deux orifices de refoulement

sont opposés (180°), tout comme ceux d'admission, ce qui permet d'équilibrer les roulements et autres pièces internes en rotation. Les pompes à palettes à rotor balancé résistent mieux aux montées de la pression du côté du refoulement. De plus, leur durée de vie est généralement plus longue que celle des pompes à palettes à rotor non balancé.

Afin d'augmenter l'étanchéité au point de contact entre les palettes et la couronne, une pression d'huile ou un ressort est appliqué sous les palettes afin que la force centrifuge pousse les palettes contre la couronne ou le corps de la pompe. La figure 19 nous montre une vue en coupe d'une pompe à palettes à rotor balancé.

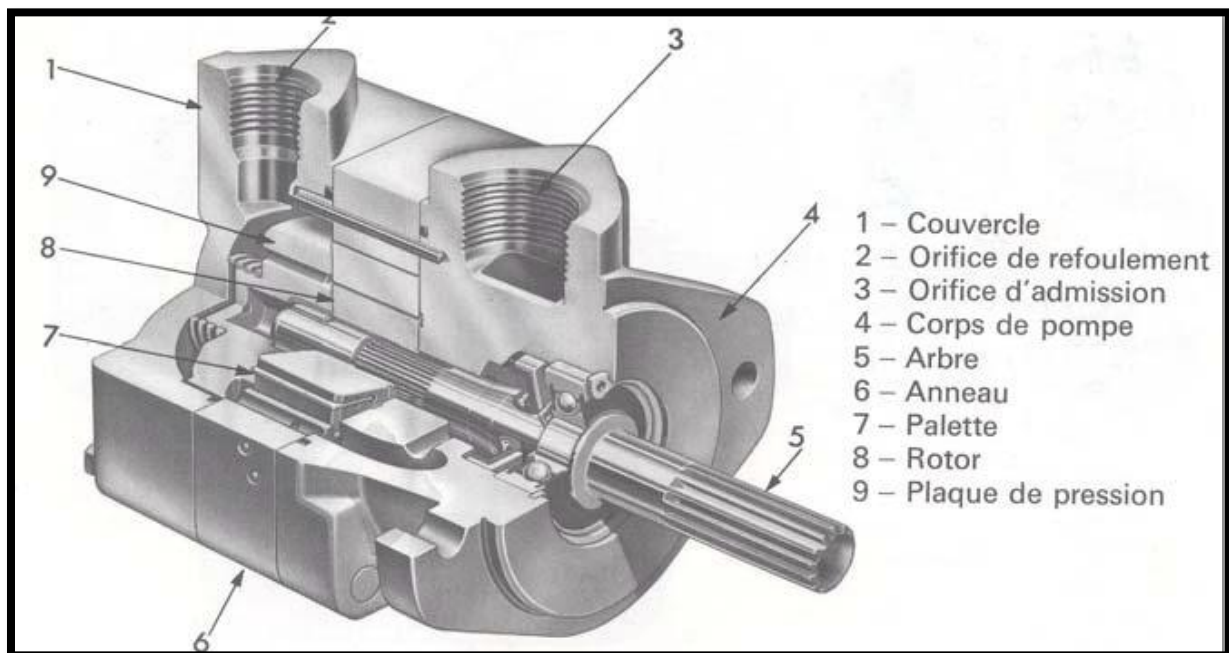


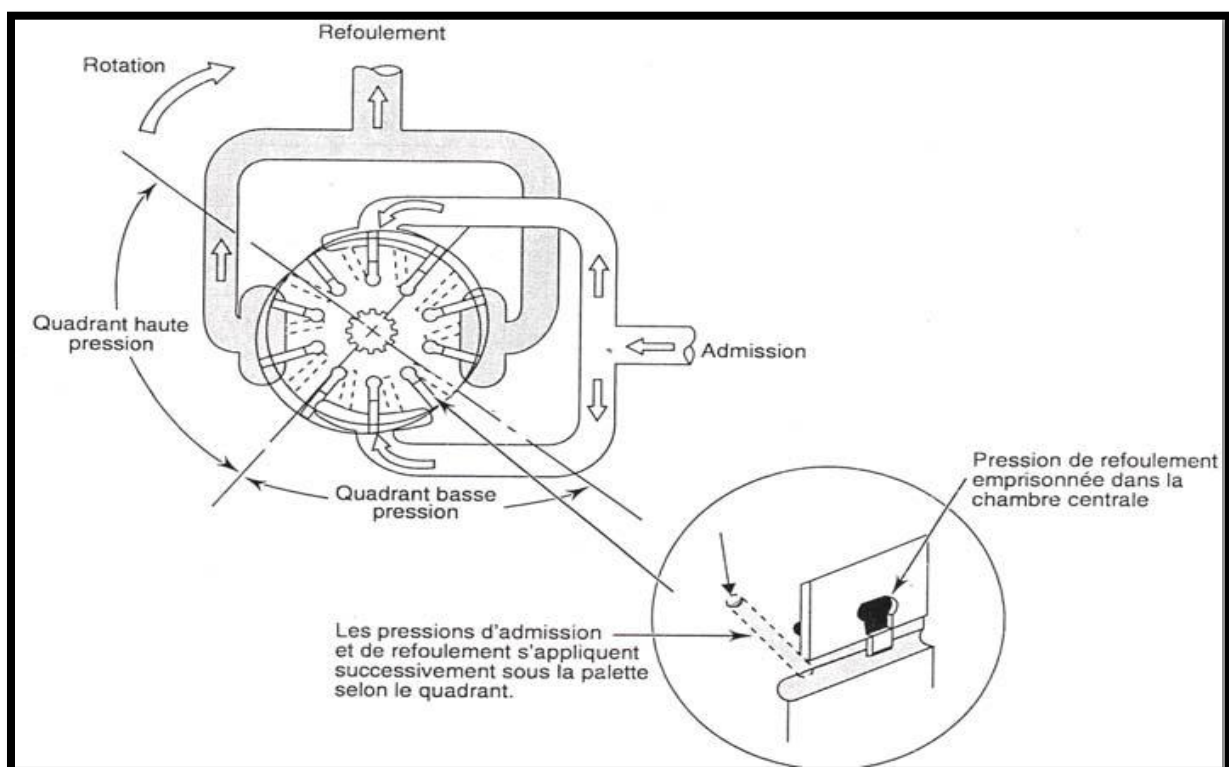
Figure 19 : pompe à palettes à rotor balancé

La pression qui existe du côté du refoulement est appliquée sous les palettes par l'intermédiaire d'une rainure dans la plaque de poussée. Cette dernière sert à maintenir l'étanchéité latérale des alvéoles.

Cette plaque de poussée est maintenue entre la couronne et les palettes par l'entremise d'un ressort et de la pression existant du côté du refoulement.

I.4.2 Pompes à palettes à rotor balancé pour haute pression

Il existe sur le marché des pompes à palettes à rotor balancé pouvant fonctionner sous de hautes pressions (17 000 kPa ou 2 500 psi) et à grande vitesse (1800 r/min). Ces pompes ont toujours le même principe de fonctionnement. Toutefois, elles ont subi quelques modifications. Les pompes à palettes à rotor balancé à haute pression sont conçues pour fonctionner à des pressions de 17 000 kPa (2 500 psi) et plus. Sous de telles pressions, une pompe à palettes à rotor balancé avec palettes rectangulaires appliquerait une telle force sous les palettes qu'il en résulterait une usure très rapide des palettes et de la couronne. C'est pourquoi, pour prévenir cette usure prématurée, des trous sont percés dans le rotor. Ceci permet à la pression existant du côté du refoulement de s'appliquer en dessous de toute la surface de la palette, et ce, uniquement dans le quadrant de haute pression. En effet, le quadrant de haute pression est celui qui requiert l'étanchéité maximale entre les palettes et la couronne afin de limiter les fuites. La figure ci-dessous vous montre une pompe à palettes à rotor balancé pour haute pression.



I.4.3 Pompe à palettes à rotor balancé pour haute pression

Dans le quadrant de basse pression, la pression sous la palette devient alors nulle puisque c'est la pression existant à l'orifice d'admission qui s'y applique. La poussée de la palette contre la couronne est assurée par la pression de l'orifice de refoulement qui est emprisonnée dans la chambre centrale évidée de la palette. La pression qui est dans la chambre centrale évidée de la palette est acheminée par la plaque de support du côté du refoulement.

En cas de bris, pour assurer le remplacement rapide des pièces mobiles internes d'une pompe à palettes à rotor balancé pour haute pression, on utilise une cartouche pré assemblée par le fabricant. Une cartouche est constituée de -la couronne, du rotor, des palettes et des plaques de support du côté de l'admission et de celui du refoulement.

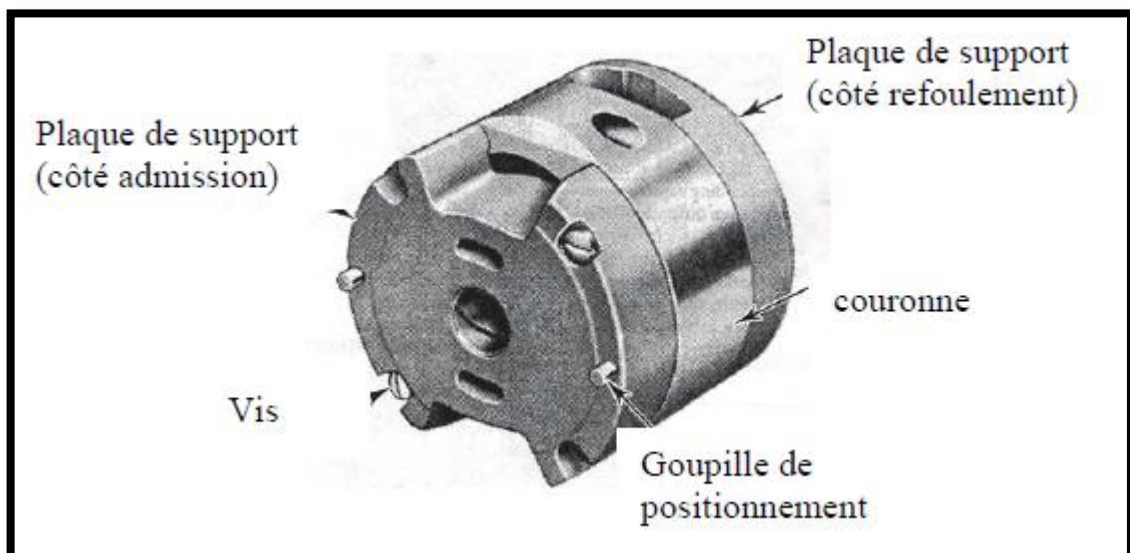


Figure 20 :

I.4.4 Pompes à palettes à cylindrée variable (commande direct)

Les pompes à palettes à débit fixe, qu'elles soient à rotor balancé ou non balancé, présentent un inconvénient majeur : leur cylindrée et, par conséquent, leur débit sont fixes. Dans un circuit hydraulique, le volume d'huile nécessaire pour alimenter les composants est rarement constant. Lorsque le circuit requiert moins d'huile, l'excédent fourni par une pompe à cylindrée fixe est évacué par la valve de sûreté. Il en résulte une perte de débit et nécessairement un gaspillage d'énergie. Pour remédier à cette situation, on a recours à une pompe à cylindrée variable. Les pompes à palettes à cylindrée variable permettent de fournir

un débit variable qui s'ajuste à la demande du circuit hydraulique. Voici en quoi consiste le principe de fonctionnement de base de ce type de pompe. La pompe à débit variable fournit un débit maximal. Lorsque le circuit hydraulique requiert moins d'huile, le débit excédentaire fait augmenter la pression du côté du refoulement de la pompe. C'est cette augmentation de pression qui réduit la cylindrée de la pompe.

I.4.5 Pompe à pistons axiaux à axe droite

Pompe à pistons axiaux à axe droite à cylindrée fixe

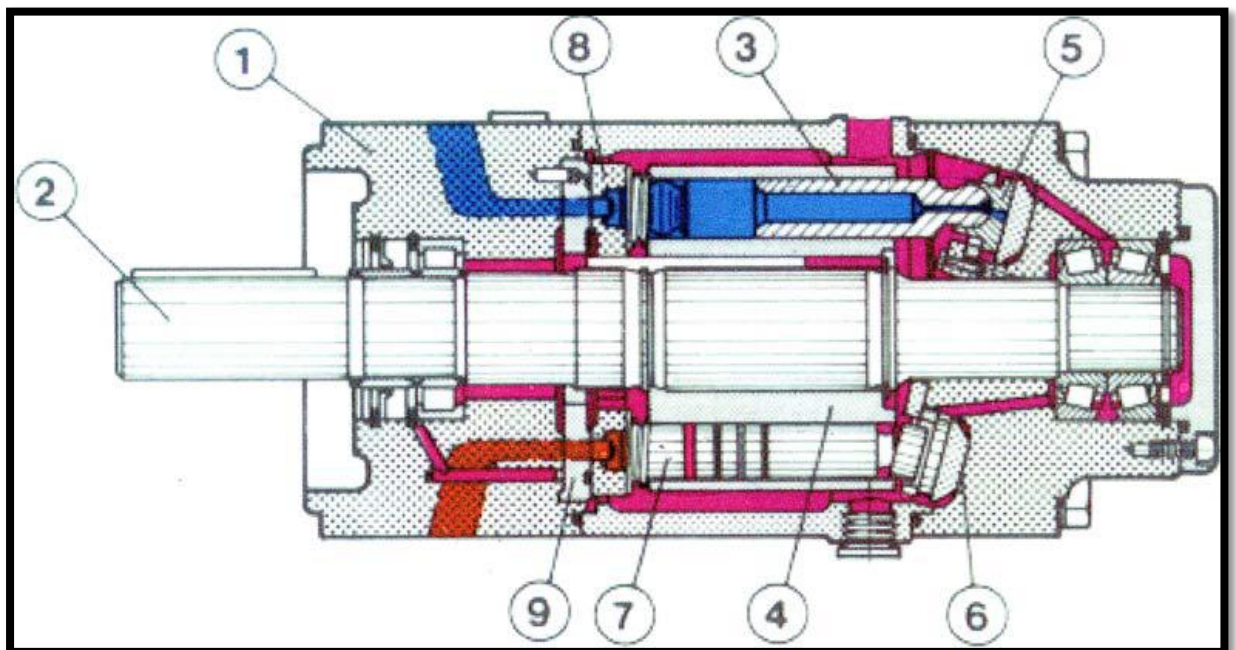


Figure 21 : Pompe à pistons axiaux à axe droite à cylindrée fixe

1	Corps de la pompe ou carter
2	Arbre d'accouplement
3	Piston
4	Barillet ou bloc cylindre
5	Patin
6	Plan incliné
7	Douille à collet
8	Fond de barillet
9	Glace ou plaque de distribution
10	Plaque de retenue

Dans un carter fixe **1**, sont disposés en cercle, parallèlement à l'arbre d'entraînement **2** neuf pistons **3**. Ils tournent dans un barillet **4** qui est fixé à l'arbre d'entraînement par une clavette. Les extrémités des pistons sont sphériques, logées dans des patins **5**.

Ceux-ci sont maintenus par un disque de retenue **10** sur un plan **6** incliné de 15° . Ce plan incliné fait partie du carter pour l'unité à cylindrée constante et par conséquent une pente fixe.

Lors de la rotation de l'arbre d'entraînement **2**: (fonctionnement en pompe), le barillet **4** et la douille à collet **7**, le fond du barillet **8** ainsi que les pistons **3** et les patins **5** se trouvent entraînés. Comme les pistons sont maintenus par les patins sur le plan incliné, il en résulte une course du piston dans le barillet lors de la rotation l'arbre d'entraînement.

Le pilotage, c'est-à-dire l'alimentation et le refoulement du fluide, est assuré par deux lumières de forme appropriée dans la glace de distribution **9**. Qui est en liaison fixe avec le carter.

Les pistons sortant du barillet sont reliés à la côte réservoir (en bleu) par cette lumière aspirant le fluide.

Par l'intermédiaire des autres lumières, les autres pistons sont. En liaison avec le côté pression (en rouge) et refoulent le fluide dans leur course à l'intérieur du barillet vers l'orifice de pression.

A tout moment, un piston se trouve dans la plage d'inversion du côté aspiration au côté pression, ou du côté pression au côté aspiration.

Par un orifice dans le piston, le fluide arrive au patin et crée un équilibrage hydrostatique.

I.4.6 Pompe à piston axiaux à axe incliné à cylindrée variable

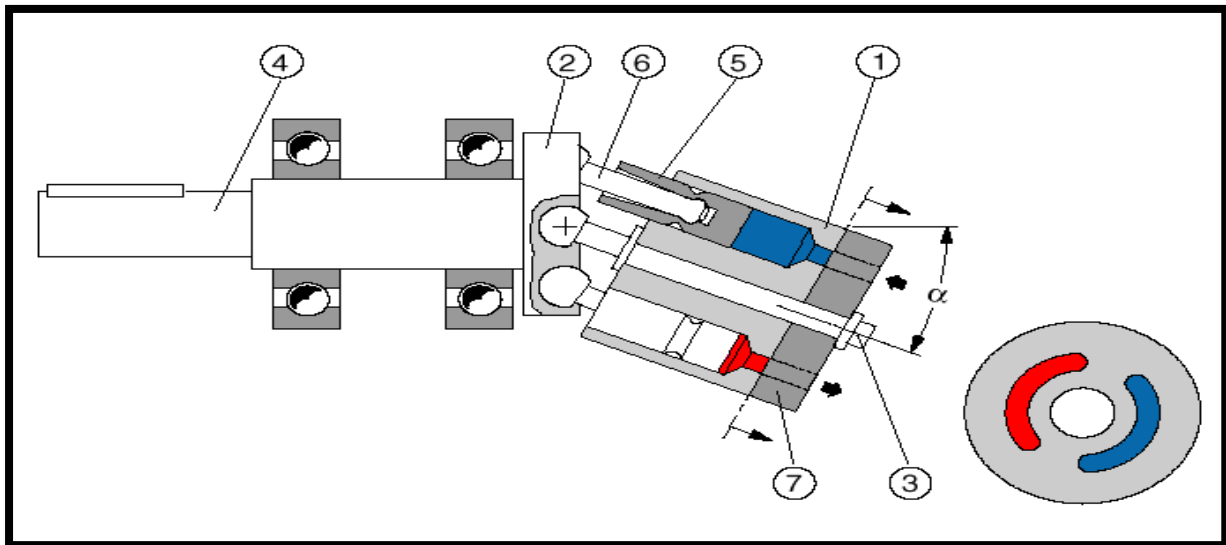


Figure 22 : Pompe à piston axiaux à axe incliné à cylindrée variable

Dans cette version, le barillet (1) avec les pistons (5), la glace de distribution (7) avec le carter sont mobile. L'angle par rapport à l'axe de l'arbre peut être modifié jusqu'à environ 25° . En fonction de cet angle de pivotement, les pistons exécutent une certaine course dans le barillet. La course et, par conséquent, la cylindrée de refoulement augmentent avec l'accroissement de l'angle de pivotement.

Naturellement, le sens du débit s'inverse dès qu'on dépasse l'angle 0.

I.5 Sélection des pompes hydrauliques volumétriques

La grande variété de types de pompe volumétrique qu'on trouve sur le marché peut poser un problème lorsque vient le moment de sélectionner une pompe en particulier. Afin d'effectuer une sélection judicieuse d'une pompe volumétrique, il importe de cerner les besoins du circuit hydraulique à alimenter.

Au cours de l'étude de cette section, vous verrez quels sont les critères à analyser afin de sélectionner une pompe qui répondra adéquatement aux besoins d'un circuit hydraulique particulier.

I.5.1 Critères de sélection

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

Par exemple, les critères à considérer lors de la sélection d'une pompe qui alimentera une machine-outil sont le niveau sonore peu élevé et la faible consommation d'énergie.

Cependant, pompe hydraulique utilisée à bord d'un avion doit avant être fiable et légère. Notez que les critères qui suivent ne sont pas présentés par ordre d'importance, car l'importance de ces critères varie d'une application à une autre.

a) Débit et cylindrée

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

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

b) Pression de fonctionnement

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

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

Lorsqu'un circuit hydraulique nécessite une haute pression, il faut sélectionner une pompe qui pourra supporter cette pression sans qu'il n'y ait augmentation excessive des fuites volumétriques ni usure prématurée ou bris des pièces causés par des contraintes trop élevées. Généralement, dans le cas de pressions nominales (en fonctionnement continu) qui ne dépassent pas 100 bars, on peut choisir n'importe quel type de pompe.

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

c) Vitesse de révolution

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

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

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

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

d) Fluide

Le fabricant établit toujours le débit d'une pompe en fonction d'une certaine viscosité du fluide. Si, pour une application donnée, une huile de Viscosité différente est utilisée, il faut prendre quelques précautions avant d'arrêter son choix sur une pompe. Si une viscosité plus faible est utilisée, il peut survenir un manque de lubrification au niveau des pièces mobiles de la pompe. Il peut alors survenir des bris ou une diminution du rendement total de la pompe. Si une huile de viscosité supérieure est utilisée, la pompe pourrait aspirer difficilement le fluide, ce qui peut engendrer de la cavitation et endommager gravement la pompe.

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

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

Avant d'arrêter son choix sur une pompe hydraulique, il faut également s'assurer de la compatibilité des joints d'étanchéité de la pompe avec le fluide utilisé. Les joints d'étanchéité

sont offerts en différents matériaux tels que le caoutchouc, le caoutchouc synthétique, le nylon, l'amiante imprégnée de caoutchouc synthétique, le téflon et divers plastiques. Finalement, il est de toute première importance de prévoir une filtration adéquate du fluide afin de respecter la propreté prescrite par le fabricant. La plupart des fabricants recommandent de recourir à une filtration dont la finesse est située entre 10 et 25 μm .

e) Rendement

Le rendement total d'une pompe hydraulique volumétrique se situe entre 75 et 90 %.

Le rendement des pompes à pistons axiaux et radiaux est élevé, celui des pompes à palettes est moyen et le rendement des pompes à engrenage est plutôt faible.

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

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

Une pompe dont le fabricant annonce un rendement total de 90 % peut offrir un rendement beaucoup plus faible si l'on utilise un autre type de fluide que celui prescrit ou si les conditions de vitesse et de pression diffèrent. Il faut toujours sélectionner une pompe en s'assurant que les conditions de fonctionnement dans le circuit à alimenter correspondent à un rendement élevé de la pompe.

f) Niveau sonore

Le bruit engendré par une pompe dépend du type, de la qualité des pièces, de la cylindrée, de la pression de travail et de la vitesse de révolution de la pompe. On considère qu'une pompe qui engendre un bruit de 90 dB (décibels) est bruyante, tandis qu'une autre est considérée silencieuse si elle émet un bruit d'environ 60 dB. Le bruit émis par une pompe croît beaucoup plus rapidement avec une augmentation de la vitesse de révolution qu'avec une augmentation de la pression ou de la cylindrée.

g) Coût d'achat

Le coût d'achat d'une pompe est un facteur important. Celui d'une pompe à palettes est généralement plus élevé que celui d'une pompe à engrenage, tandis que celui d'une pompe à

pistons est plus élevé que celui d'une pompe à palettes. Notez également que le coût d'une pompe à cylindrée variable est plus élevé que celui d'une pompe à cylindrée fixe.

Bien que plus coûteuse, une pompe à pistons est toutefois plus performante et offre un meilleur rendement. Il ne faut donc pas se baser uniquement sur le coût d'achat d'une pompe pour arrêter son choix.

I.6 Critères généraux

Afin d'éviter de mauvaises surprises, il faut également prendre en considération les critères suivants :

- le type d'accouplement de l'arbre de la pompe (cylindrique à clavette, conique fileté, cannelé)
- le type de filet et la disposition des orifices;
- le type de flasque de la pompe (ovale à 2 trous, carré ou rectangulaire à 4 trous);
- les dimensions de la pompe (hauteur, longueur, largeur);
- la fiabilité de la pompe;
- les délais de livraison;
- la facilité à obtenir des pièces de rechange;
- la documentation technique disponible;
- la réputation du fabricant.

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

I.6.1 Utilisation appropriée des manuels du fabricant

Les manuels du fabricant contiennent une foule d'informations sur les caractéristiques de fonctionnement d'une pompe hydraulique. Ils sont de précieux outils lorsque vient le moment de choisir un type de pompe en particulier. De plus, en consultant les manuels du fabricant, il est possible de retracer les caractéristiques de fonctionnement d'une pompe à partir de la plaque signalétique de cette dernière.

Au cours de l'étude de cette section, vous apprendrez à utiliser adéquatement les manuels du fabricant et complétez des fiches de spécifications de pompes hydrauliques volumétriques.

I.6.2.collecte d'information

Les manuels du fabricant renferment généralement toutes les informations pertinentes concernant les caractéristiques de fonctionnement de leurs pompes. Ces manuels sont toutefois rarement offerts en français. Donc, dans le but de se familiariser avec cette réalité, les figures tirées des manuels sont présentées en anglais. Les informations normalement contenues dans le manuel du fabricant d'une pompe hydraulique concernent :

- le débit d'une pompe;
- la pression de fonctionnement d'une pompe;
- le type de fluide prescrit par le fabricant;
- le rendement de la pompe;
- la puissance de la pompe;
- le niveau sonore de la pompe en fonctionnement;
- le type d'arbre d'accouplement de la pompe;
- le type de filet des orifices et la disposition des orifices;
- le sens de révolution de la pompe;
- le type de flasque; - les dimensions de la pompe;
- la signification du numéro de la plaque signalétique.

Toutes ces informations sont présentées sous forme de tableaux, de graphiques, de schémas ou tout simplement de texte. Il est également possible d'obtenir de l'information à partir du numéro de modèle.

a) Tableaux

Le débit d'une pompe dépend de :

- la cylindrée de la pompe;
- la vitesse de révolution de la pompe;
- la pression existant au refoulement de la pompe;
- la viscosité du fluide déplacé par la pompe.

Pour cette raison, on trouve dans les manuels ces informations regroupées dans un même tableau. La figure ci-dessous vous présente l'exemple d'un tableau contenant de l'information sur le débit de différents modèles de pompe à engrenages en fonction de ces paramètres

Fixed Displacement Gear Pumps
Series D

Technical Information

Performance Data

Flow In Gallons Per Minute — GPM (LPM)

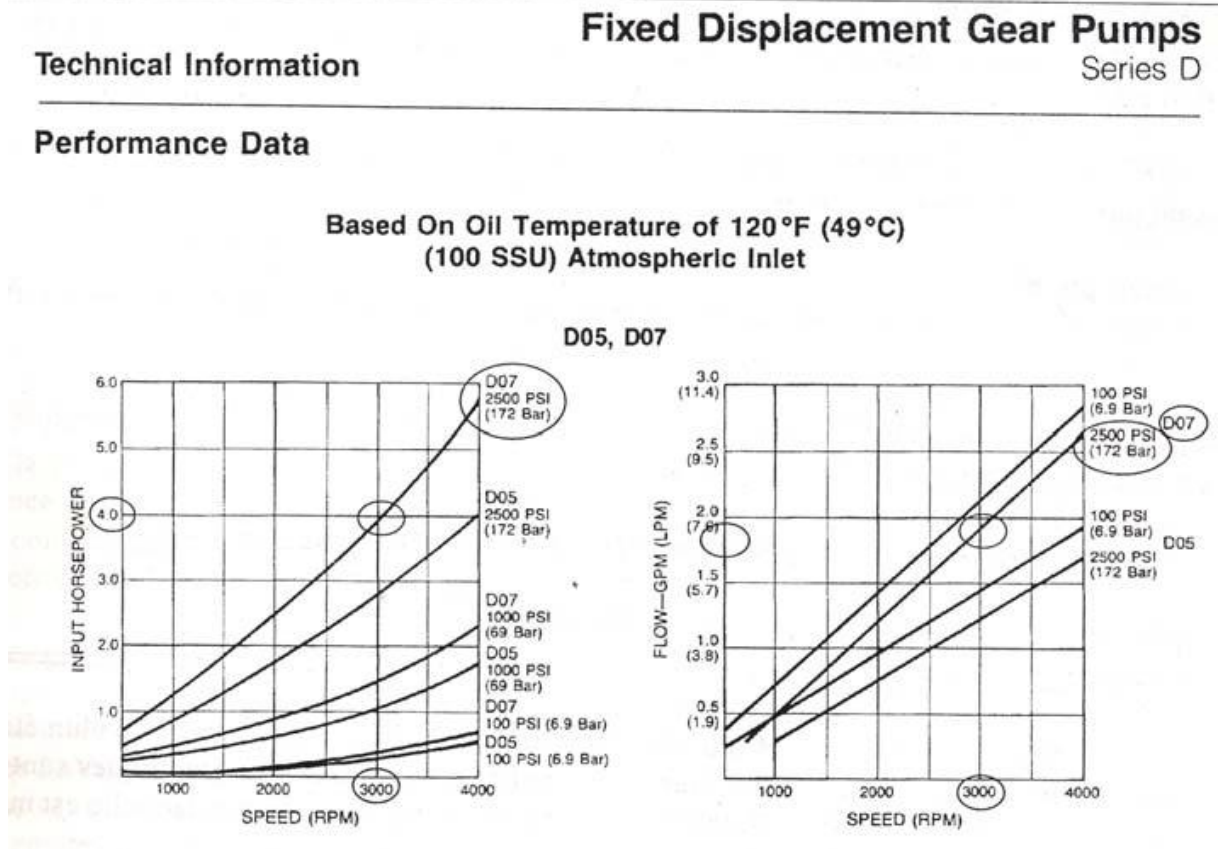
Data Based on 100 SSU
Viscosity Fluids at 120°F (49°C)

Pump Model	Displacement IN ³ (CC/REV.)	RPM	100 PSI (6.9 Bar)	1000 PSI (69 Bar)	1500 PSI (103 Bar)	2000 PSI (138 Bar)	2500 PSI (172 Bar)
D05	.114 (1.87)	1200	.58 (2.20)	.48 (1.82)	.42 (1.59)	.37 (1.40)	.32 (1.21)
		1800	.87 (3.30)	.77 (2.92)	.71 (2.69)	.66 (2.50)	.61 (2.31)
		3600	1.73 (6.56)	1.65 (6.25)	1.61 (6.10)	1.56 (5.91)	1.52 (5.76)
D07	.168 (2.76)	1200	.85 (3.22)	.73 (2.77)	.68 (2.58)	.62 (2.35)	.56 (2.12)
		1800	1.28 (4.85)	1.16 (4.40)	1.10 (4.17)	1.05 (3.98)	.99 (3.75)
		3600	2.56 (9.70)	2.47 (9.36)	2.42 (9.17)	2.37 (8.98)	2.33 (8.83)
D09	.210 (3.45)	1200	1.06 (4.02)	.94 (3.56)	.87 (3.30)	.81 (3.07)	.75 (2.84)
		1800	1.60 (6.06)	1.48 (5.61)	1.41 (5.34)	1.35 (5.12)	1.29 (4.89)
		3600	3.19 (12.09)	3.09 (11.71)	3.04 (11.52)	2.99 (11.33)	2.94 (11.14)
D11	.262 (4.29)	1200	1.32 (5.00)	1.19 (4.51)	1.12 (4.24)	1.06 (4.02)	.99 (3.75)
		1800	1.99 (7.54)	1.86 (7.05)	1.79 (6.78)	1.73 (6.56)	1.66 (6.29)
		3600	3.97 (15.05)	3.86 (14.63)	3.81 (14.44)	3.76 (14.25)	3.70 (14.02)
D14	.329 (5.38)	1200	1.66 (6.29)	1.52 (5.76)	1.44 (5.46)	1.37 (5.19)	1.30 (4.92)
		1800	2.49 (9.44)	2.35 (8.91)	2.27 (8.60)	2.20 (8.34)	2.13 (8.07)
		3600	4.99 (18.91)	4.88 (18.50)	4.82 (18.27)	4.76 (18.04)	4.70 (17.81)
D17	.404 (6.62)	1200	2.04 (7.73)	1.88 (7.13)	1.80 (6.82)	1.72 (6.52)	1.64 (6.22)
		1800	3.07 (11.64)	2.91 (11.03)	2.83 (10.73)	2.75 (10.42)	2.67 (10.12)
		3600	6.14 (23.27)	6.01 (22.78)	5.95 (22.55)	5.88 (22.29)	5.82 (22.06)
D22	.522 (8.55)	1200	2.64 (10.00)	2.46 (9.32)	2.37 (8.98)	2.28 (8.64)	2.19 (8.30)
		1800	3.97 (15.05)	3.79 (14.36)	3.70 (14.02)	3.61 (13.68)	3.52 (13.34)
		3600	7.93 (30.05)	7.79 (29.52)	7.71 (29.22)	7.64 (28.96)	7.57 (28.69)
D27	.641 (10.50)	1200	3.25 (12.32)	3.05 (11.56)	2.95 (11.18)	2.85 (10.80)	—
		1800	4.87 (18.46)	4.67 (17.70)	4.57 (17.32)	4.47 (16.94)	—
		3000	8.12 (30.77)	7.96 (30.17)	7.88 (29.86)	7.80 (29.56)	—

En examinant ce tableau, vous pouvez constater que le modèle de pompe D05 a une cylindrée de 0,114 ³ po /r (1,87 ³ cm /r) Cette même pompe fournit, à une vitesse de révolution de 1200 r/min, un débit de 0,58 GPM (2,20 L/min) sous une pression de 100 psi (6,9 bar). Toujours à une vitesse de 1200 r/min, si la pression au refoulement passe à 1500 psi (103 bar), le débit de la pompe D05 chute à 0,42 GPM (1,59 L/min). Le débit diminue en fonction de l'augmentation de la pression au refoulement. A une même pression au refoulement de 1500 psi (103 bar), si la vitesse de la pompe passe de 1200 r/min à 1800 r/min, le débit augmente et passe à 0,71 GPM (2,69 L/min). En observant le coin supérieur droit de ce tableau, vous remarquerez que toutes ces données ont été établies en fonction d'une huile d'une viscosité de 100 SSU à 120°F (49°C).

b) Graphiques

On trouve plusieurs types de graphique dans les manuels des fabricants. Il y a, par exemple, des graphiques portant sur la puissance mécanique ou sur le débit en fonction de la vitesse, de la pression au refoulement et du type de fluide utilisé. La figure ci-dessous vous montre des graphiques sur la puissance et le débit.



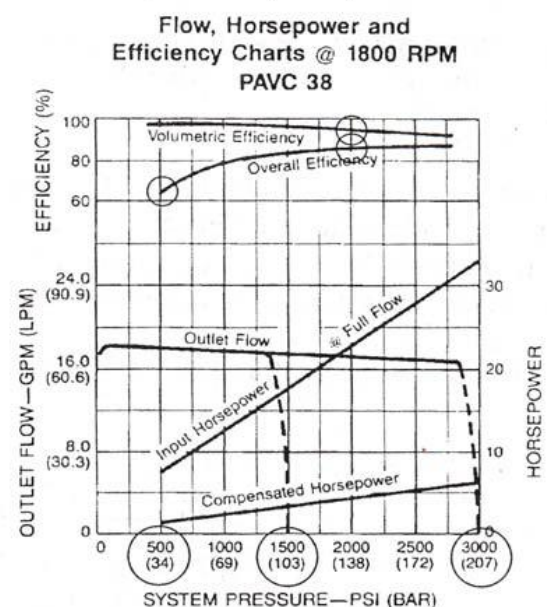
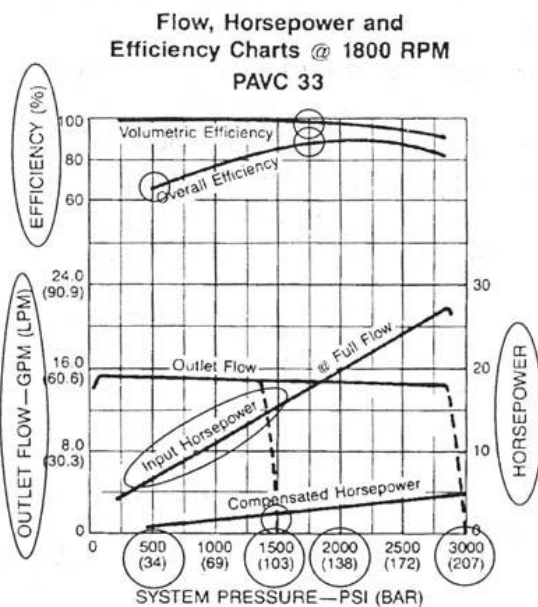
Variable Volume Piston Pumps

Series PAVC 33/38

Technical Information

Performance Data

Fluid: Standard Hydraulic Oil 100 SSU @ 120°F (49°C)



Ce type de graphique est très fréquemment utilisé par les fabricants. Il contient les informations suivantes : le débit, la puissance d'entrée à la pompe (ou puissance mécanique), la puissance hydraulique nécessaire pour actionner le compensateur de pression, le rendement volumétrique et le rendement total.

Les graphiques de la figure ci-dessous sont ceux de pompes à pistons axiaux à axe droit à cylindrée variable. Ils concernent les pompes de modèles PAVC 33 et PAVC 38. Toutes les informations sont en fonction de la pression au refoulement de la pompe à 1800 r/min et d'un type de fluide donné.

En examinant la figure, on constate que le débit de cette pompe à pistons décroît lentement avec l'augmentation de la pression. La chute du débit (en pointillé) à 1500 psi (103 bar) montre comment le débit se comporte lorsque la plaque de poussée de la pompe réduit la cylindrée de la pompe pour un ajustement du compensateur à 1500 psi. Le comportement du débit est également montré dans le cas d'un ajustement du compensateur à 3000 psi (207 bar). Cette figure indique également la puissance mécanique à l'entrée de la pompe en fonction de la pression, et ce, pour la cylindrée maximale de la pompe. La puissance hydraulique nécessaire pour actionner le compensateur de pression représente, quant à elle, la puissance hydraulique fournie par la pompe pour maintenir une condition de cylindrée nulle (ou débit

nul), c'est-à-dire pour compenser les fuites volumétriques de la pompe. Par exemple, pour maintenir une pression de 1500 psi (103 bar) dans un circuit hydraulique, la pompe PAVC 33 doit fournir une puissance hydraulique approximativement de 2.5 hp pour uniquement compenser ses propres fuites internes.

I.7 Vérification en fonctionnement des caractéristiques des pompes volumétrique :

Les caractéristiques de fonctionnement d'une pompe qui sont mentionnées dans le manuel du fabricant sont celles d'une pompe en bon état. Elles servent donc de référence pour déterminer l'état d'une pompe.

Au cours de l'étude de cette section, vous apprendrez à réaliser des essais en fonctionnement de pompes volumétriques. Vous aurez l'occasion de comparer les caractéristiques de fonctionnement obtenues avec celles annoncées par le fabricant et pourrez ainsi confirmer le bon ou le mauvais état d'une pompe.

Vous apprendrez également à mesurer le rendement volumétrique d'une pompe hydraulique à l'aide d'un banc d'essai.

I.7.1 Essais en fonctionnement

Les essais en fonctionnement s'effectuent à l'aide d'un banc d'essai. Un banc d'essai hydraulique permet de vérifier des équipements hydrauliques tels que pompes, moteurs, vérins et soupapes. Pour ce faire, on installe l'équipement hydraulique sur le banc d'essai, puis on effectue les raccords hydrauliques entre les deux. Par la suite, à l'aide du banc d'essai, on reproduit fidèlement les conditions de fonctionnement de l'équipement, ce qui permet de mesurer le comportement de ce dernier. Il existe plusieurs types de banc d'essai, mais tous remplissent le même rôle, soit celui de mesurer les performances des pompes, moteurs, vérins et soupapes hydrauliques.

Les caractéristiques des pompes volumétriques qu'on peut vérifier à l'aide d'un banc d'essai sont :

- Le débit fourni à différentes vitesses et sous différentes pressions de travail;
- Le rendement volumétrique;
- Les différents ajustements de la pompe, par exemple l'ajustement de la cylindrée maximale et l'ajustement du compensateur de pression.

De plus, lors du fonctionnement de la pompe, une inspection visuelle est effectuée pour détecter les fuites externes, c'est-à-dire les fuites d'huile à l'extérieur du carter.

I.7.2 Procédure de démarrage

Avant de mettre en marche une pompe hydraulique volumétrique, il faut observer les mesures suivantes.

- Avoir sous la main la fiche de spécifications complétée de la pompe à tester. Cette fiche indique la vitesse et la pression nominales (ou maximales en fonctionnement) à respecter ainsi que le débit sous différentes conditions de pression et de vitesse de révolution. Elle contient également des informations importantes telles l'identification de l'orifice d'admission en fonction du sens de révolution et la température à laquelle les essais doivent être réalisés. □ S'assurer que le carter de la pompe est rempli d'huile afin d'éviter que les pièces mobiles ne manquent de lubrification lors du démarrage.
- Gaver le conduit d'admission d'huile pour permettre à la pompe d'aspirer de l'huile ou de s'amorcer le plus rapidement possible.
- S'assurer que la pompe sera mise en marche sous des conditions de pression nulle. La pression dans un circuit hydraulique est une résistance à l'écoulement. Cette résistance pourrait fortement nuire à l'amorçage de la pompe. Une fois toutes ces mesures respectées, on peut procéder au démarrage du banc d'essai.

I.7.3 Réalisation des essais

Il importe que les essais soient effectués à la même température que celle prescrite par le fabricant. En effet, le débit fourni par une pompe varie en fonction de la viscosité du fluide utilisé, tandis que la viscosité d'un fluide varie en fonction de la température. Effectuer un essai à une température autre revient donc à utiliser un fluide de viscosité différente, ce qui peut avoir un effet significatif sur le débit fourni par la pompe. Il faut donc, avant de réaliser les essais, procéder au chauffage de l'huile.

a) Essai de débit

Un essai de débit effectué sur une pompe hydraulique volumétrique consiste à mesurer, à l'aide d'un banc d'essai hydraulique, le débit fourni par une pompe à différentes vitesses de révolution. Les vitesses de révolution habituellement sélectionnées pour réaliser les essais sont 1200 r/min, 1500 r/min et 1800 r/min.

Un essai de débit s'effectue à vide, c'est-à-dire sous aucune pression du côté du refoulement de la pompe. L'essai de débit permet de vérifier la cylindrée annoncée par le fabricant. Une pompe en bon état devrait fournir un débit équivalent au produit de sa cylindrée par sa vitesse de révolution ($q = C * n$).

b) Essai de pression

Un essai de pression effectué sur une pompe hydraulique volumétrique consiste à augmenter graduellement la pression au refoulement de la pompe à une vitesse de révolution constante (ex. : 1200 r/min), ce qui permet de mesurer le débit fourni par la pompe. Par la suite, ce débit est comparé à celui annoncé par le fabricant sous les mêmes conditions. L'essai de débit est en- suite effectué à différentes vitesses de révolution (ex. : 1500 r/min et 1800 r/min).

Il est normal que le débit fourni par une pompe hydraulique volumétrique diminue progressivement avec une augmentation de la pression de travail. Cependant, une pompe en mauvais état subira une diminution beaucoup plus importante de son débit en fonction de la pression de travail. Une diminution anormale du débit est donc un signe de mauvaise étanchéité interne de la pompe.

L'essai de pression porte aussi le nom d'essai de charge puisqu'il existe une pression de travail

c) Essai de rendement volumétrique

Un essai de rendement volumétrique effectué sur une pompe hydraulique consiste à évaluer en pourcentage, la chute de débit d'une pompe entre une pression de travail nulle et sa pression de travail nominale lorsque cette pompe est entraînée à sa vitesse de révolution nominale.

I.7.4 Matériaux de construction des pompes :

Les matériaux utilisés dans la construction des pompes sont codés par utilisation de lettres.

La première lettre indique la matière utilisée pour le corps extérieur de pompe et le corps de Presse-étoupe. La deuxième lettre indique les matières utilisées pour les pièces internes de la Pompe. En fonction des caractéristiques du fluide à pomper on peut choisir :

Pour de l'eau douce :

- de la fonte,
- de l'acier (pour les pressions élevées)

Pour de l'eau saumâtre ou de l'eau de mer :

- de l'acier inoxydable,

- du bronze ou du laiton,
- du cupro-aluminium.

Pour les produits chimiques :

- de l'acier inoxydable,
- des matériaux synthétiques (PVC, PP)

Pour les produits abrasifs :

- de la fonte alliée
- de la fonte revêtue.

Le choix des matériaux dépend aussi du compromis à faire entre le prix et la durée de vie de la pompe.

I.8 Fabrication des engrenages de la pompe

Il n'est pas toujours facile de trouver les engrenages qui conviennent et ils sont finalement assez coûteux. Il existe des traités entiers sur la théorie, la conception et la fabrication des engrenages, preuve que le sujet n'est pas trivial.

La séquence est la suivante :

- calcul des caractéristiques géométriques de l'engrenage à tailler
- fabrication des ébauches
- montage sur fraiseuse entre pointes, en général avec sur un système diviseur (il existe des solutions plus simples en usinage amateur par recopie d'engrenage),
- réglage des axes
- taille directe

Pour les engrenages courant (développante de cercle) de types droit, oblique ou à vis sans fin, leur usinage n'est pas très difficile mais demande de la minutie. En gros deux types d'usinages intéressent l'amateur :

✓ **par fraise module :**



Figure 23 : fraise module

L'outil a la forme de la dent à tailler. Ils sont largement utilisés en horlogerie traditionnelle.

Les principales caractéristiques sont :

- une taille lente, dent par dent
- une division précise pour retomber dans le pas
- un jeu (6 à 8 outils) par module, chaque outil ne taillant qu'un nombre de dent donné.
- Outillage coûteux² et difficile à fabriquer pour un amateur

Les 8 fraises normalisées permettent de tailler les pignons suivants:

12-13 dents ---> N°1

14-16 dents ---> N°2

17-20 dents ---> N°3

21-25 dents ---> N°4

26-34 dents ---> N°5

35-54 dents ---> N°6

55-134 dents ---> N°7

135 et + ---> N°8

✓ par fraise mère :

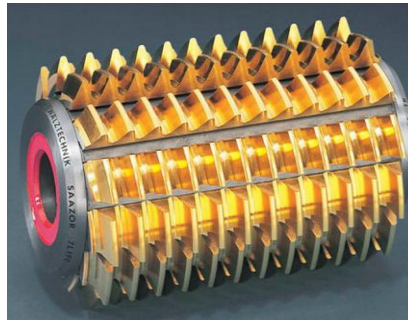


Figure 24 : fraise mère

Cet usinage est basé sur le principe de l'engrènement d'une vis sans fin sur une roue dentée. L'outil se présente comme un taraud dont l'angle de profil de vis est égal à deux fois l'angle de pression de l'engrenage (en général $40^\circ = 2 \cdot 20^\circ$). Le pas de cette « vis » est le pas de l'engrenage.

Les principales caractéristiques sont :

- un seul outil par module (taille de 13 dents jusqu'à la crémaillère)
- outil peu coûteux pour les usinages standards. En étant minutieux on peut d'ailleurs se fabriquer l'outil (voir annexe)
- taille rapide
- taille réservée au profil de dent par développante de cercle (le plus courant)
- l'ébauche doit tourner de façon synchronisée avec la fraise mère, exactement comme le ferait un roue dentée engrenée sur un vis sans fin. Pour un amateur qui usine occasionnellement des engrenages, la synchronisation de la roue avec la fraise-mère reste un problème à résoudre. On voit sur Internet des usinages amateurs dans lesquels la roue à tailler tourne libre et est entraînée par la fraise mère elle-même.

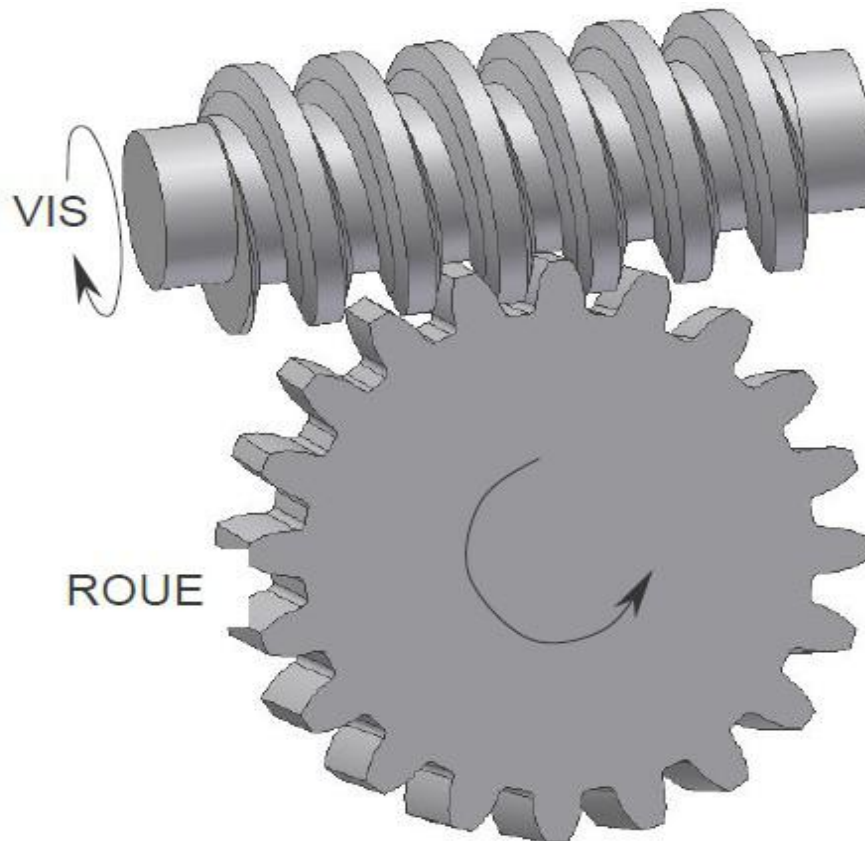


Figure 25 : fraise mère

I.8.1 Fabrication des engrenages de la pompe

La séquence est la suivante :

- calcul des caractéristiques géométriques de l'engrenage à tailler
- fabrication des ébauches
- montage sur fraiseuse entre pointes, en général avec sur un système diviseur (il existe des solutions plus simples en usinage amateur par recopie d'engrenage),
- réglage des axes
- taille directe

Chapitre II :

Enoncé du problème

Chapitre II :

II.1 description du système hydraulique à étudier :

Un moteur électrique (asynchrone a cage) qui transformée l'énergie électrique en énergie mécanique, aliment une pompe a engrenage qui va transformer l'énergie mécanique en l'énergie hydraulique (pression x débit). Elle refoule le débit aspirée du réservoir vers les récepteurs. Ces récepteurs sont deux vérins et un moteur hydraulique.

Moteurhydraulique

Vérin A : (Ø 63 x 36)

Vérin B : (Ø 80 x 45)

C=50mdaN ;n= 140 tr/min

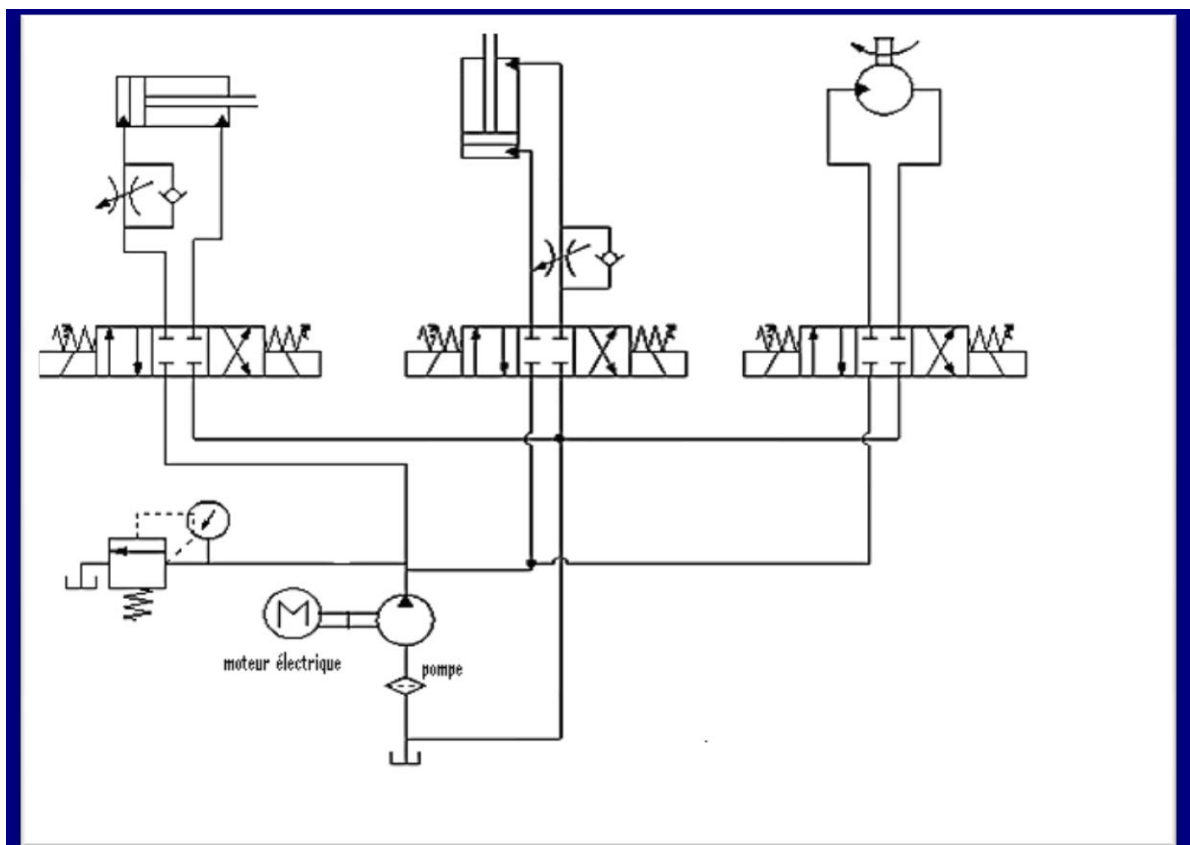


Figure 26 : Schéma de système à étudier

II.1.1 Schéma de commande de système à étudier:

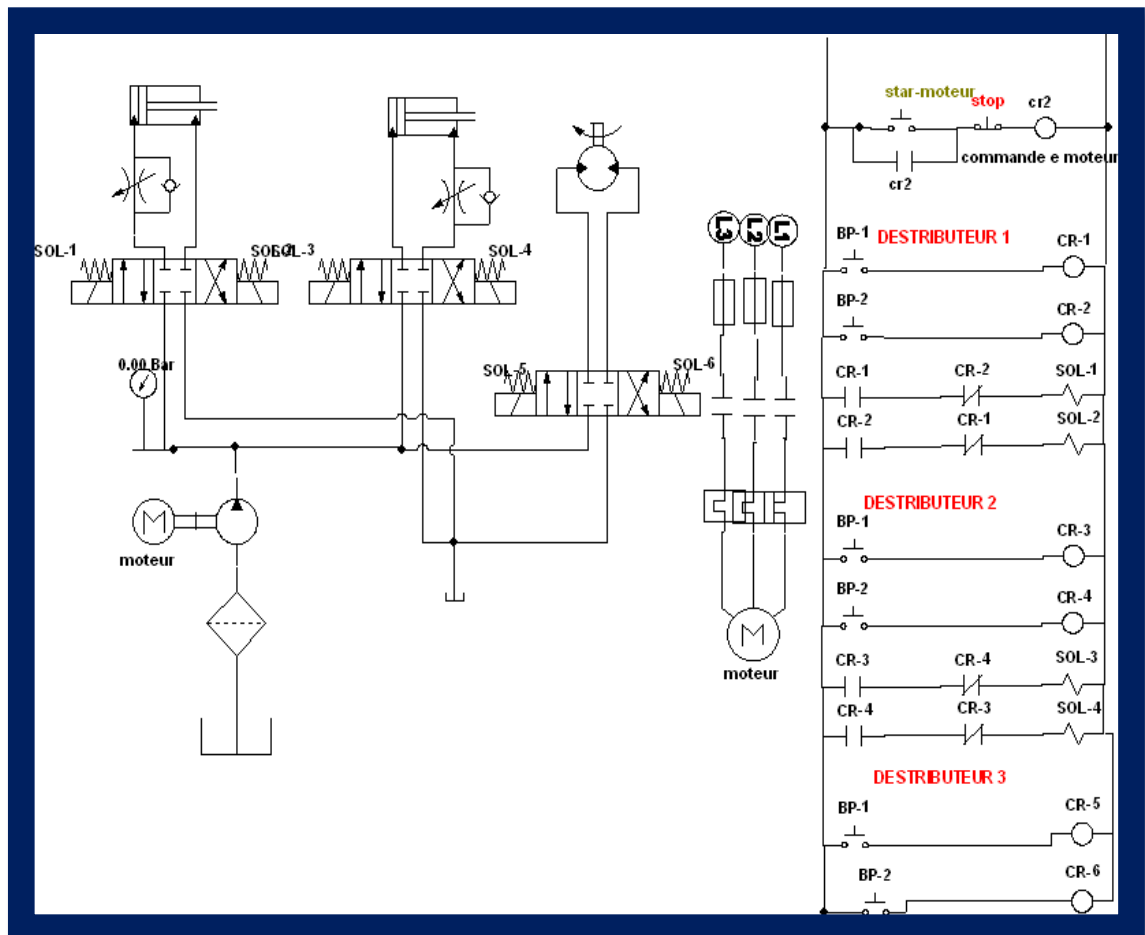


Figure 27 : de commande de système à étudié

II.2.Introduction :

Le moteur asynchrone est le moteur le plus utilisé dans toutes les applications industrielles ou domestiques, du fait de sa facilité d'installation, de son bon rendement et de son excellente fiabilité.

On estime même que ces moteurs représentent 70% de la puissance installée dans le monde, et qu'ils absorbent 40% à 50% de l'énergie totale consommée.

La machine asynchrone n'est pas un système simple car de nombreux phénomènes compliqués interviennent dans son fonctionnement comme la saturation, les courants de Foucault....etc.

Cependant nous n'allons pas tenir compte de ces phénomènes car d'une part, leur formulation mathématique est difficile, d'autre part leur incidence sur le comportement de la machine est considérée comme négligeable. Dans certaines conditions, ceci nous permet d'obtenir des équations simples qui traduisent fidèlement le fonctionnement de la machine.

II.2.1.Les différents types d'un moteur asynchrone :

Les différents types de moteur asynchrone ne se distinguent que pour le rotor on peut classer ces moteur comme suit :

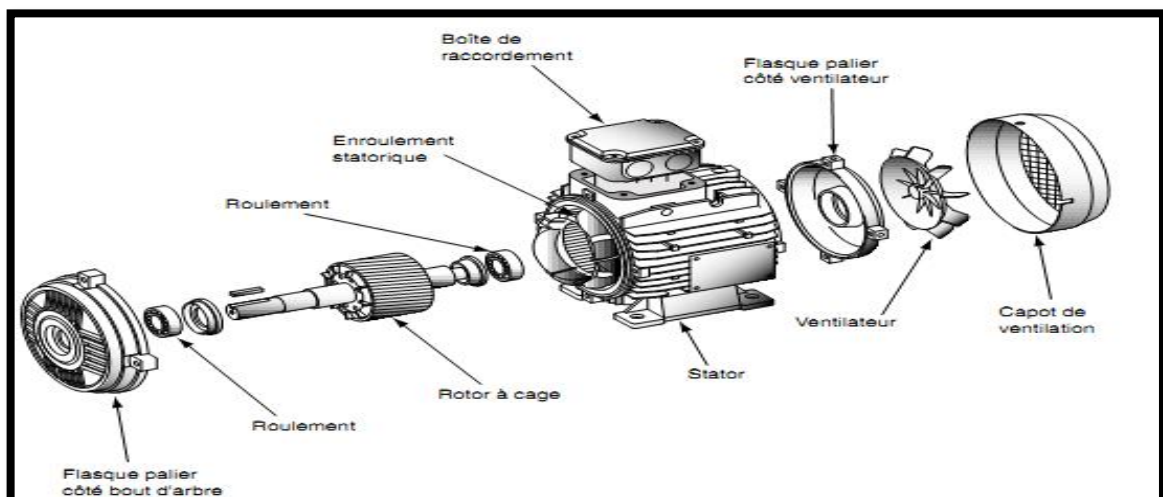


Figure 28 : Moteur asynchrone à cage (rotor en court-circuit)

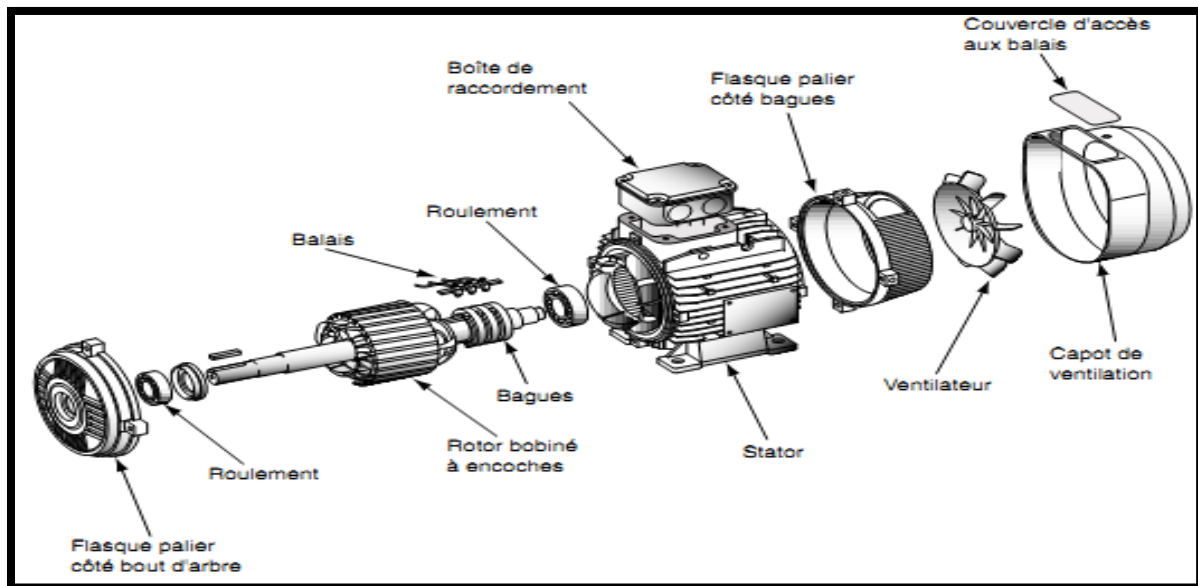


Figure 29 : Moteur asynchrone à bague (rotor bobiné).

II.2.2.Principe de fonctionnement d'un moteur asynchrone à cage :

Le principe de fonctionnement d'un moteur asynchrone est basé sur l'interaction électromagnétique du champ tournant créé par le courant triphasé fourni à l'enroulement statorique par le réseau et de courants induit dans le champ tournant le fonctionnement d'un moteur asynchrone est équivalent à celui d'un transformateur à vide, le stator étant comparable à l'enroulement primaire et le rotor à l'enroulement secondaire, qui peut dans le cas général tourné. Vitesse de synchronisme ou vitesse du champ tournant N_s :

$$N_s = \frac{2\pi f}{p} \dots \dots \dots (I-1)$$

Ou:

N_s : rad/s

p : Nombre de pair de pôles.

f : Fréquence du réseau en **Hz**.

II.2.2.1 Etude de moteur asynchrone à cage :

Les moteurs asynchrones appelés moteurs à inductions sont pratiquement tous des moteurs triphasés, ils sont basés sur l'entraînement d'une masse métallique par l'action d'un champ tournant.

Ils se composent de deux armatures coaxiales et un champ tournant, l'une fixe (c'est le stator) et l'autre mobile (c'est le rotor).

II.2.2.2 .Les éléments du moteur

Eléments communs à tous les moteurs

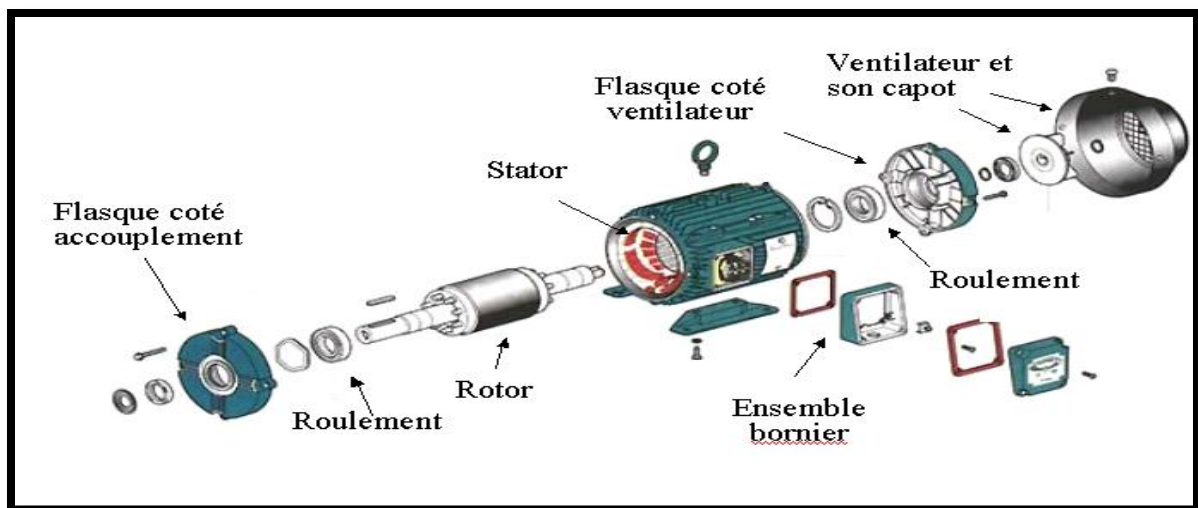


Figure 30 : Moteur asynchrone

a) Le stator :

On l'appelle également inducteur ou primaire grâce au champ tournant qu'il développe, le rotor se comporte comme secondaire d'un transformateur.

La représentation la plus simple est celle d'un stator triphasé, sur lequel on précise les zones occupées par chacune des trois phases, grâce à la nomination d'angle électrique, cet

enroulement est alimenté en triphasé, par l'intermédiaire de la plaque à bornes ce qui permet, grâce à un jeu de barrettes de l'alimenter en étoile en triangle.

b) Le rotor :

Le rotor n'est lié électriquement à aucune source d'énergie ou alternative, ce qui simplifie sa construction.

Le courant dans ces enroulement est induit iniquement par le champ tournant statique c'est pourquoi l'enroulement est appelle induit ou secondaire,

II.2.2.3. Description d'un moteur asynchrone à cage :

Comme toute les machines d'induction, les moteurs asynchrones comportent trois parties :

a) Partie magnétique :

Chargée de canaliser le flux électromagnétique entre la partie fixe (stator) et la partie mobile (rotor) avec le minimum de perte. Elle comporte:

1- Une partie fixe :

Logée tians le stator qui, du fait de la présence du courant alternatif et constituée d'un u empilage de tôles en acier. Ces tôles sont découpées sous Forme de couronne et les encoches sont fermées, semi-fermées ou ouvertes. Elles sont isolées entre elle par simple oxydation ou par du vernis pour les moteurs de forte puissance.

2-Une partie mobile :

Intégrée au rotor, destinée à canaliser le flux dans la cage où se produisent les courants induits.

L'ensemble porté par l'arbre est Feuilleté, et il est constitué de tôles identiques et isolées entre elles.

b)Partie électrique :

- Assurer la continuité du courant électrique entre le réseau d'énergie et le moteur.
- De produire le flux électromagnétique.

c)Partie mécanique :

- Assurer la transmission de l'énergie mécanique.
- Assurer le support et le guidage des masses tournantes.
- Assurer la fixation de la machine.
- Assurer la protection des parties actives.

II.2.2.4. Les pompes hydrauliques :

a) Définition de la pompe hydraulique :

Ce sont des appareils conçus pour transformer une puissance mécanique en une puissance hydraulique.

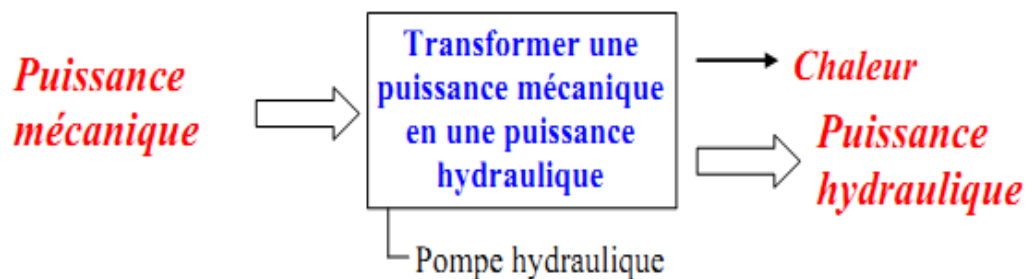


Figure 31. :Transformation d'énergie

b) Les types des pompes hydrauliques :

1-Les pompes volumétriques :

- ✓ Pompe à piston
- ✓ Pompe à engrenage
- ✓ Pompe à Platte

2 - Les turbo- pompes :

- ✓ Pompe centrifuge
- ✓ Pompe hélice
- ✓ Pompe hélico- centrifuge

3 - La pompe a engrenage :

Les **pompes à engrenages** utilisent le profil combiné de deux roues dentées pour transvaser et augmenter la pression d'un fluide. Elles sont exclusivement utilisées avec des liquides.

On distingue deux types de pompes à engrenages : "simples" et "internes".

-Engrenage simple:

Les roues dentées sont côte à côte et s'engrènent (et tournent donc en sens opposé). Le fluide se loge entre les dents de chacune des roues et la paroi du carter, et ne peut pas revenir entre les deux roues : ces dernières en tournant entraînent ce fluide à faire le tour par l'extérieur.

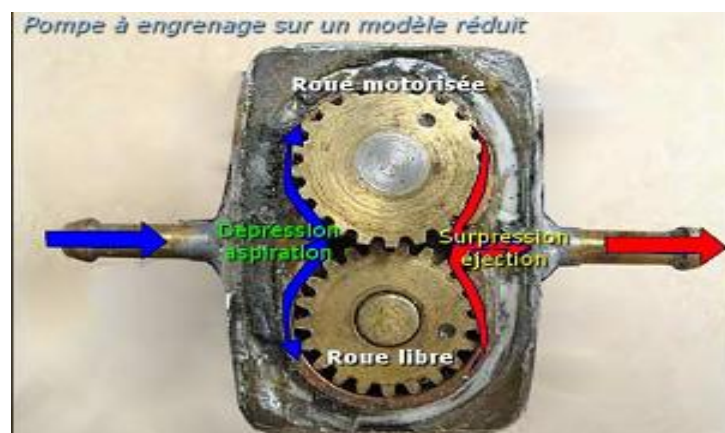


Figure 32 : pompe à engrenage simple

-Engrenage interne:

Le principe des pompes à engrenages internes a été inventé par Jens Nielsen, l'un des fondateurs de Viking Pump. Il utilise un rotor et un pignon. Le rotor à denture intérieure entraîne le pignon à denture dans le corps. Quand le rotor tourne dans un sens, le pignon tourne dans l'autre sens, créant ainsi un espace qui aspire le produit pompé à l'endroit où les dents se séparent.

Le produit pompé est déplacé entre les dents de part et d'autre d'un croissant, jusqu'à la sortie.

Les pompes à engrenages internes trouvent une application courante dans l'automobile : la pompe à huile nécessaire pour lubrifier l'ensemble des pièces frottantes du moteur, dans les fontaines à eau etc. Son avantage est d'être très silencieuse et de posséder un meilleur rendement volumétrique, surtout à bas régime de rotation.









Figure 33: pompe à engrenage interne

Exemples de liquides pompés :

Hydrocarbures, huiles, graisses, additifs, colles, résines, polymères, mélasses, solvants etc.

II.2.3. Principe de fonctionnement :

Un moteur (électrique ou thermique) qui est accouplé à un des pignons lui transmet son mouvement de rotation, ce dernier (appelé **pignon menant**) entraîne dans sa rotation le deuxième pignon (appelé **pignon mené**). Et pour une compréhension facile, le processus de début de l'aspiration jusqu'au Refoulement a été divisé en six étapes ci-dessous.

		
<p>1^{ère} étape : pour la compréhension, nous considérerons que la pompe est à sa première utilisation (donc vide).</p> <p>-Les pignons commencent à tourner (remarquez la position de la flèche en blanc sur le pignon de droite elle nous servira de repère).</p> <p>-Les flèches en rouge indiquent le sens et la direction de transfert du fluide</p>	<p>2^{ème} étape: la rotation des pignons aspire du fluide (en jaune) dans le réservoir qui commence à monter (remarquer la nouvelle position de la flèche en blanc).</p>	<p>3^{ème} étape: le niveau de fluide augmente et remplit au fur et à mesure l'espace libre entre les dents des pignons et le corps de la pompe, c'est le début du transfert.</p>
		
<p>4^{ème} étape: le transfert se poursuit, remarquez la différence de niveau par rapport à l'étape précédente ainsi que la nouvelle position de la flèche en blanc.</p>	<p>5^{ème} étape: les pignons sont complètement immergés dans le fluide et l'engrainement des dents empêche le retour du fluide (dans la partie supérieure) vers le bas.</p>	<p>6^{ème} étape: ne pouvant pas redescendre vers le bas, le fluide est obligé de passer par le passage qui lui est "tracé" c'est à dire l'orifice de refoulement. Le processus continue dès lors que les pignons continueront toujours à tourner.</p>

Les pompes à engrenages possèdent une étanchéité interne.

L'**orifice d'admission** (là où le fluide est aspiré) est séparé de l'**orifice de refoulement** (là où le fluide est expulsé) par des pièces mécaniques rigides.

II.2.3.1. Domaine de l'utilisation:

On trouve les pompes à engrenages :

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

II.2.3.2. Les avantages et Les inconvénients des pompes à engrenages :

Les avantages	Les inconvénients
<p>Le débit est régulier.</p> <ul style="list-style-type: none">- La pompe est réversible.- La pompe à engrenages à chevrons permet de rendre le mouvement plus uniforme.- Pas de clapets nécessaires	<ul style="list-style-type: none">-Elles n'admettent pas le passage de particules solides sous peine de destruction totale du mécanisme-Elles supportent mal les produits abrasifs qui ont pour effet d'accélérer l'usure mécanique des pignons et de diminuer l'étanchéité entre le corps de pompe et les dents.

II.2.4. Modélisation de la pompe à engrenage:

II.2.4.1. Dimensionnement des engrenages :

Pour réaliser la modélisation de la pompe à engrenage il faut faire la conception et dimensionnement des engrenages pour le dimensionnement des engrenages, on fait appel aux paramètres suivants :

Nombre de dents z , module m , angle de pression α , et entraxe a

La démarche comporte une optimisation de la denture pour diminuer les fuites dans la zone d'engrènement

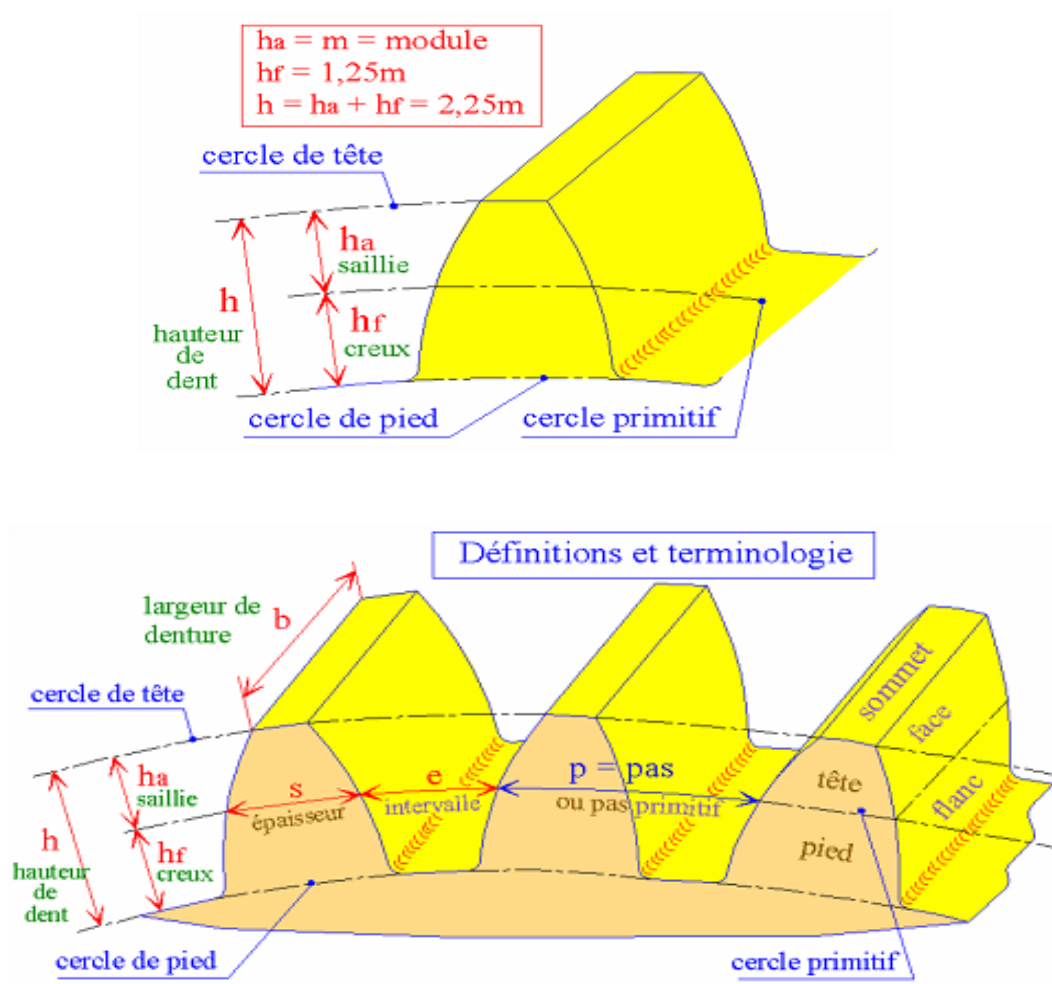


Figure 34: Dimensionnement des engrenages

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

$$d = m \times z$$

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

$$d_b = d \times \cos(\alpha)$$

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

Les dents des engrenages sont définies par les variables suivantes :

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

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

Où x est le coefficient du déport

Le creux (h_f): distance radiale entre le cylindre de pied et le cylindre primitif.

$$h_f = (1,25 - x)m$$

La hauteur de dent (h): distance radiale entre le cylindre de tête et le cylindre de pied.

$$h = h_a + h_f$$

Le diamètre de tête (d_a): diamètre au sommet de la dent

$$d_a = d + 2h_a$$

Le diamètre de pied (d_f): diamètre au fond de la dent.

$$d_f = d - 2h_f$$

Le pas de référence (p): longueur d'un arc de cercle primitif compris entre deux profils consécutifs.

$$P = \pi \times m$$

L'épaisseur de tête s_a : épaisseur de dent mesurée sur la circonférence de tête

II.2.4.2 Equations de base de la pompe:

a) Equation de débit :

Dans un premier temps, nous fixons les paramètres libres :

- Les nombres de dents de l'engrenage **Z**
- Le module **m**
- L'angle de pression **α**
- Largeur de la dent **b**

A l'aide de ces données, on détermine le débit de la pompe à engrenage.

Débit de la pompe à engrenage :

$$Q = b \times m^2 \times z \times A \times \omega$$

b : Largeur de la dent en mm

m : module

z : nombre de dent

ω : vitesse de rotation en rad/s.

$$A = 1 + \frac{1}{z} + \frac{\cos(\alpha)^2}{12/z}$$

$$\alpha = 20^\circ \text{ et alors } \cos \alpha = 0,9397$$

b) Eauqtion du couple de la pompe :

Nous connaissons la pression à laquelle la pompe fonctionne, et en fixant un angle de pression normalisé $\alpha = 20^\circ$, nous pouvons obtenir les efforts exercées 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

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 *surface projetée de chaque roue

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

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

L'effort radial (f_r) : 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.

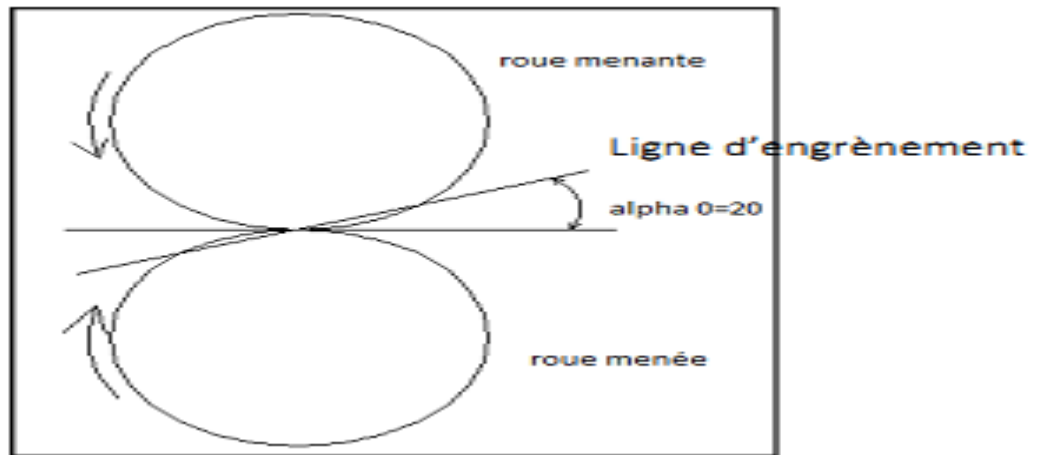


Figure 35: Forces exercées entre les roues

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

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

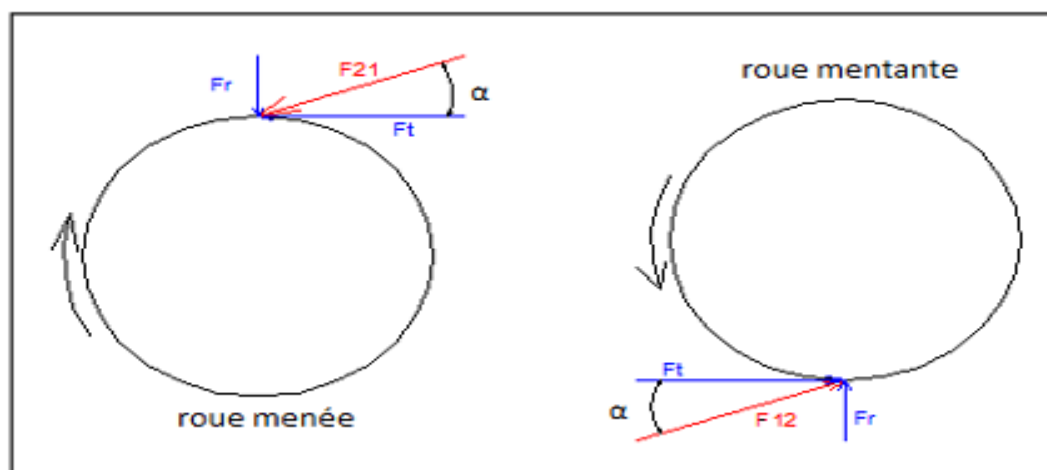


Figure 36 : Efforts sur chaque roue

Par conséquent, l'effort radial, avec un angle de pression normalisé $\alpha = 20^\circ$:

$$F_r = \frac{tg\alpha \cdot \Delta p \cdot 10^4 \cdot Q_v}{2\pi \cdot N \cdot d \cdot \eta_v}$$

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

$$F_{TOTAL} = \sqrt{F_r^2 + f_{rp}^2}$$

-l'équation de couple de la pompe :

$$C_p = F_{total} \times \frac{d}{2} \quad (3.39)$$

$\frac{d}{2}$: rayon de la roue

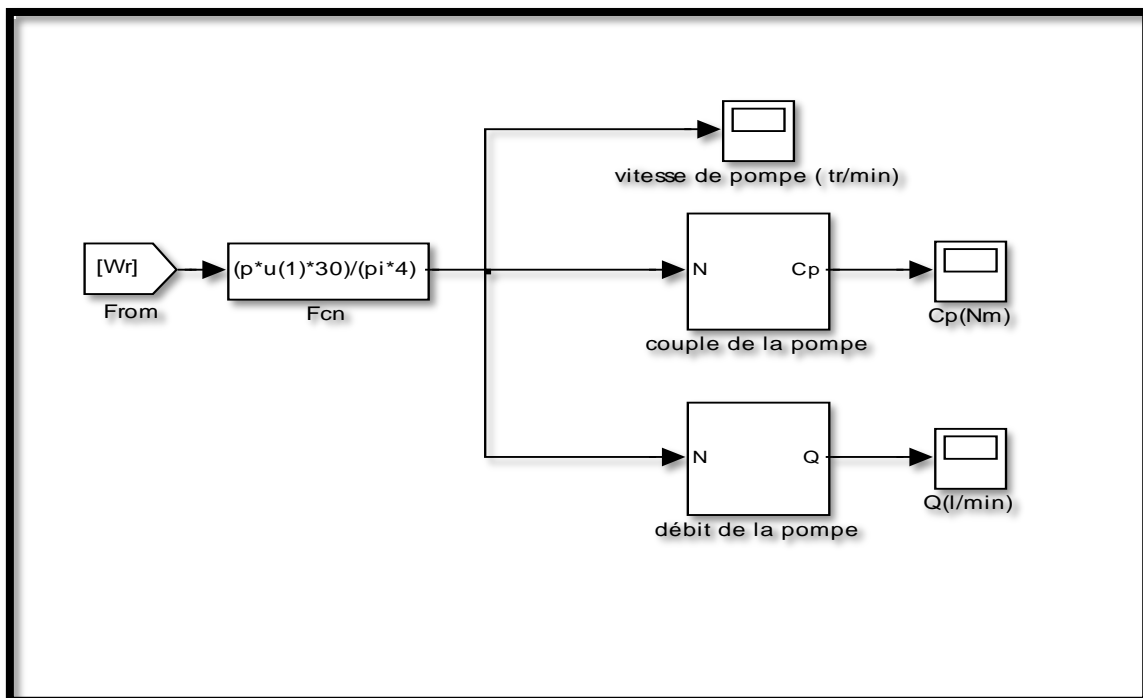


Figure 37:Schéma bloc de la pompe à engrenage

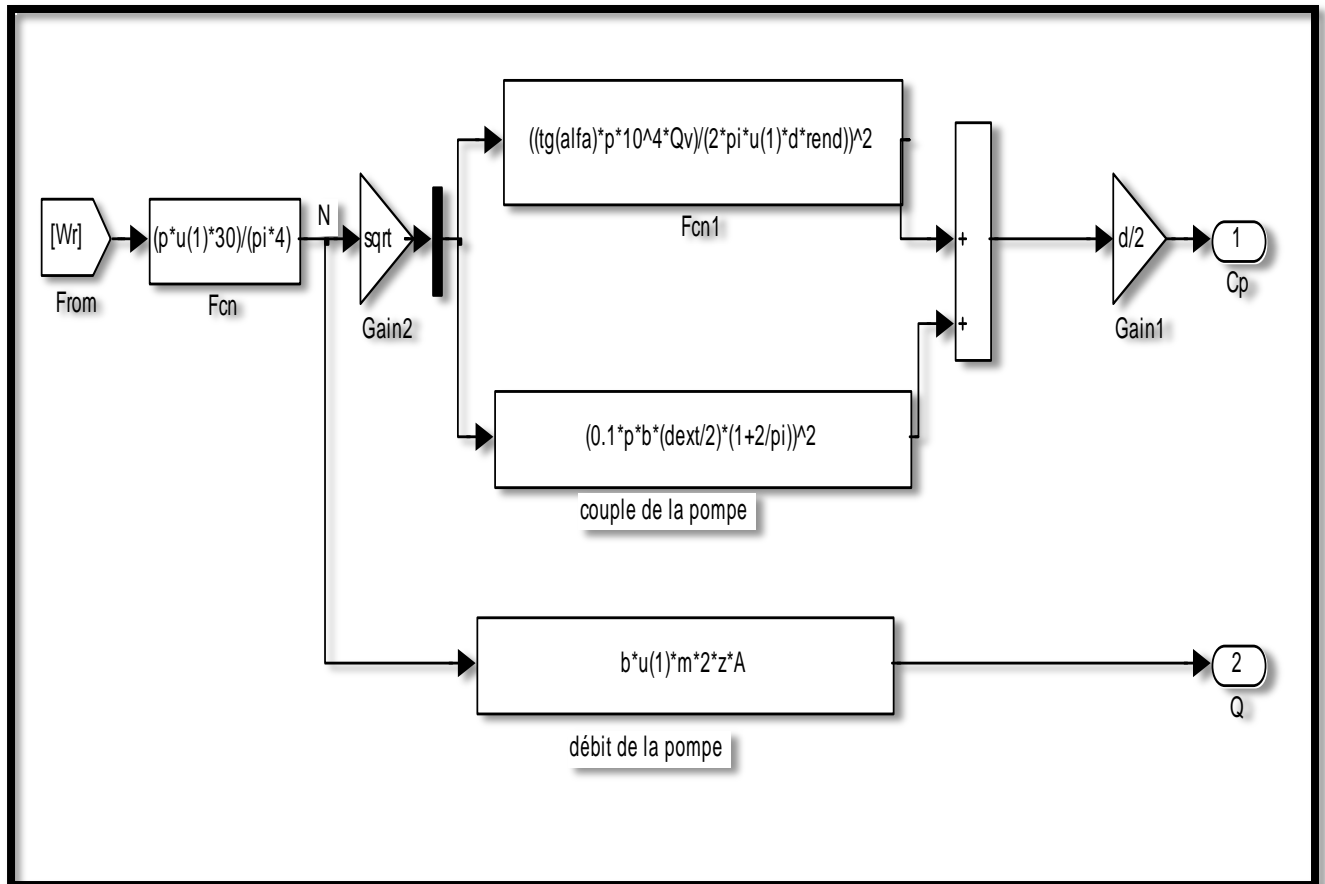


Figure 38:Schéma bloc de la pompe

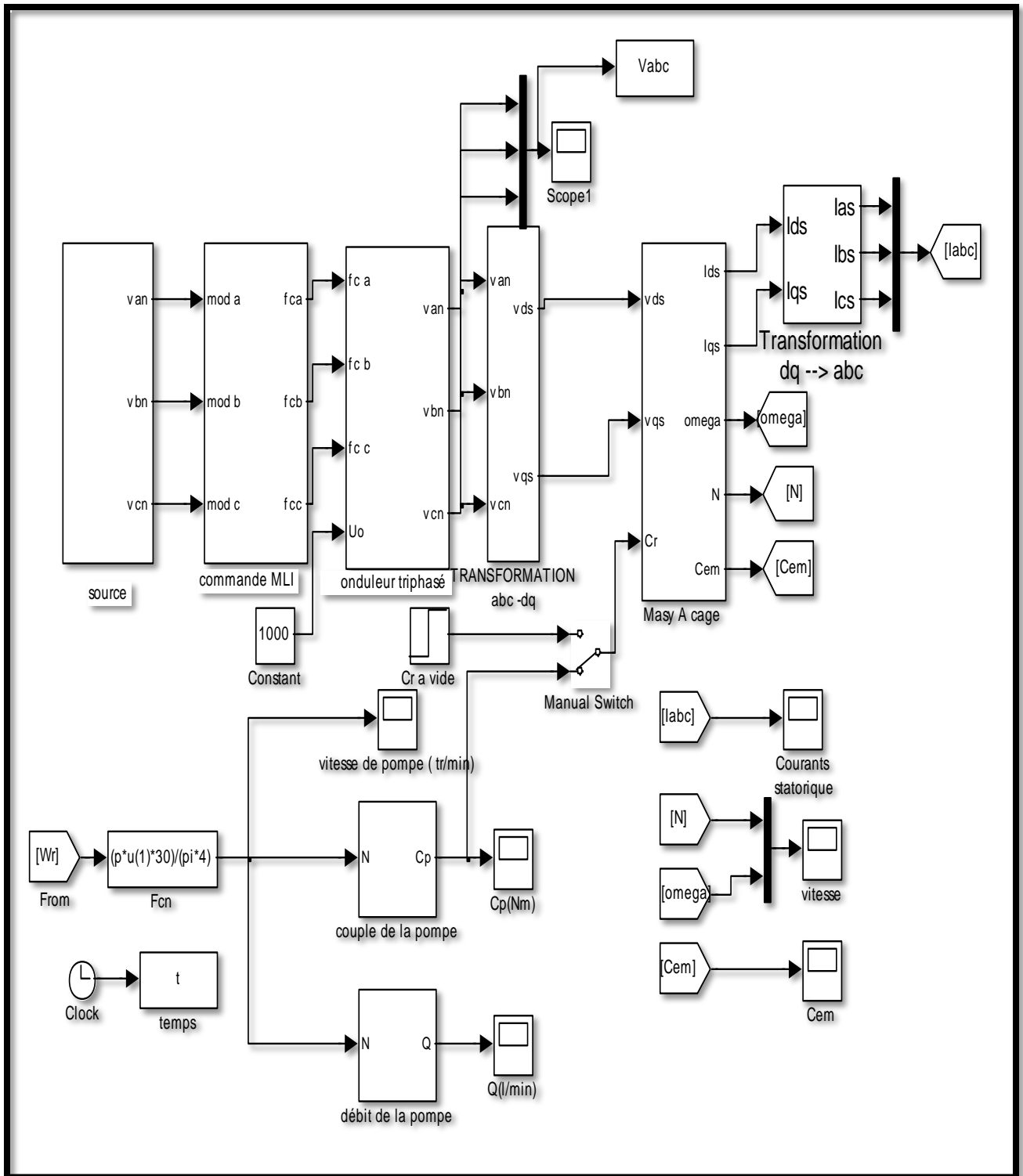


Figure 39:Schéma bloc de système complet

Chapitre III :
calcul de système
étudier

On veut réaliser un ensemble constitué de 2 vérins et d'un moteur hydraulique.

Le 1er vérin déplace une masse de 3600 Kg sur 600 mm à une vitesse moyenne de 0.2 m/s à l'aller comme au retour.

Le 2ème vérin déplace 6000 Kg sur 200 mm à une vitesse moyenne à 0.15 m/s.

N.B : On pourra considérer que la phase accélération représente environ 1/5 du temps total.

Le moteur hydraulique doit fournir un couple de 50 daNm à 140 tr/mn, seulement durant l'avance lente du vérin B.

Le cycle est le suivant :

1. Avance vérin A.
2. Avance vérin B.
3. la rotation du moteur hydraulique.
4. Retour de vérin B.
5. Retour de vérin A.

III. 1.Détermination de vérin A:

III. 1.1.Les paramètres de vérin A :

$m = \text{charge} = 3600\text{kg}$; $C = \text{course} = 600\text{mm}$;

$V = \text{vitesse} = 0.2\text{m/s}$; $g = 10\text{ m/s}^2$

III. 1.2.Détermination les forces du vérin A :

La force nécessaire pour équilibrer la masse :

$$P = mg = 3600 \times 10 = 36000\text{N} = 3600\text{daN}$$

P= 3600 daN

La force nécessaire pour communiquer l'accélération :

$$F = m \cdot \gamma \text{ Avec } V = \gamma \times t \quad \gamma = \frac{V}{t}$$

La durée de l'accélération représente 1/5 T:

On a :

$$t = \frac{T}{5} \quad C = V \times T \Rightarrow T = \frac{C}{V}$$

AN :

$$T = \frac{0.6}{0.2} = 3\text{ s} \quad t = \frac{3}{5} = 0.6\text{ s}$$

AN :

$$\gamma = \frac{0.2}{0.6} = 0.33\text{ m/s}^2$$

$$F = 3600 \times 0.33 = 1188\text{ N} \approx 120\text{ daN}$$

F= 120 daN

La force réelle totale nécessaire à déplacer la charge :

$$F_t = \frac{(F+P)}{\eta v \epsilon}$$

AN :

$$F_t = \frac{(3600+120)}{0.9} = 4133 \text{ daN}$$

a) Détermination de la tige du vérin A:

Calcul de longueur liber (flambage) :

Détermination de coefficient de fixation

Le vérin A est à fixation sur pattes avec chape de tige guidée.

Nous trouvons pour ce type d'attache K = 0.7

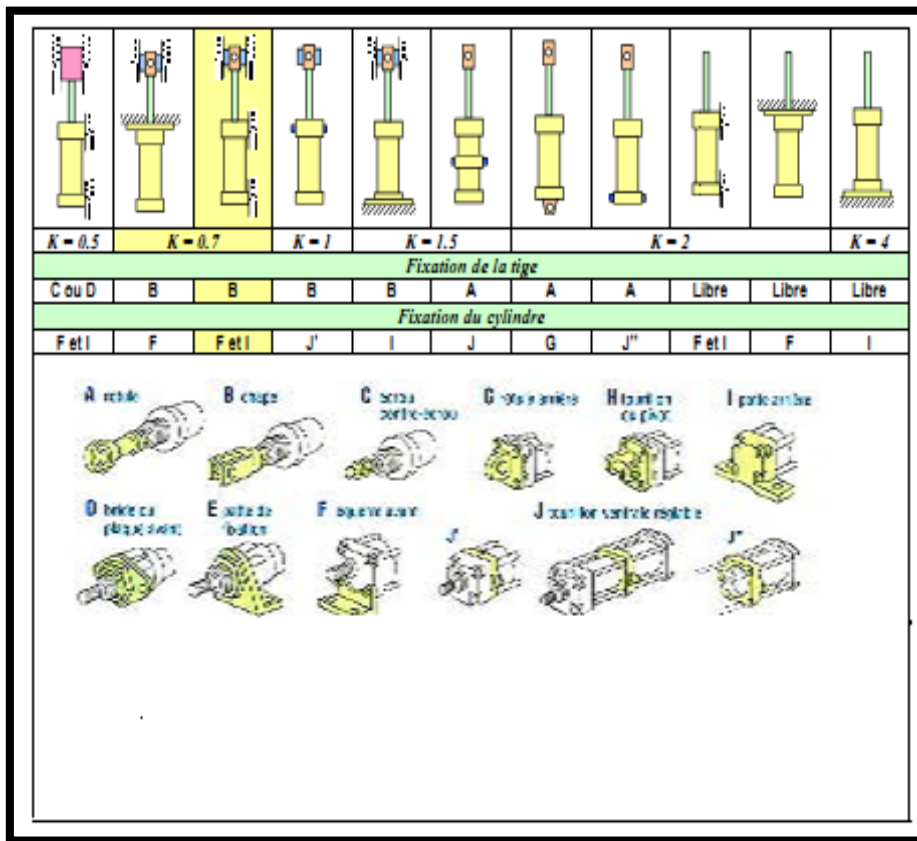


Figure 40: Coefficient du mode de fixation

b) Détermination de longueur liber (flambage) :

On sait que : $L = C \times K$

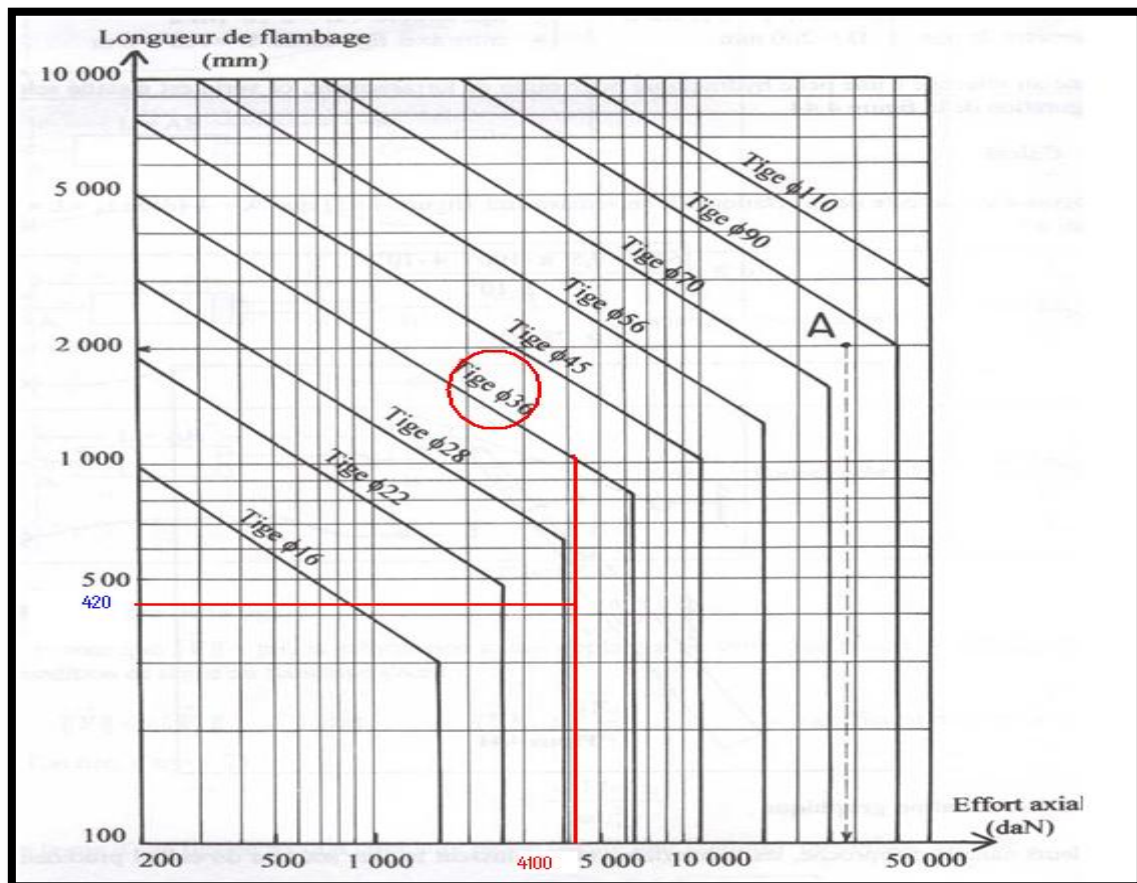
AN :

$$L = 600 \times 0.7 = 420 \text{ mm}$$

$$L = 420 \text{ mm}$$

Sur l'abaque représenté dans le tableau (II-1) ; nous trouvons pour 4100 daN et longueur de flambage 420 mm, une tige de vérin de diamètre 36 mm. et d'après le tableau des diamètres du piston. $D_1 = 50 \text{ mm}$; $D_2 = 63 \text{ mm}$

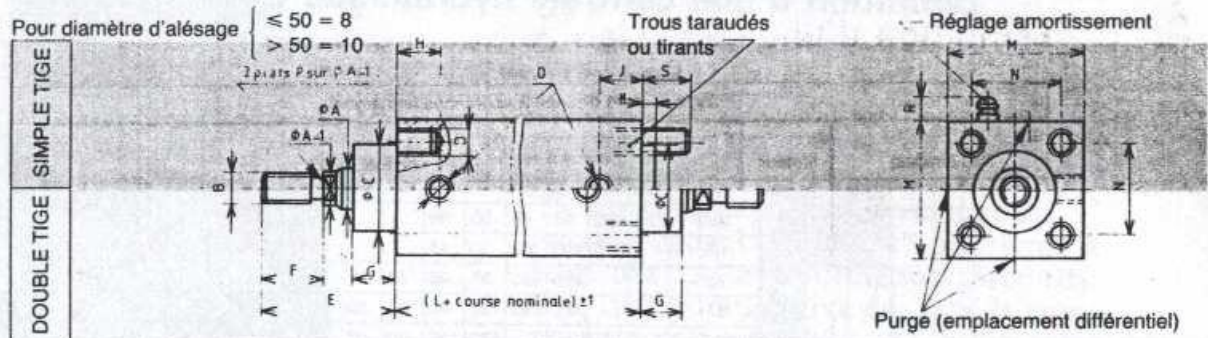
Vérin A ($\emptyset 63 \times 36$) ou ($\emptyset 50 \times 36$)



(II-1) Tableau de diamètre du piston

Moteurs - vérins

VÉRINS SIMPLE TIGE, NF E 48-001 et VÉRINS DOUBLE TIGE, NF E 48-002



	Diamètre d'alésage du vérin															
	32		40		50		63		80		100		125		160	
	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)
A	16	22	28		36		45		56		70		90		110	
B	M 12×1,25	M 16×1,5	M 20×1,5		M 27×2		M 33×2		M 42×2		M 52×2		M 68×3		M 90×3	
C e9	45		55		65		75		90		110		140		160	
D	M 8×1,25		M 10×1,5				M 12×1,75		M 16×2		M 18×2,5		M 20×2,5		M 27×3	
E	55	60	65	70	76	85	95	100	110	120	135	140	160	170	190	
F	20	25		30		36		45		56		70		90		110
G	27		30				35		40		45		50		55	
H	28		34		45				47		57		62		77	
J	18		22				25				32				38	
L avec ou sans amortissement	128		148		168		178		190		225		239		273	
	138		160		191		198		212		250		269		310	
M	60		75		80		90		120		130		160		200	
N	45		56		62		70		90		102		125		162	
O	G 3/8 J		G 1/2 J				G 3/4 J				G 1 J				G 1 1/4 J	
P	13	19	22	30	36	50	60	75	100							
R	18												22			
S	27	32	37	40	49	57	63	76								
Amortissement Longueur maximale	18						20						28			
Course Tol: +2 / 0	30 à 250		30 à 400		30 à 400		30 à 600		50 à 600		75 à 1 000		100 à 1 000		125 à 1 000	

(1) Normal, (2) Différentiel : Type dans lequel les surfaces utiles du côté de la tige et du côté opposé sont dans le rapport 1/2.

Remarque : Les courses seront choisies parmi les valeurs normalisées du tableau :

30	50	75	100	125	150	200
250	300	400	500	600	800	1 000

Exemples de désignation d'un vérin hydraulique de 50 mm d'alésage, normal, course 100 mm, taraudage Gaz :

- double tige, vérin amorti : Vérin H50 NA 100 G2, NF E 48-002
- double tige, vérin non amorti : Vérin H50 NN 100 G2, NF E 48-002
- simple tige, vérin amorti : Vérin H50 NA 100 G1, NF E 48-001

(d'après Technonormes, Ed. Nathan, 1992)

Tableau (II-2) : choix du vérin

c) Détermination de pression du vérin A :

Pour D1 = 50 mm

$$P_1 = \frac{Ft}{S1} = \frac{4 \times Ft}{\pi \times D^2}$$

AN :

$$P_1 = \frac{4 \times 4133}{\pi \times 5^2} \mathbf{p_1 = 120 \text{ bar}}$$

Pour D2 = 63 mm;

$$P_2 = \frac{Ft}{S2} = \frac{4 \times Ft}{\pi \times D^2}$$

AN :

$$P_2 = \frac{4 \times 4133}{\pi \times (6.3)^2} \mathbf{p_2 = 132 \text{ bar}}$$

On prend comme considération la perte de charge égale (10 à 15%).

D'où les pressions deviennent :

$$P_1' = p_1 + p_1 \times 15 \% = 120 + 120 \times 15 \%$$

$$\approx 241 \text{ bars}$$

$$P_2' = p_2 + p_2 \times 15 \% = 132 + 132 \times 15 \%$$

$$\approx 152 \text{ bars}$$

Sachant que : p_1 et p_2 sont les pressions au niveau du vérin A.

p_1' et p_2' sont les pressions au niveau de la pompe.

Pour augmenter la durée de vie de la pompe il faut que la pression maximale de la pompe doit être supérieure à la pression de service c'est à dire il faut choisir la pompe tel que :

$$p_{\max} = p_{\text{service}} + (p_{\text{service}} \times 15 \%).$$

Pour la raison d'économie (minimiser la consommation de la pompe). On doit choisir une pompe qui génère la pression minimale. **P = 152 bars**

Choix du Vérin A : (\varnothing 63 x 36)

III. 2.détermination de Vérin B :

Les paramètres de vérin B :

$m = \text{charge} = 6000\text{kg}$; $C = 200 \text{ mm}$

$V = 0.15\text{m} / \text{s}$

III. 2.1.Détermination les forces de vérin B :

La force nécessaire pour équilibrer la masse :

$P = m \times g = 6000 \times 10 = 60000\text{N} = 6000\text{daN}$

P = 6000daN

La force nécessaire pour communiquer l'accélération :

$F = m \times \gamma$ avec $V = \gamma \times t$ $\gamma = \frac{V}{t}$

La durée de l'accélération représente $1/5 T$:

On a :

$t = \frac{T}{5}$ $C = V \times T \Rightarrow T = \frac{C}{V}$

AN :

$T = \frac{0.2}{0.15} = 1.33 \text{ s}$ $t = \frac{1.33}{5} = 0.26 \text{ s}$

AN :

$\gamma = \frac{0.15}{0.26} = 0.57 \text{ m} / \text{s}^2$

$F = 6000 \times 0.57 = 3420 \text{ N} \approx 342 \text{ daN}$

F= 342 daN

La force réelle totale nécessaire à déplacer la charge :

$$F_t = \frac{(F+P)}{\eta_{vé}}$$

$$F_t = \frac{(6000+342)}{0.9} = 7064 \text{ daN}$$

$$F_t = \mathbf{7064 \text{ daN}}$$

a) Détermination de la tige du vérin:

Calcul de longueur liber (flambage) :

Détermination de coefficient de fixation

Le vérin B est à fixation sur pattes avec chape de tige guidée.

Nous trouvons pour ce type d'attache $K = 0.7$

$$K = \mathbf{0.7}$$

Détermination de longueur liber (flambage) :

On sait que : $L = C \times K$

AN :

$$L = 200 \times 0.7 = 140 \text{ mm}$$

$$L = \mathbf{140 \text{ mm}}$$

Sur l'abaque représenté dans la tableau (II-1) ; nous trouvons pour 7000 daN et longueur de flambage 140 mm, une tige de vérin de diamètre 45 mm. et d'après le tableau les diamètres du piston. $D_1 = \mathbf{63 \text{ mm}}$; $D_2 = \mathbf{80 \text{ mm}}$

Vérin B (Ø 80x 45) ou (Ø 63 x45).

b) Détermination de pression du vérin:

Pour D1 = 63 mm

$$P_1 = \frac{Ft}{S_1} = \frac{4 \times Ft}{\pi \times D^2}$$

AN :

$$P_1 = \frac{4 \times 7046}{\pi \times (6.3)^2} P_1 = 226 \text{ bars}$$

Pour D2 = 80 mm

$$P_2 = \frac{Ft}{S_2} = \frac{4 \times 7046}{\pi \times 8^2} P_2 = 140 \text{ bars}$$

On prend comme considération la perte de charge égale (10 à 15%).

D'où les pressions deviennent :

$$P_1' = p_1 + p_1 \times 15 \% = 226 + 226 \times 15\%$$

$\approx 260 \text{ bars}$

$$P_2' = p_2 + p_2 \times 15 \% = 140 + 140 \times 15\%$$

$\approx 161 \text{ bars}$

Sachant que : p_1 et p_2 sont les pressions au niveau du vérin B.

p_1' et p_2' sont les pressions au niveau de la pompe.

Pour augmenter la durée de vie de la pompe

il faut que la pression maximale de la pompe doit être supérieure à la pression de service c'est à dire il faut choisir la pompe tel que :

$$P_{\max} = P_{\text{service}} + (P_{\text{service}} \times 15\%).$$

Pour la raison d'économie (minimiser la consommation de la pompe). On doit choisir une pompe qui génère la pression minimale. **P = 161 bars**

Choix du Vérin B : (Ø 80 x 45)

III. 3.Moteur hydraulique :

Les paramètres du moteur hydraulique :

$C = \text{couple} = 50 \text{ daN.m}$; $N = \text{vitesse de rotation} = 140 \text{ tr / mn}$

Prenons un rendement de départ de $\eta_{hm} = 0.9$:

On suppose que $p = 120 \text{ bars}$.

III. 3.1 Détermination de la cylindrée :

$$C_{\text{théorique}} = \frac{\text{couple} \times 2\pi}{\Delta P \times \eta} = \frac{5000 \times 6.28}{120 \times 0.9} = 0.291 \text{ l/tr} = 291 \text{ cm}^3/\text{tr} \quad .$$

Nous pourrions vérifier ce calcul sur l'abaque suivant.

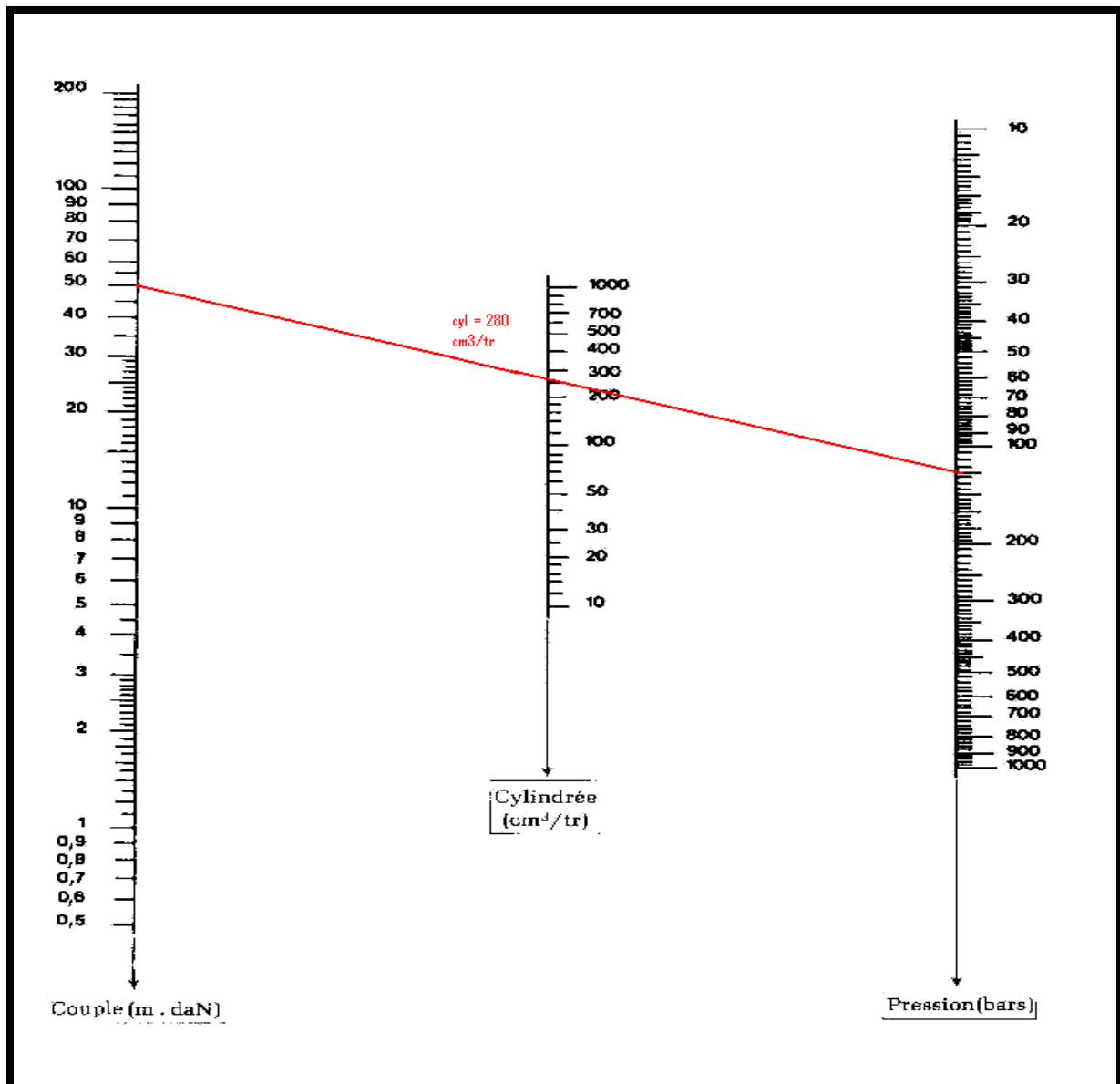


Figure 41: Abaque des caractéristiques théoriques pompe / moteur.

Sur le catalogue du constructeur Bosch, nous avons trouvé un moteur à engrenage de cylindrée 320 cm^3 avec :

$$Q = 50 \text{ L / min ; } P = 7 \text{ kw.}$$

$$\eta_T = 0.74$$

$$\eta_v = \frac{\text{cyl} \times N}{Q} = \frac{320 \times 140}{50} = 89\% = 0.89$$

$$\eta_{hm} = \frac{\text{couple} \times 2\pi}{\Delta P \times \text{cyl}} = \frac{5000 \times 6.28}{120 \times 320} = 82\% = 0.82$$

$$\eta_v = 0.89$$

$$\eta_{hm} = 0.82$$

$$\eta_T = 0.74$$

II-3-2-Détermination la pression de travail :

$$p = \frac{\text{couple}}{15.9 \times \text{cyl} \times \eta_{hm}} = \frac{500}{15.9 \times 0.320 \times 0.82} = 119.8 \text{ bars.}$$

Avec :

- ✓ η_T rendement total

- ✓ η_{hm} rendement hydromécanique

III. 4. Détermination des débits :

III. 4.1. Détermination des débits du vérin A :

$$\text{Ø } 63 / 36 \text{ (S} = 31.2 \text{ cm}^2 \text{ ; S}_{\text{annulaire}} = 21 \text{ cm}^2 \text{ ; V} = 0.2 \text{ m/s)}$$

Débit nécessaire à l'aller :

$$Q = S \times V = 31.2 \times 20 = 624 \text{ cm}^3 / \text{s} \text{ soit } 0.624 \text{ l/s}$$

Débit nécessaire au retour :

$$Q' = S_{\text{annulaire}} \times V = 21 \times 20 = 420 \text{ cm}^3 / \text{s} \text{ soit } 0.42 \text{ l/s}$$

a) Détermination des débits du vérin B :

Ø 80 / 45 (S= 50.2 cm² ; S annulaire = 34.36 cm²)

Vitesse du vérin B : 0.15 m/s

Débit nécessaire du vérin B :

$$Q = S \times V = 50.2 \times 15 = 753 \text{ cm}^3/\text{s} \quad \text{soit } 0.753 \text{ l/s}$$

Débit nécessaire au retour :

$$Q' = S \text{ annulaire} \times v' = 34.36 \times 15 = 515.4 \text{ cm}^3/\text{s} \quad \text{soit } 0.5154 \text{ l/s}$$

III. 5. Détermination de débit du moteur hydraulique :

$$Q = \frac{\text{cyl} \times N}{\eta v} = \frac{0.320 \times 140}{0.89} = 50.33 \text{ l/min} \quad \text{soit } 0.84 \text{ l/s}$$

$$Q = 50.33 \text{ l/min}$$

III. 6. Choix de la pompe hydraulique :

La pression maximale retenue est de 161 bars pour le vérin B à laquelle s'ajoutent les pertes de charge du circuit. Et pour augmenter la durée de vie de la pompe, il faut que la pompe ne fonctionne pas en charge donc on fixe la pression sur 180 bars. Le débit le plus élevé est 0.84 l/s soit 50.33 l/min.

III. 7 Choix du moteur électrique :

Les caractéristiques électriques sont données pour :

- alimentation en triphasé pont complet
- degré de protection IP 23S
- mode de refroidissement IC 06 (V.F.)
- service continu S1
- température ambiante ≤ 40°C

Masse totale : 155 kg
 Moment d'inertie : 0,12 kg.m²
 Puissance d'excitation : 0,7 kW
104 - 120 N.m
 n_{max méca} : 4000 min⁻¹
 Lexique des abréviations : voir page 86

P	Vitesse de rotation n pour tension d'induit U							n _{max élec*}		M	I	η	L	R _{115°}	U _{max}	Indice	Délai
	260 V	400 V	420 V	440 V	460 V	500 V	600 V	N.C.	C.								
kW	min ⁻¹	min ⁻¹	min ⁻¹	min ⁻¹	min ⁻¹	min ⁻¹	min ⁻¹	min ⁻¹	min ⁻¹	N.m	A	Hors exci- cit.	mH	Ω	V		
6.9	630							1000	1600	105	39	0.68	41	2.23	550		
12.2		970						1550	2480	120	38.5	0.79	41	2.23	550		
12.7			1020					1630	2610	119	38	0.79	41	2.23	550	03	
13.3				1070				1710	2740	119	38	0.79	41	2.23	550		*
14					1120			1790	2880	119	38	0.80	41	2.23	550		
15.5						1220		1950	3120	121	38	0.81	41	2.23	550		
17.9							1480		3740	117	38.5	0.82	25	2.89	600	▼	
9.7	890							2000	3200	104	49.5	0.75	22	1.3	550		
16.5		1310						2200	3520	120	49.5	0.83	22	1.3	550		
17.3	1480							2320	3710	115	49	0.83	22	1.3	550		05

Figure 42: choix du moteur électrique.

Pour un moteur électrique tournant à 1500 tr/mn, il faut une pompe de cylindrée ;

$$Cyl = \frac{Q}{N} = \frac{50330}{1500} = 33.55 \text{ cm}^3$$

Sur le catalogue du constructeur (Bosch) pour les pompes a engrenages, nous avons trouvé une pompe de cylindrée **36 cm³** et à travers cette valeurs on va essayer de déterminer les différentes caractéristique de la pompe.



Pompes à engrenage à denture externe

- calibres 1 à 56
- paliers lisses pour charges élevées
- arbres d'entraînement selon ISO ou SAE
- possibilité de combinaisons de pompes
- raccordement des conduites de travail : brides ou taraudages gaz
- version silencieuse :
 - pulsation de pression optimisée réduisant l'émission sonore et les oscillations dans le système
 - arbre et corps renforcés, d'où durée de vie nettement améliorée

informations détaillées :
 - 1987760100
 - RF 98240
 - RF 10095
 (version Silence)

Type AZP

taille B	cal.		1	2	3	4	5
cylindrée	$V_g \text{ max}$	cm ³	1	2	3	3,8	4,8
pression de service ¹⁾	p	bar	230	230	230	210	180
puissance à 1450 min ⁻¹	P_{entra}	kW	0,82	1,24	1,85	2,14	1,98
plage de vitesse ²⁾	n	min ⁻¹	750 à 8000				
masse (env.)	m	kg	0,8	0,86	0,9	0,9	0,9

taille F	cal.		4	5	8	11	14	18	19	22
cylindrée	$V_g \text{ max}$	cm ³	4	5,5	8	11	14	18	19	22,5
pression de service ¹⁾	p	bar	280	280	280	280	280	280	230	210
puissance à 1450 min ⁻¹	P_{entra}	kW	3,01	4,14	6,01	8,27	10,5	12	11,7	12,7
plage de vitesse ²⁾	n	min ⁻¹	500 à 4000							
masse (env.)	m	kg	2,8	2,85	2,9	3	3,2	3,4	3,8	3,8

version Silence	cal.		4	5	8	11	14	18	19	22	25	28
cylindrée	$V_g \text{ max}$	cm ³	4	5,5	8	11	14	18	19	22,5	25	28
pression de service ¹⁾	p	bar	280	280	280	280	280	280	280	250	225	200
puissance à 1450 min ⁻¹	P_{entra}	kW	3,01	4,14	6,01	8,27	10,5	12	14,3	15,1	15,1	15
plage de vitesse ²⁾	n	min ⁻¹	500 à 4000									
masse (env.)	m	kg	2,8	2,85	2,9	3	3,2	3,4	3,6	3,8	-	-

taille N	cal.		20	22	25	28	32	38
cylindrée	$V_g \text{ max}$	cm ³	20	22,5	25	28	32	38
pression de service ¹⁾	p	bar	250	250	250	230	200	180
puissance à 1450 min ⁻¹	P_{entra}	kW	13,4	15,1	16,8	17,3	17,2	17,4
plage de vitesse ²⁾	n	min ⁻¹	500 à 3000					
masse (env.)	m	kg	5,4	5,5	5,8	5,7	5,9	6

taille G	cal.		22	28	32	38	45	56
cylindrée	$V_g \text{ max}$	cm ³	22,5	28	32	38	45	56
pression de service ¹⁾	p	bar	250	250	250	250	230	200
puissance à 1450 min ⁻¹	P_{entra}	kW	15,1	18,8	21,5	25,5	27,8	30,1
plage de vitesse ²⁾	n	min ⁻¹	500 à 3000					
masse (env.)	m	kg	9	9,2	9,4	9,7	9,9	10,4

¹⁾ par intermittence
²⁾ fonction du calibre

Figure 43 : Pompe a engrenage a denture externe

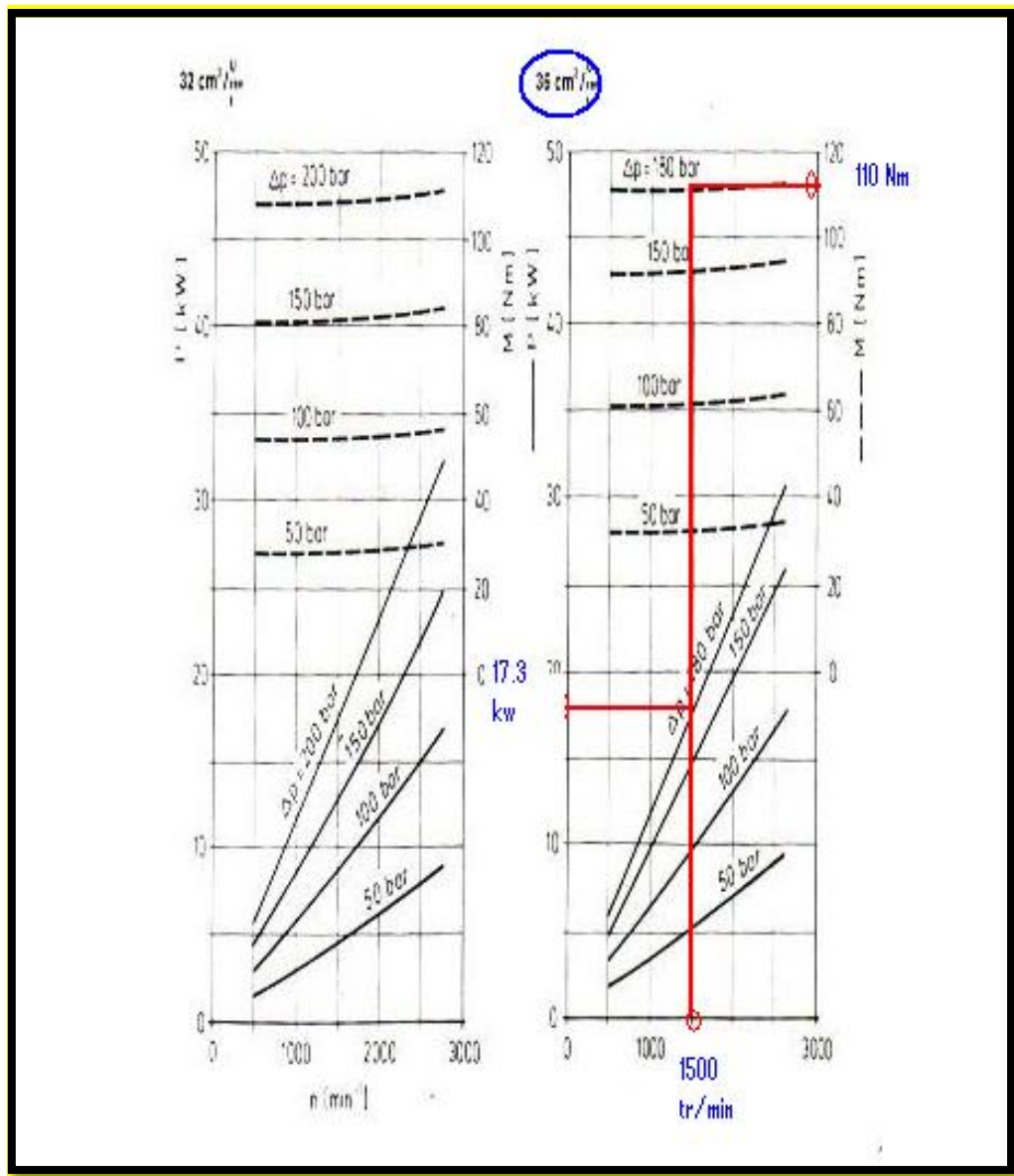


Figure 44: fiche technique des caractéristiques de la pompe

A 180 bars et une vitesse de rotation 1500 tr/mn on a un débit de 50,3 l/mn.

Puis on a déterminé la puissance absorbée et le couple.

III. 8. Les différentes caractéristiques de la pompe à engrenage :

$C = 110 \text{ Nm}$; $P_{\text{absorbé}} = 17.3 \text{ KW}$; $n = 1500 \text{ tr/min}$; $p = 180 \text{ bar}$; $Q = 50.3 \text{ l/min}$

Les formules qui suivent présentent des facteurs de conversion nécessaires à l'emploi des unités de mesure utilisées dans la pratique.

III. 8.1. Détermination de rendement volumétrique :

$$\eta_v = \frac{Q_{\text{réel}}}{Q_{\text{théo}}} = \frac{Q}{\text{cyl} \times N} \times 10^3 = \frac{50.3}{36 \times 1500} \times 10^3 = 0.93 = 93\%$$

a) Détermination de rendement total :

$$\eta_T = \frac{P_{\text{sortie}}}{P_{\text{entrée}}} = \frac{\text{Pression} \times Q}{6 \times P_{\text{absorbée}}} = \frac{180 \times 50.3}{6 \times 17.3} = 86\% = 0.86$$

III. 8.2. Détermination de débit de la pompe :

A) Détermination de débit théorique :

$$Q_{\text{théo}} = \text{cyl} \times n = 0.036 \times 1500 = 54 \text{ l/min}$$

B) Détermination de débit réel :

$$Q_{\text{réel}} = \text{cyl} \times n \times \eta_v = 0.036 \times 1500 \times 0.93 = 50.22 \text{ l/min}$$

C) Détermination de puissance du moteur électrique :

Nous retiendrons un rendement de 0.85

$$P = \frac{P_{\text{absorbée}}}{\eta} = \frac{17.3}{0.85} = 20.35 \text{ kw}$$

III. 8.3. Le fluide hydraulique :

Le fluide hydraulique correspondant à cette pompe est à base d'huile minérale conforme à **DIN/ISO** de viscosité 30 cst.

(II-11)

III. 8.3.1. Tuyauterie Détermination des tuyauteries :

a) Tuyauterie pour le vérin A :

Le débit le plus élevé pour ce vérin est de $Q = 0.624$ l/s. En retenons une vitesse de circulation de 4 m/s car la vitesse de circulation du fluide à l'intérieur des conduites peut avoir comme valeur :

- 4 à 6 m/s dans les conduites de pression.
- 2 m/s dans les conduites de retour.

Il faut une section de :

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{624}{400} = 1.56 \text{ cm}^2$$

Pour un cercle :

$$S = \pi \times \frac{D^2}{4} = 0.785 \times D^2 \Leftrightarrow D = \sqrt{\frac{1.56}{0.785}} = 1.4 \text{ cm} = 14 \text{ mm}$$

D'après l'abaque suivant, on peut déterminer le choix du flexible à partir de plusieurs facteurs comme :

- Le diamètre intérieur du flexible.
- La pression de service.
- La pression d'éclatement.

Dans le tableau de tube on trouve un tube de $\varnothing = 15$ mm ($s = 1.75 \text{ cm}^2$) qui est utilisable jusqu'à 160 bars.

La vitesse de circulation du fluide :

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{624}{1.75} = 356 \text{ cm/s} \approx 3.6 \text{ m/s}$$

b) Tuyauterie pour le vérin B :

Le débit le plus élevé pour ce vérin est de $Q = 0.753 \text{ l/s}$.

Il faut une section de :

$$S = \frac{Q}{V} = \frac{753}{400} = 1.88 \text{ cm}^2$$

Pour un cercle :

$$S = \pi \times \frac{D^2}{4} = 0.785 \times D^2 \Leftrightarrow D = \sqrt{\frac{1.88}{0.785}} = 1.54 \text{ cm} \approx 15.5 \text{ mm}$$

Dans le tableau de tube on trouve un tube de $\varnothing = 16 \text{ mm}$ ($S = 2 \text{ cm}^2$) qui est utilisable jusqu'à 300 bars.

La vitesse de circulation du fluide :

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{753}{2} = 376.5 \text{ cm/s} \approx 3.8 \text{ m/s}$$

III. 8.4. Tuyauterie pour le moteur hydraulique :

Le débit absorbé par le moteur hydraulique est de 0.84 l/s

Section de la tuyauterie :

$$S = \frac{Q}{V} = \frac{840}{400} = 2.1 \text{ cm}^2 \text{ D'ou } D \text{ intérieur du flexible}$$

$$D = \sqrt{\frac{2.1}{0.785}} = 1.63 \text{ cm} \approx 16.5 \text{ mm}$$

Dans le tableau de tube on trouve un tube de $\varnothing = 17 \text{ mm}$ ($S = 2.26 \text{ cm}^2$) qui est utilisable jusqu'à 145 bars

La vitesse de circulation du fluide :

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{840}{2.26} = 371.6 \text{ cm/s} \approx 3.72 \text{ m/s}$$

III. 8.5. Tuyauterie Détermination les pertes décharges linéaire :

a) perte de charge de vérin A :

Calcul de nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{V \times D}{\vartheta} = \frac{360 \times 1.6}{0.3} = 1920 < 2300$$

Donc le régime d'écoulement est : **laminaire**

C'est-à-dire :

Lecoefficientdespertesdecharge :

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1920} = 0.033 \quad \lambda = 0.033$$

Calcul de la perte de charge linéaire :

On suppose que la longueur de conduite de pression est de (L=5 m) et δ = masse volumique = 900 kg/m².

$$\Delta P = \lambda \frac{L \times V^2}{D \times 2} \delta \delta$$

AN :

$$\Delta P = 0.033 \frac{5 \times (3.6)^2}{0.015 \times 2} \times 900 \Delta P = \mathbf{0.64 \text{ bars}}$$

b) Perte de charge de vérin B :

Calcul de nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{V \times D}{\vartheta} = \frac{380 \times 1.6}{0.3} = 2026 < 2300$$

Donc le régime d'écoulement est : **laminaire**

C'est-à-dire :

Lecoefficientdespertesdecharge

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{2026} = 0.031 \lambda = \mathbf{0.031}$$

Calcul de la perte de charge linéaire :

On suppose que la longueur de conduite de pression est de (L=5 m) et δ = masse volumique = 900 kg/m³.

$$\Delta P = \lambda \frac{L \times V^2}{D \times 2} \delta$$

$$\mathbf{AN : \Delta P = 0.031 \frac{5 \times (3.8)^2}{0.016 \times 2} \times 900 \Delta P = 0.64 \text{ bars}}$$

III. 8.6.perte de charge de moteur hydraulique:

Calcul de nombre de Reynolds :

$$\mathbf{Re} = \frac{V \times D}{\nu} = \frac{370 \times 1.7}{0.3} = 2096 < 2300$$

Donc le régime d'écoulement est : **laminaire**

Calcul de la perte de charge linéaire :

On suppose que la longueur de conduite de pression est de (L=5 m) et δ = masse volumique = 900 kg/m³.

$$\Delta P = \lambda \frac{L \times V^2}{D \times 2} \delta$$

AN :

$$\mathbf{\Delta P = 0.030 \frac{5 \times (3.7)^2}{0.017 \times 2} \times 900 \Delta P = 0.54 \text{ bars}}$$

Catalogue de la Tuyauterie

∅ Extérieur	Épaisseur	∅ Intérieur	Désignation	Pe écartement en bar	Pe maxi en bar	Poids au mètre en kg	Section de passage en mm ²
4	1	2	4 × 1	3700	820	0,074	3,1
6	1	4	6 × 1	1850	410	0,123	12,5
8	1	6	8 × 1	1230	275	0,172	28,2
8	2	4	8 × 2	3700	820	0,294	12,5
10	1	8	10 × 1	925	205	0,221	50,2
10	2	6	10 × 2	2460	545	0,392	28,2
12	1	10	12 × 1	740	160	0,270	78,5
12	2	8	12 × 2	1850	410	0,490	50,2
14	1	12	14 × 1	615	135	0,319	113
14	2	10	14 × 2	1480	325	0,588	78,5
15	1	13	15 × 1	565	125	0,343	132,7
15	2	11	15 × 2	1345	295	0,637	95
16	1	14	16 × 1	525	115	0,368	153,9
16	2	12	16 × 2	1055	230	0,686	113
18	1,5	15	18 × 1,5	740	160	0,610	176,7
18	3	12	18 × 3	1850	410	1,110	113,0
20	1,5	17	20 × 1,5	650	145	0,684	226,9
20	3	14	20 × 3	1580	350	1,258	153,9
22	1,5	19	22 × 1,5	580	130	0,758	283,5
22	3	16	22 × 3	1380	300	1,410	201
25	1,5	22	25 × 1,5	500	110	0,876	366,1
25	3	19	25 × 3	1160	260	1,628	283,5
30	2	26	30 × 2	565	125	1,372	530,9
30	4	22	30 × 4	1350	290	2,560	380,1
35	2	31	35 × 2	470	105	1,617	754,9
35	4	27	35 × 4	1095	240	3,050	572,6
38	2	34	38 × 2	430	95	1,764	907,9
38	4	30	38 × 4	985	215	3,350	706,9
40	2	36	40 × 2	400	90	1,861	1018
40	4	32	40 × 4	925	200	3,550	804,2
45	2	41	45 × 2	360	80	2,106	1319,5
45	4	37	45 × 4	800	175	4,030	1074,7

vérin A
MUEUR
HYD
vérin B

Tableau (II-3) : choix de la Tuyauterie

III. 8.7 Dimensionnement de la pompe a engrenages :

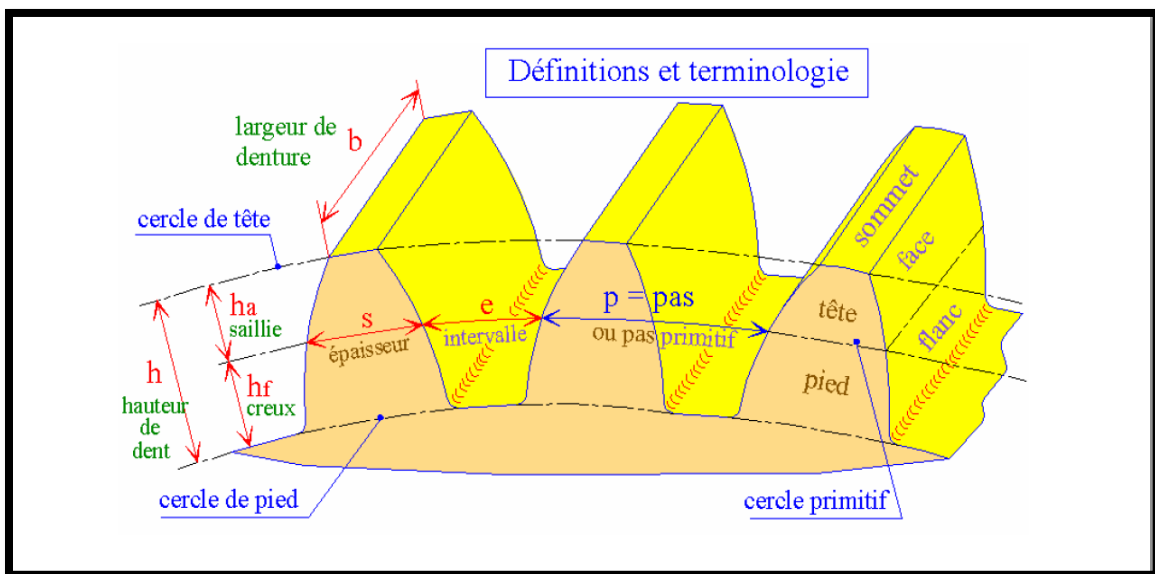


Figure 45 :Pompe a engrenage

On a :

$$b=35$$

$$m=2.5$$

Débit de la pompe à engrenage

$$Q= b \times m^2 \times z \times A \times \omega$$

$$A= 1 + \frac{1}{Z} + \cos(\text{Alfa}) \cdot \cos(\text{Alfa}) / 12 / Z$$

Alfa est l'angle de pression qui vaut en général 20° et alors $\cos(\text{Alfa})= 0,9397$

$$A=1 + \frac{1}{24} + \cos(\text{Alfa}) \cdot \cos(\text{Alfa}) / 12 / 24$$

$$A=1 + 0.04167 + 0.00306 = 1.0447$$

$$Q=35 \times 151.815 \times 6.25 \times 24 \times 1.0447 = 832655.9593 \text{ mm}^3/\text{s}$$

$$= 49.9593 \approx 50 \text{ L /min}$$

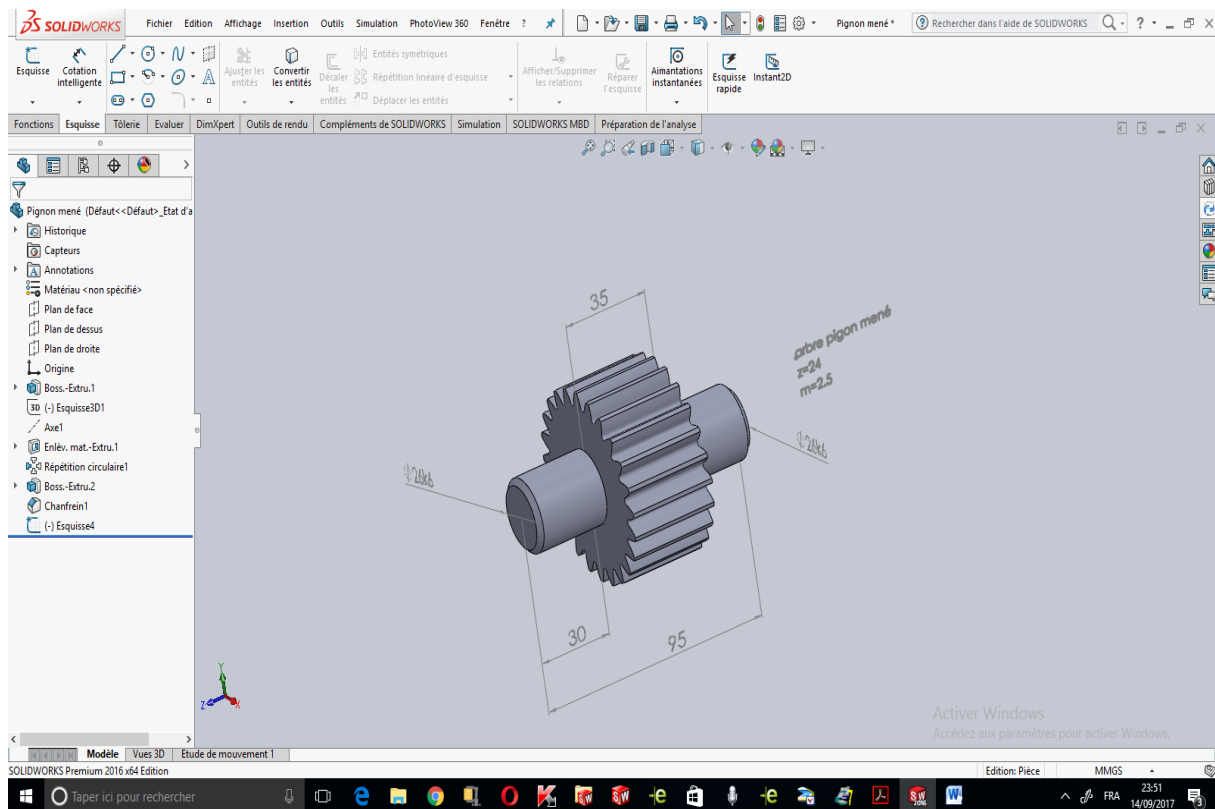
A-Calcul des caractéristiques géométriques :

- Engrenages $Z=24$ et $m=2.5$
- Diamètre primitif $d=m \cdot Z=24 \cdot 2.5 = 60 \text{ mm}$
- Diamètre de tête $D_a=d+2 \cdot m= m \cdot Z+2m = 65 \text{ mm}$, c'est le diamètre extérieur de l'ébauche
- Diamètre de pied $D_f= d - 2,5 \cdot m = 60 - 2,5 \cdot 2.5 = 53.75 \text{ mm}$, ce sera le diamètre maxi de L'arbre d'usinage
- Hauteur de dent $=2,25 \cdot m= 5.625 \text{ mm}$
- Saillie $h_a= m=2.5 \text{ mm}$
- Épaisseur de dent $= 3,14 \cdot m / 2 = 3,14 \cdot 2.5 / 2 = 3.925 \text{ mm}$

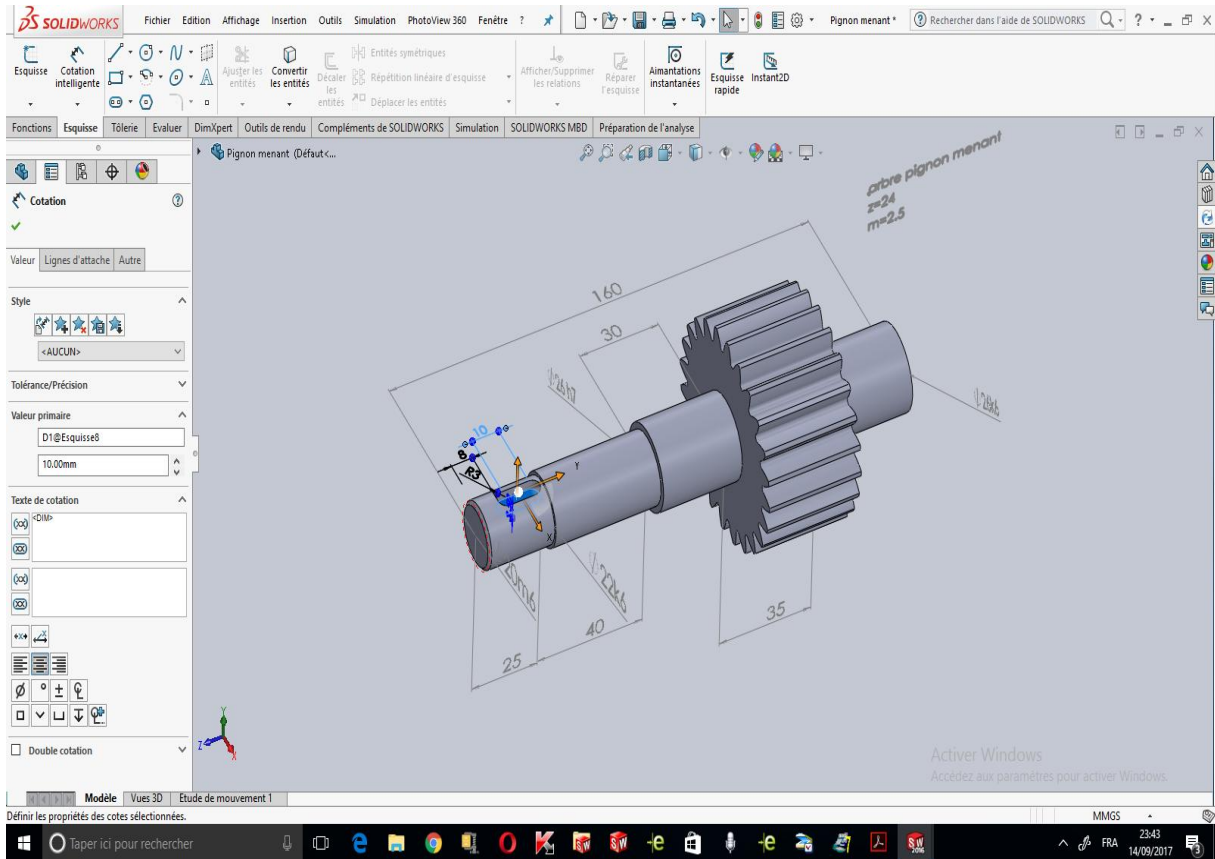
- Largeur d'engrenage $7 \cdot m < b < 16 \cdot m$ soit entre 17.5 mm et 40mm
- Entre-axes théorique (sans jeu) $a = m \cdot (Z_1 + Z_2) / 2 = 2.5 \cdot (24 + 24) / 2 = 60 \text{ mm}$
- Angle de rotation pour avancer d'une dent $\Delta \text{ angle} = 360 / Z = 360 / 24 = 15^\circ$
- Diamètre maxi de l'arbre si pignon rapporté sur un arbre:

$D_f - 2 \cdot \text{épaisseur de la couronne} = 53.75 - 2 \cdot 3 = 47.75 \text{ mm}$ on prendra $D = 48 \text{ mm}$

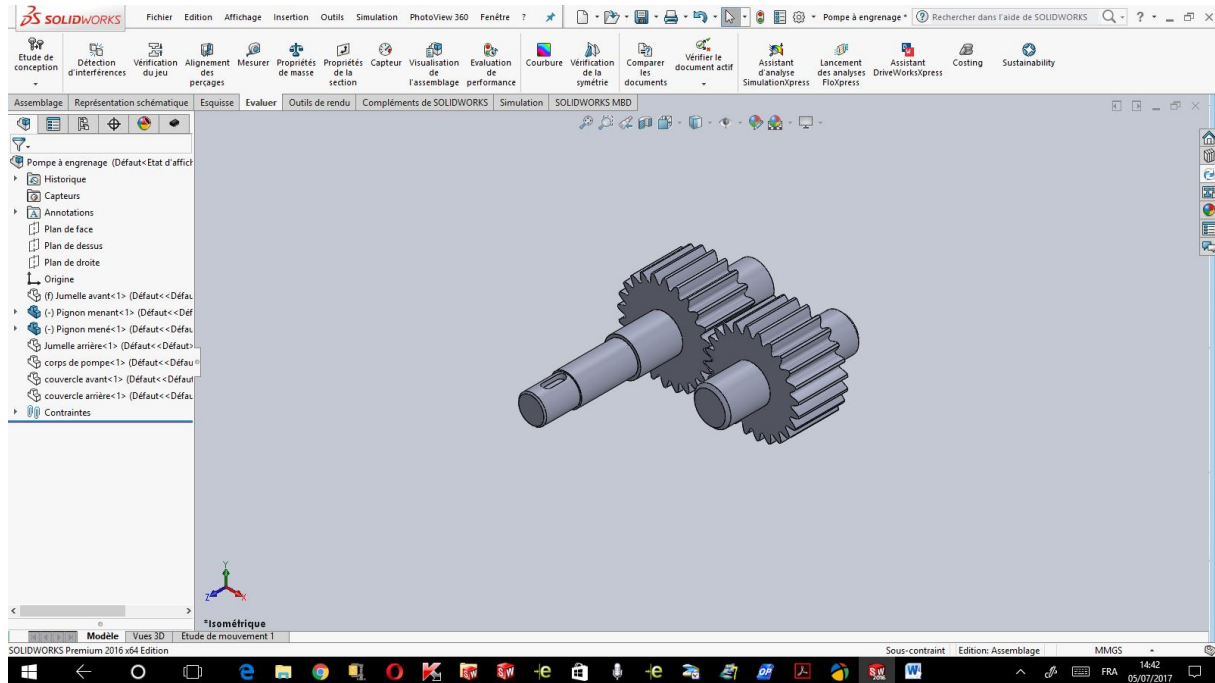
Pompe à engrenage :



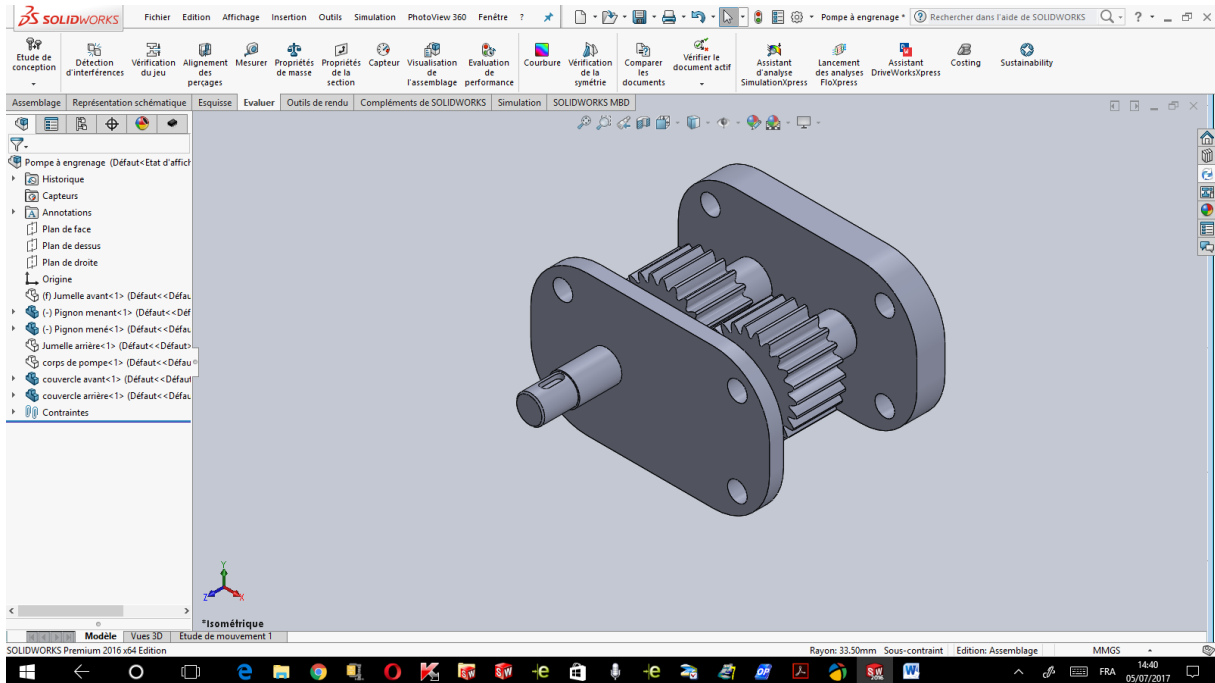
Pignon mené



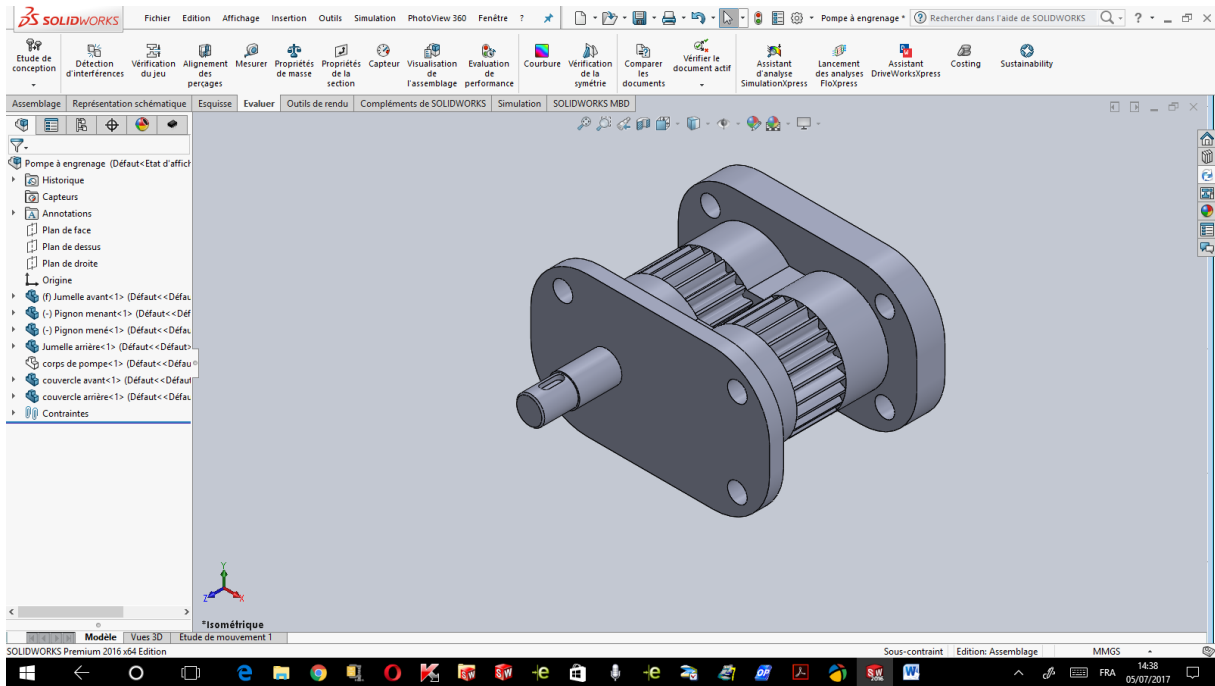
Pignon menant



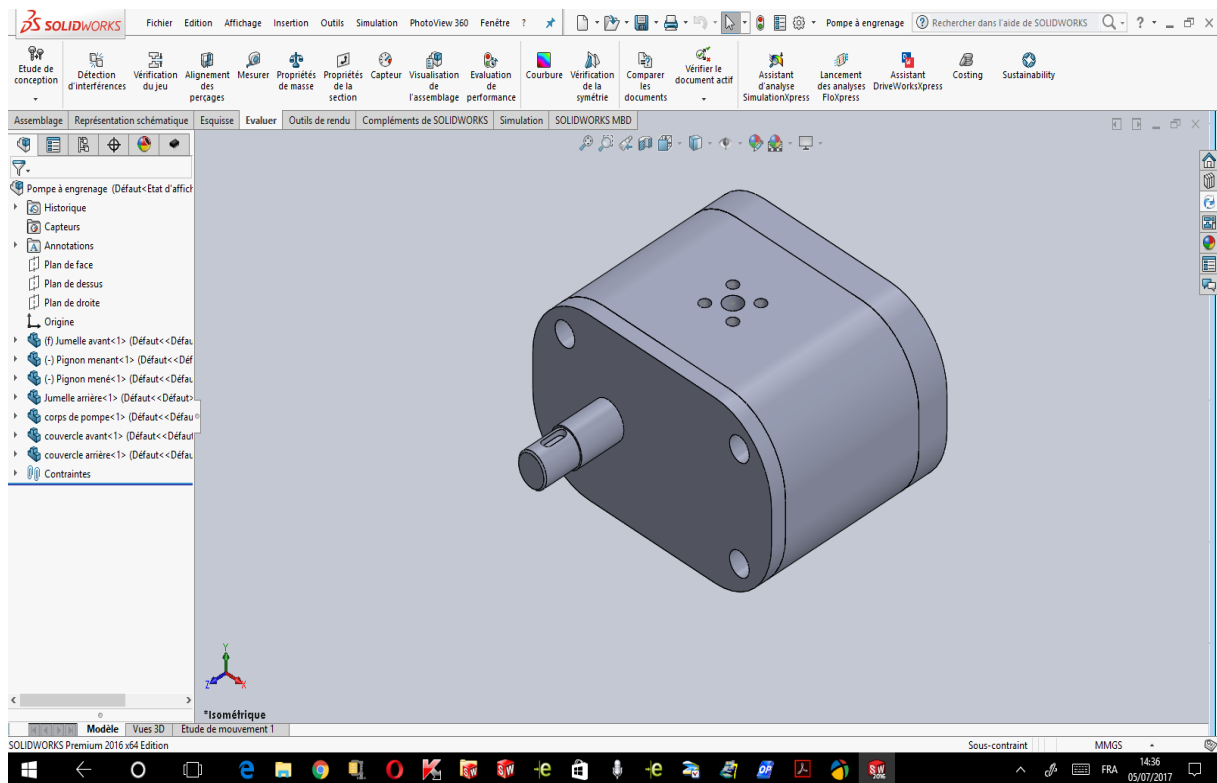
Pignon menant et mené



Couvercle arrière et avant



Jumelle arrière et avant



Pompe à engrenage

Il reste à déterminer :

- les roulements Nbre 04
- les circlips de blocage roulements Nbre 04
- les bagues d'étanchéités radiales Nbre 04
- les vis de fixations des couvercles plus de 08 vis

Chapitre IV :
SIMULATION
ET
ETUDE DE
FABRICATIONS

IV – 1 : Simulation de la pompe :

La commande des pompes hydrauliques et la variation des paramètres dépend des paramètres du moteur électriques, par exemple si on peut faire varier la vitesse de la pompe il faut varier la vitesse du moteur.

Avec matlab Simulink on peut réaliser une simulation avec ces variations pour des résultats bien précis :

a) Vitesse de la pompe :

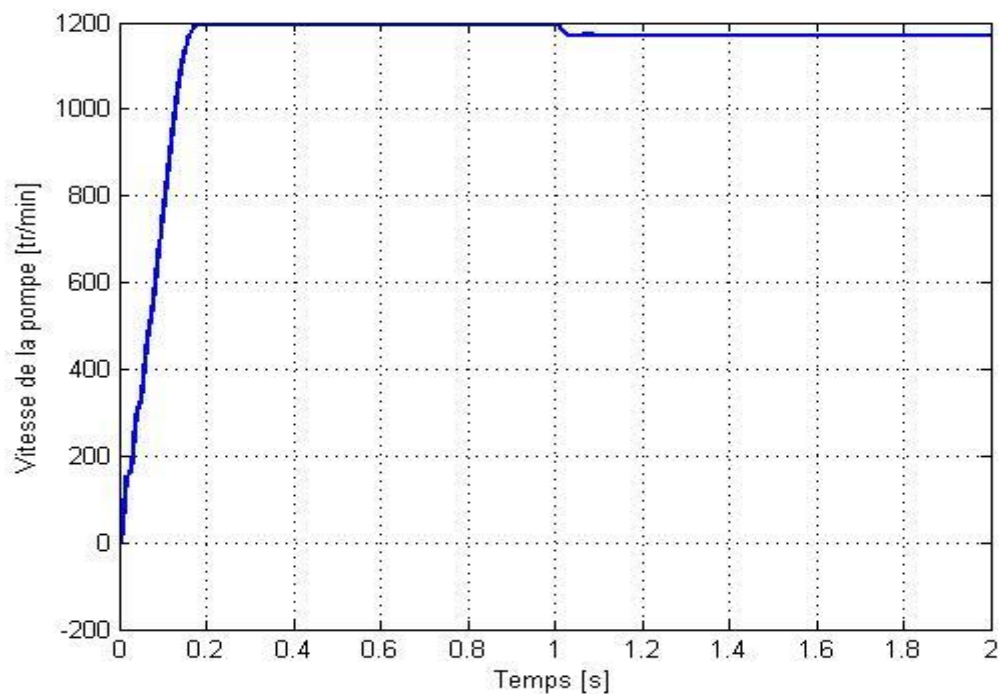


Figure46 : vitesse de la pompe à 30 Hz

Vitesse de la pompe :

a- 50 Hz :

La valeur de la vitesse de la pompe dépend de la valeur de la vitesse du moteur électrique ($N = 1500 \text{tr/min}$)

b- 30 Hz : en remarque si la fréquence varie la vitesse de la pompe diminue.

b) Débit de la pompe:

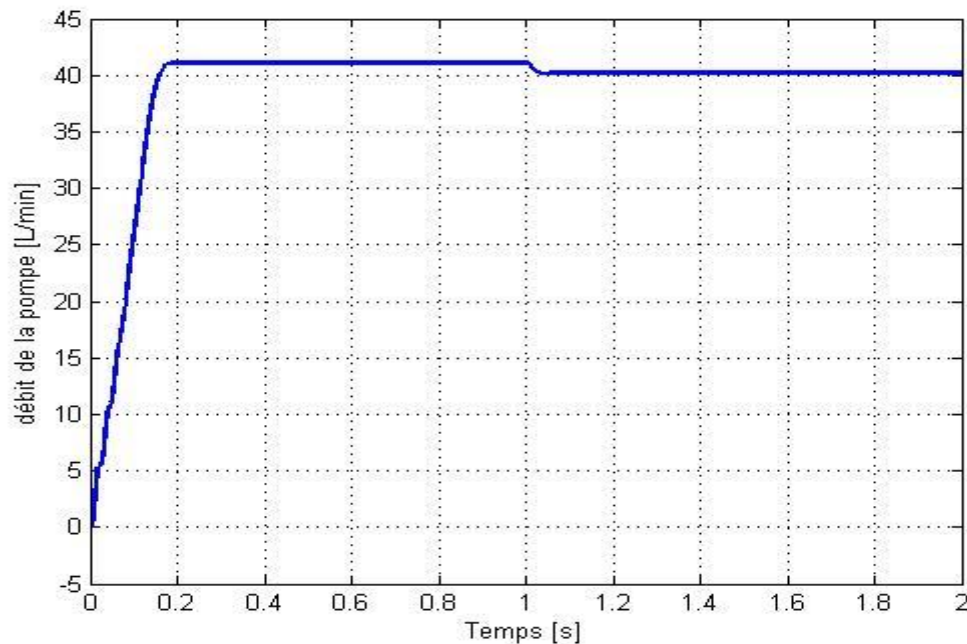


Figure.47 :Débit de la pompe à 30 Hz

Débit de la pompe :

a- 50 Hz :

Le débit de la pompe a une relation a la vitesse de la pompe, si la vitesse augmenté le débit augmente aussi (Q= 50.3 l/min)

b- 30 Hz :

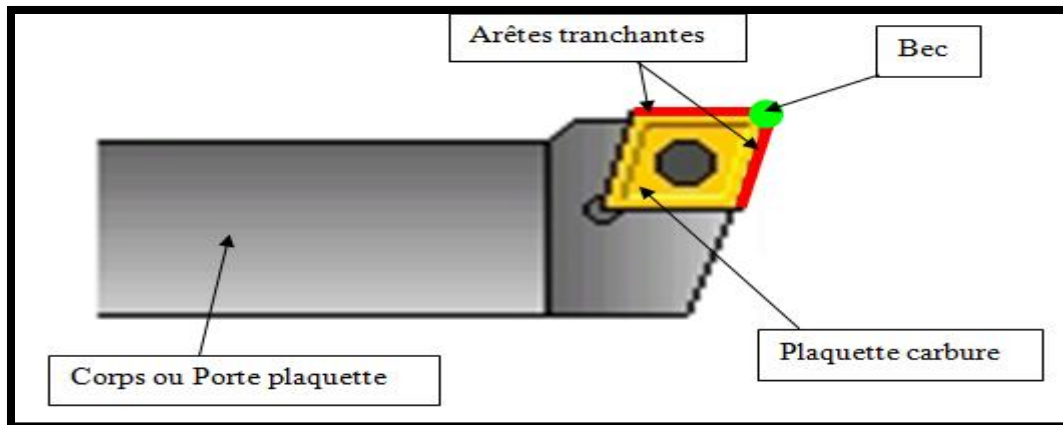
Le débit de la pompe a une relation a la vitesse de la pompe, si la vitesse diminué le débit déminé aussi (Q= 40.3 l/

IV – 2 : l’usinage des arbres pignon mené et menant :

IV – 2 .1.Les paramètres de coupe :

a) Choix de l’avance : (en mm/tr)

L’avance en tournage est fonction du rayon de bec de l’outil $R\epsilon$ et de la puissance de la machine $R\epsilon$ doit être important pour avoir l’outil le plus robuste possible.



Plaquette en carbure

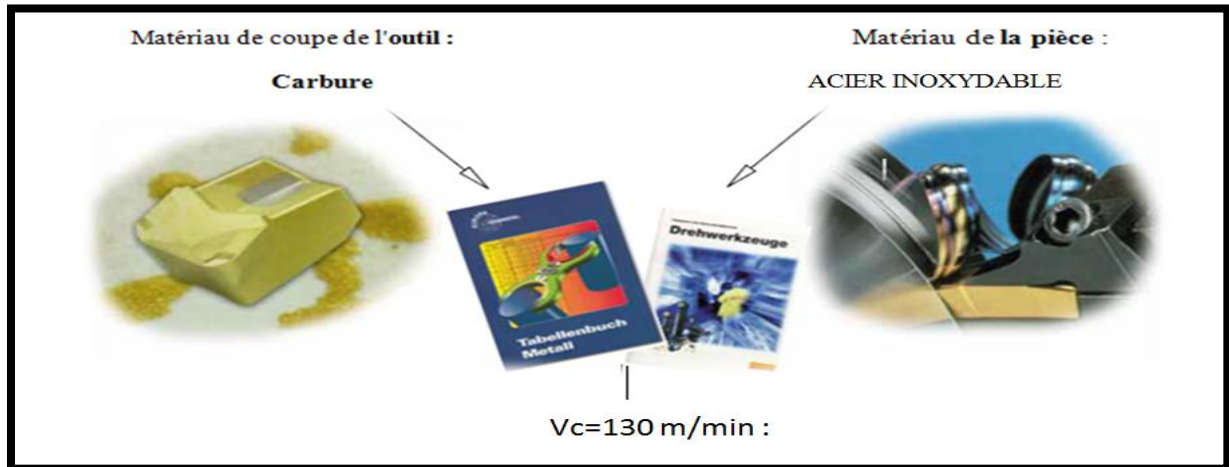
$$F_{Ebauche} = 0.4 \times R\epsilon$$

$$F_{Finition} = 0.2 \times R\epsilon$$

b) Vitesse de coupe et vitesses de rotation (tournage)

Détermination de la vitesse de coupe :

A l'aide des catalogues du fabricant ou d'un Guide de référence métaux, on détermine d'abord la vitesse de coupe optimale.



Guide de référence métaux

Détermination de la vitesse de rotation :

$$n = \frac{v_c \cdot 1000}{d \cdot \pi}$$

Lorsque le diamètre est très petit, la vitesse de rotation devient théoriquement infinie. Pour éviter des dangers liés à des forces centrifuges trop importantes, il faut programmer une limitation de vitesse de rotation de 3000 1/min.

$$d = 67 \text{ mm (diamètre de la brute)} / \quad V_c = 130 \text{ m/min} / \quad \pi \text{ constante.}$$

$$n = \frac{130 \cdot 1000}{67 \cdot \pi}$$

$$n \approx 617.92 \text{ Tr/min}$$

Profondeur de passe : (en mm)

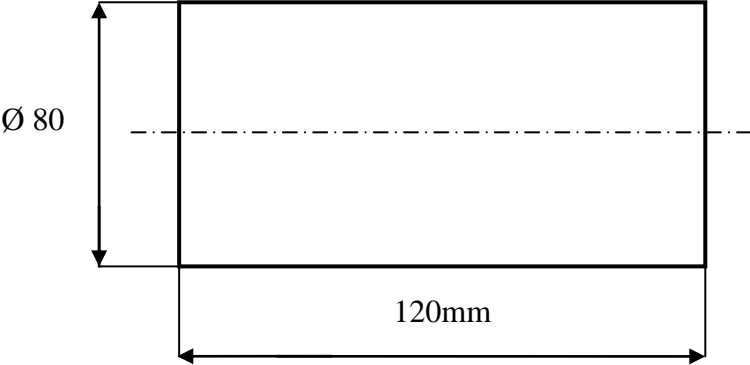
La profondeur de passe (**ap**) en tournage est fonction de la longueur de l'arête de coupe et de la puissance de la machine (dans le cas de machine puissante la profondeur de passe a_p en ébauche sera de 2/3 de la longueur de l'arête de coupe)

Dans notre cas :

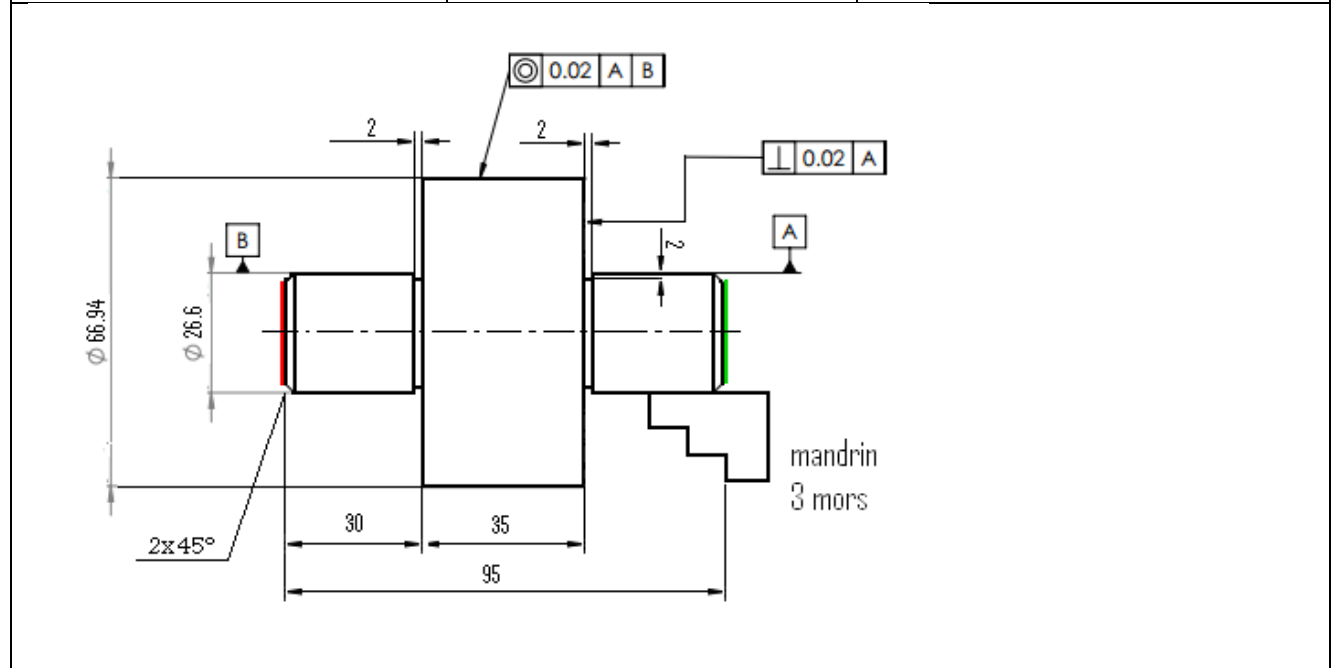
$$a_p \text{ Ebauche} = 4 \times R_\varepsilon \quad (\text{mm})$$

$$a_p \text{ Finition} = 0.7 \times R_\varepsilon \quad (\text{mm})$$

IV – 2.2. Les gammes d’usinage:

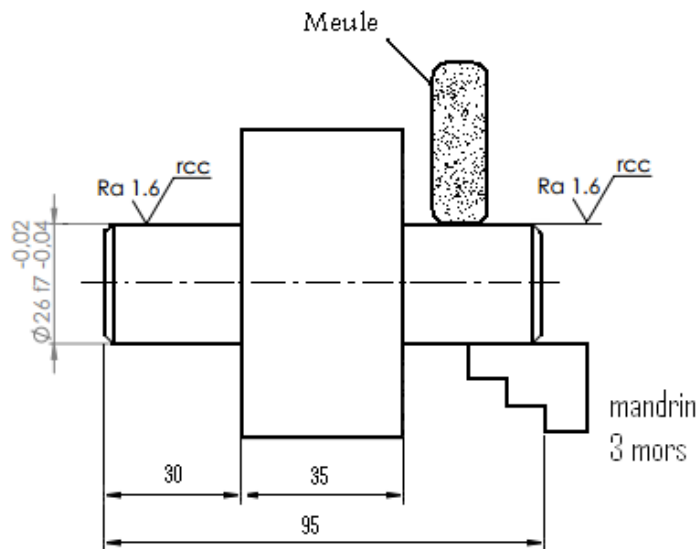
GAMME D’USINAGE			<u>Désignation : Pignon Mené</u>					
<u>Matière : 18CrNiMo7 -6</u>		<u>Phase : débitage</u> <u>N°: 10</u>		<u>Machine : Scie alternative</u>				
								
Détails des opérations	Groupe machines	Code outil	instrument de contrôle	Montage	Conditions de coupe			temps
					Vc	n	a	
Débitage : Débiter une ébauche Ø80 x L= 120	EBS 360	Scie alternative	Règle					15'

GAMME D'USINAGE		Désignation : Pignon Mené
Matière : 18CrNiMo7 -6	Phase : tournage N°: 20	Machine : Tour



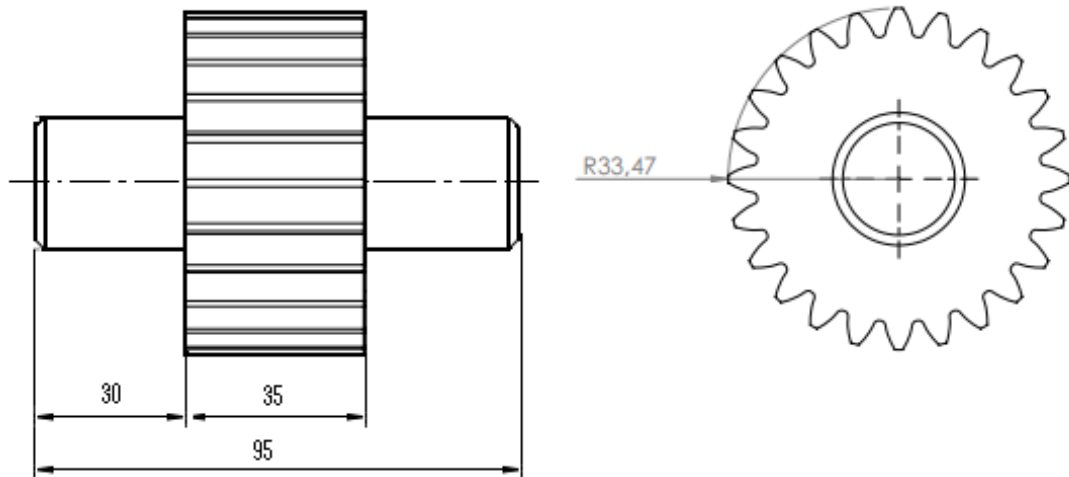
Détails des opérations	Group e machin es	Code outil	I de contrô le	Mon tage	Conditions de coupe			temps	
					Vc	n	a	CV	CN
Tournage : Dresser la face en (rouge) Charioter Ø66.94 sur toute la longueur Charioter Ø26.6 x L= 30. Réaliser une gorge de dégagement pour la rectification B=2 prof=2 Exécuté le chanfrein 2 x 45°. <ul style="list-style-type: none"> ➤ Tourner la pièce Dresser la face en (vert) Mise en longueur L=95 Charioter Ø26.6 x L= 30 Réaliser une gorge de dégagement pour la rectification B=2 prof=2 Exécuté le chanfrein 2 x 45°.	16D20	A dresser A charioter	Règle Pier à coulisse	Man drin 3 mors	110	520	0.02	3H	4.5 min
					110	1350	0.04		
					110	1350	0.04		

GAMME D'USINAGE		Désignation : Pignon Mené
Matière : 18CrNiMo7 -6	Phase : rectification N°: 30	Machine : Rectifieuse



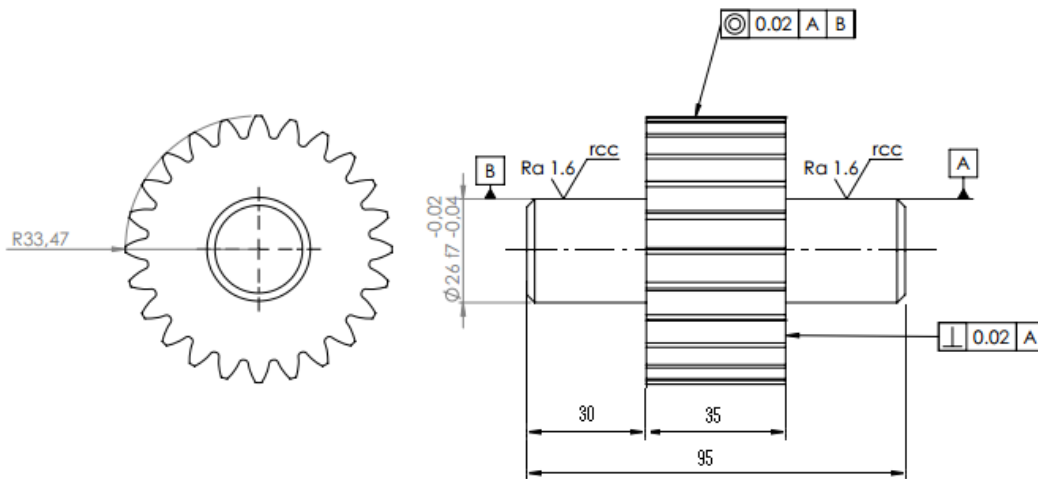
Détails des opérations	Group e machin es	Code outil	I de contrô le	Mon tage	Conditions de coupe			tm ps	
					Vc	n	a		
Rectification : Rectifier les deux diamètres $\text{Ø}26 \text{ f7 } (-0.02 -0.04) \times L= 28.$	3Y133	meule	Palmer	Man drin 3 mors	25	305	0.01	2H	

GAMME D'USINAGE		Désignation : Pignon Mené
Matière : 18CrNiMo7 -6	Phase: fraisage N°: 40	Machine : fraiseuse



Détails des opérations	Group e machin es	Code outil	I de contrô le	Mon tage	Conditions de coupe			tmps
					Vc	n	a	
<p>TAILLAGE Réaliser le taillage de denture $Z=24$ $m= 2.5$ Avec les données ci-joint</p>	PE350	fraise module $m=2.5$	Pier à coulisse	port e pièc e				5^H

GAMME D'USINAGE		Désignation : Pignon Mené
Matière : 18CrNiMo7 -6	Phase : contrôle N°: 50	Machine : /

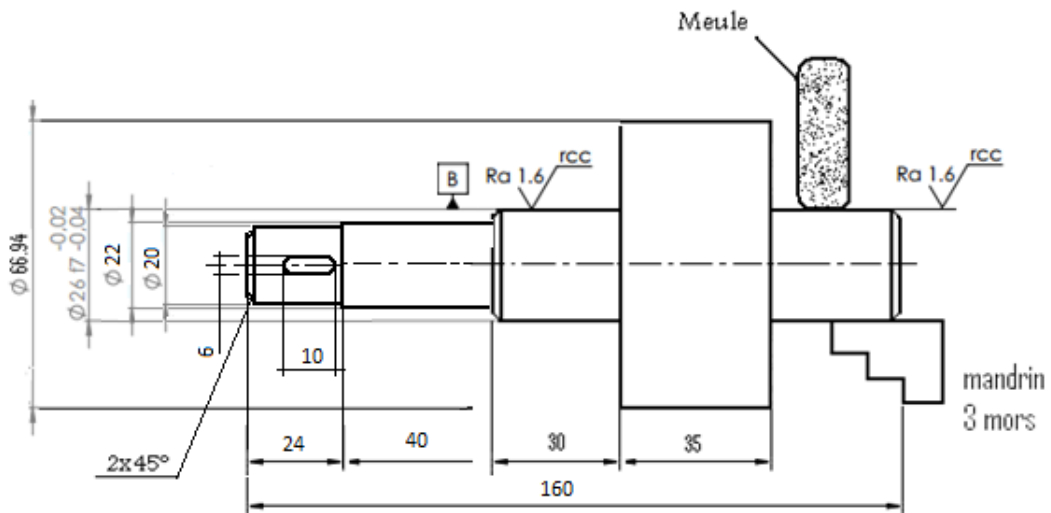


Détails des opérations	Group e machin es	Code outil	I de contrô le	Mon tage	Conditions de coupe			temps
					Vc	n	a	
Contrôle			Règle Pied à coulisse					

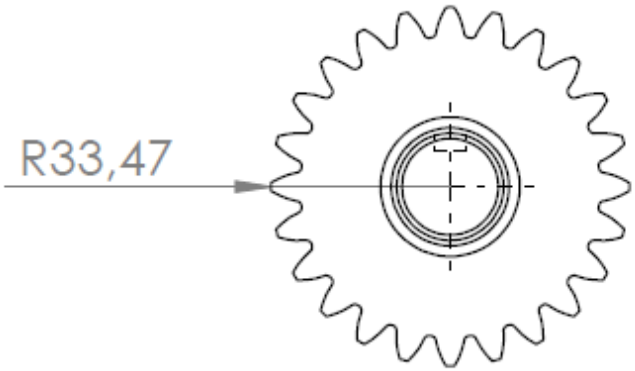
GAMME D'USINAGE			Désignation : Pignon Menant					
Matière : 18CrNiMo7 -6		Phase : débitage° : <u>10</u>		Machine : Scie alternative				
Détails des opérations	Groupe machines	Code outil	instrument de contrôle	Montage	Conditions de coupe			temps
					Vc	n	a	
Débitage : Débiter une ébauche Ø80 x L= 180	EBS 360	Scie alternative	Règle					15'

GAMME D'USINAGE		Désignation : Pignon Menant						
Matière : 18CrNiMo7 -6		Phase : tournage N°: 20			Machine : Tour			
Détails des opérations	Groupe machines	Code outil	I de contrôle	Montage	Conditions de coupe			tm ps
					Vc	n	a	
<p>Tournage : Dresser la face en (rouge) Charioter Ø66.94 sur tout le logeur Charioter Ø26.6 x L= 30. Réaliser une gorge de dégagement pour la rectification B=2 prof=2 Exécuté le chanfrein 2 x 45°.</p> <p>➤ Tourner la pièce Dresser la face en (vert) Mise en longueur L=95 Charioter Ø26.6 x L= 30 Réaliser une gorge de dégagement pour la rectification B=2 prof=2 Exécuté le chanfrein 2 x 45°.</p> <p>Charioter Ø 22 x L=40 Charioter Ø 20 x L=24 Exécuté le chanfrein 1 x 45°.</p>	16D20	A dresser A charioter	Règle Pier à coulisse	Mandrin 3 mors	110	520	0.02	3 ^H
					110	1350	0.04	
					110	1350	0.04	
					110 110	1590 1750	0.03 0.03	

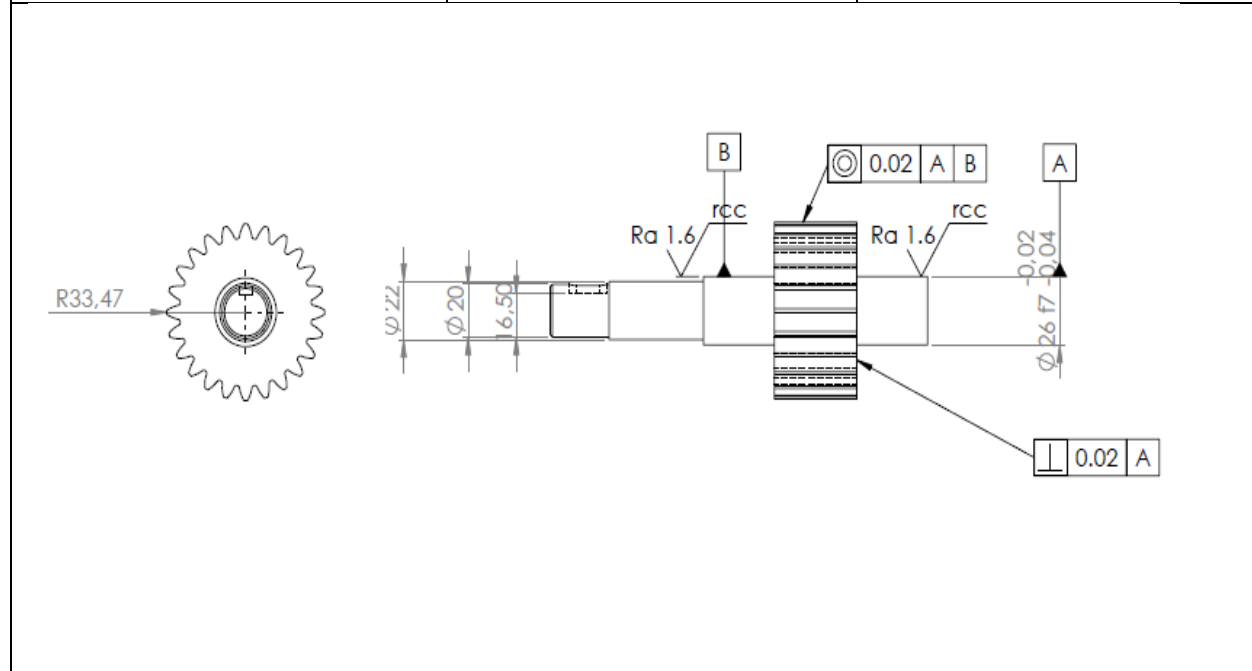
GAMME D'USINAGE		Désignation : Pignon Menant
Matière : 18CrNiMo7 -6	Phase :rectifications°:3 0	Machine : Rectifieuse



Détails des opérations	Group e machin es	Code outil	I de contrôl e	Mon tage	Conditions de coupe			tm ps
					Vc	n	a	
Rectification : Rectifier les deux diamètres Ø26 f7 (-0.02 -0.04) x L= 28.	3Y133	meule	Palmer	Man drin 3 mors	25	305	0.01	2 ^H

GAMME D'USINAGE		Désignation : Pignon Menant						
Matière : 18CrNiMo7 -6	Phase: fraisage N°:40	Machine : fraiseuse						
								
Détails des opérations	Group e machin es	Code outil	I de contrô le	Mon tage	Conditions de coupe			tm ps
					Vc	n	a	
<p>TAILLAGE Réaliser la rainure B= 6 L=10 avec R3 Profondeur = 3.5</p> <p>Réaliser le taillage de denture Z=24 m= 2.5 Avec les données ci-joint</p>	PE350	Fraise à rainurer	Pier à coulisse	étau				5 ^H
		fraise module m=2.5		port e pièc e				

GAMME D'USINAGE		Désignation : Pignon Menant
Matière : 18CrNiMo7 -6	Phase : contrôle N°: 50	Machine : /



Détails des opérations	Group e machin es	Code outil	I de contrô le	Mon tage	Conditions de coupe			te mp s
					Vc	n	a	
Contrôle			Règle Pied à coulisse					

IV – 2.3. Le programme pièce en tournage :

A) le programme de sous phase 01 : (**ARBRE 1**) Extension. (**MPF**)

N10 G54 lf

N20 T1 D1 M6lf

N30 G96 S617.92 F0.1 M3 LIMS=3000 lf

N40 G0 X68 Z-0.5 lf

N50 G1 X-1 lf

N60G0 X70 Z2lf

N70 CYCLE95("**PHASE1**",1,0.05,0.3,0,0.1,0.15,0.15,9,0,0,0) lf

N80G00 X70 Z16 lf

N90 M30 lf

B) le sousprogrammé de sousphase 1:(**PHASE1**) Extension (**SPF**)

N10 G00 X24 Z00lf

N20 G01 X26 Z-2lf

N30 X26 Z-28lf

N40 X67 Z-28 lf

N50 X67 Z-30lf

N60 X69 Z-30lf

N70 M17lf

c) le programme de sous phase 02 : (**ARBRE 02**) Extension. (**MPF**)

N10 G54 lf

N20 T1 D1 M6lf

N30 G96 S617.92 F0.1 M3 LIMS=3000 lf

N40 G0 X68 Z-0.5 lf

N50 G1 X-1 lf

N60G0 X70 Z2lf

N70 CYCLE95("**PHASE2**",1,0.05,0.3,0,0.1,0.15,0.15,9,0,0,0) lf

N80G00 X70 Z16 lf

N90 M30 lf

B) le sousprogramme de sous phase 2: **(PHASE2) Extension (SPF)**

N10 G00 X24 Z00lf

N20 G01 X26 Z-2lf

N30 X26 Z-28lf

N40 X67 Z-28 lf

N50 X67 Z-63lf

N60 X69 Z-63lf

N70 M17lf

IV – 2 .4. COMPARAISON ENTRE LES FABRICATONS A CN ET CONVENTIONELLE :

La comparaison entre la fabrication mécanique conventionnelle et la fabrication mécanique à commande numérique peut être faite selon le plan qualitatif et quantitatif comme suit :

Sur le plan quantitatif :

Les paramètres à prendre en considération sont la productivité en tenant compte de l'aspect sécurité selon les deux méthodes de fabrication d'où la réduction des temps de fabrication de la commande numérique par rapport à la méthode conventionnelle et la réduction de l'intervention humaine qui a un impact direct sur la sécurité en réduisant les risques d'accidents et en assurant une meilleure maîtrise des procédés de fabrications à travers une meilleure maîtrise de la programmation.

Sur le plan qualitatif :

Le contrôle de qualité des pièces en cours de fabrication selon les méthodes conventionnelles se fait après chaque opération de fabrication par contre pour la commande numérique le contrôle se fait à la fin de chaque phase bien entendu selon le programme d'usinage élaboré à cet effet.

Afin de consolider nous dirons le temps de fabrication sur le tour numérique et de 9 min pour les opérations de chariotage avec une simulation sur le logiciel winnc 840 dt en comparaison sur le tour conventionnelle le temps de fabrication pour les mêmes opérations était de 6 h de temps, ce qui ne donne un gain 531 min uniquement sur les opérations de chariotage ;

Et comme et nous est pas possible de faire la comparaison entre la fabrication de deux arbres sur des machines à commande numérique et sur des machines conventionnelles pour tous les opérations des fabrications (dressage, centrage, chariotage, taillage d'engrenage, fraisage)

Nous donnons à titre indicatif selon la bibliographie les tableaux suivants qui reflètent tous les gains qui peuvent engendrer l'utilisation des machines des fabrications mécaniques à commande numérique.

N°	Paramètres	Commentaires
1	productivité	Augmentation de 50 %
2	Précision de la fabrication	Stabilité de l'usinage
3	Préparation de la fabrication	Réduction de 50 % à 75 %
4	Fabrication des pièces de machine	Réduction de 50 % à 65 %
5	Coût de fabrication	Economie de 30 % à 80 %
6	Coût des phases manuelles de finition	Réduction de 4 à 8 fois

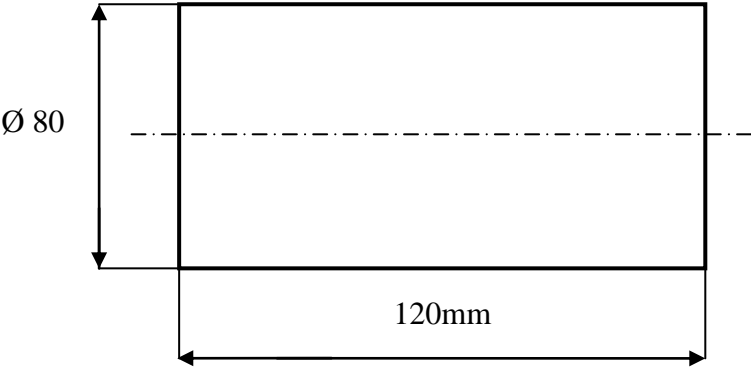
Conclusion :

Dans cette étude malgré le manque de données au départ on a pris connaissance des différentes étapes de conception d'un système hydraulique avec le calcul de conception des éléments constituant de ce dernier et aussi la fabrication des arbres pignons de la pompe à engrenage ;

Notre choix était ciblé sur un système hydraulique constitué d'organes hydrauliques principaux qui pouvait contenir tous autres systèmes à savoir la pompe à engrenage, les vérins hydrauliques, le moteur hydraulique, les distributeurs hydrauliques ; à cet effet notre étude c'est limiter à déterminer les caractéristiques de la pompe à engrenage en passant à travers la détermination des caractéristiques des autres éléments constituant le système ainsi les résultats nous ont donné une pompe à engrenage avec les caractéristiques suivantes :

Comme deuxième étape le dimensionnement des arbres pignons, le dessin de définitions de ces derniers sur SolidWorks et en troisième étape les gammes de fabrication des ceux-ci avec le programme informatique pour la fabrication sur une machine à commande numérique

Finalement toutes ces étapes vont nous permettre de connaître le temps de fabrication d'une partie de la pompe à engrenage et pourrait ouvrir le chemin pour un complément d'étude de fabrication des éléments de cette pompe et pourquoi pas l'idée de faire le calcul économique pour la mise en place d'une ligne de production des pompes à engrenage.

GAMME D'USINAGE			<u>Désignation : Pignon Mené</u>					
<u>Matire : 18CrNiMo7 -6</u>		<u>Phase : débitage</u> <u>N°: 10</u>		<u>Machine : Scie alternative</u>				
								
Détails dse opérations	Groupe machines	Code outil	nstrument de contrôle	Montage	Conditions de coupe			tmp
					Vc	n	a	
Débitage : Débiter une ébauche Ø80 x L= 120	EBS 360	Scie alternative	Règle					15'

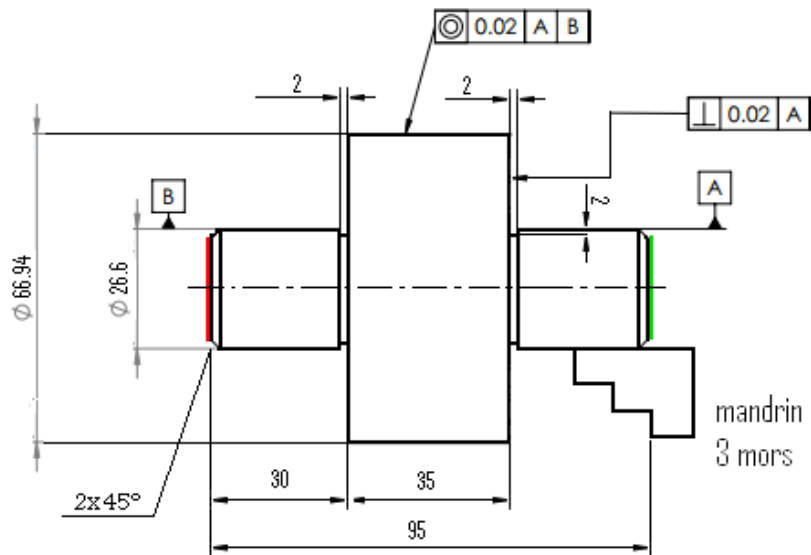
GAMME D'USINAGE

Désignation : Pignon Mené

Matire : 18CrNiMo7 -6

Phase : tournage
N°: 20

Machine : Tour



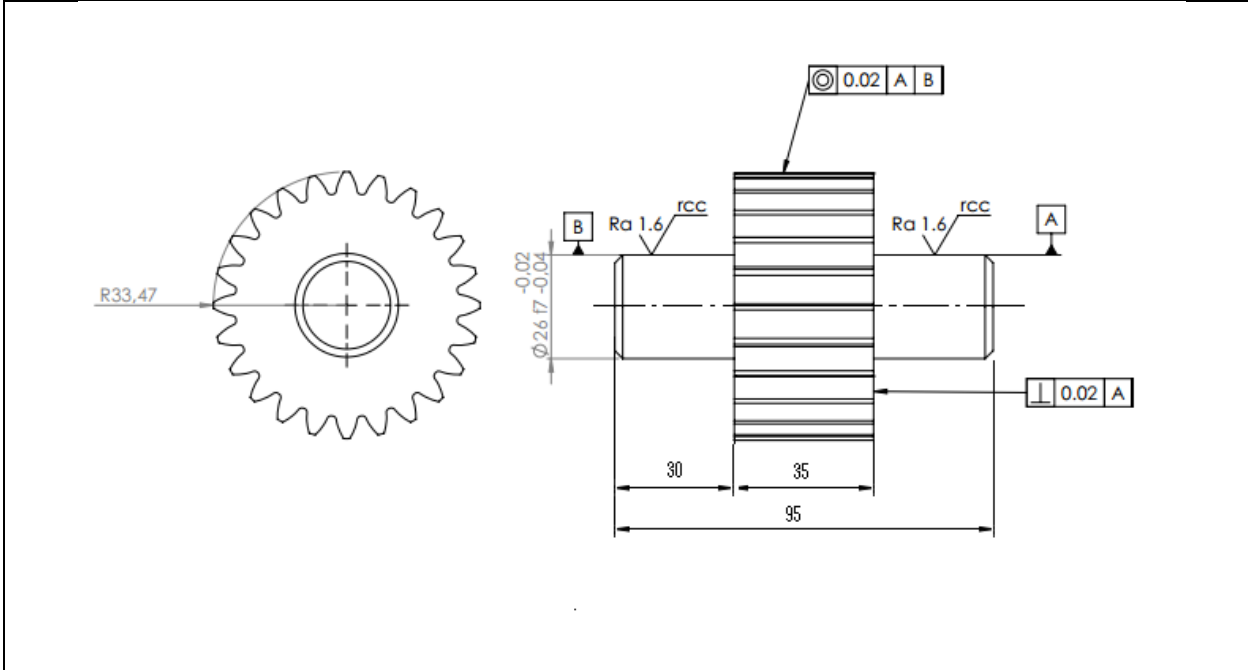
Détails des opérations	Groupe machines	Code outil	I de contrôle	Montage	Conditions de coupe			tm ps
					Vc	n	a	
<p>Tournage : Dresser la face en (rouge) Charioter Ø66.94 sur toute la longueur Charioter Ø26.6 x L= 30. Réaliser une gorge de dégagement pour la rectification B=2 prof=2 Exécuté le chanfrein 2 x 45°.</p> <p>➤ Tourner la pièce Dresser la face en (vert) Mise en longueur L=95 Charioter Ø26.6 x L= 30 Réaliser une gorge de dégagement pour la rectification B=2 prof=2 Exécuté le chanfrein 2 x 45°.</p>	16D20	A dresser A charioter	Règle Pier à coulisse	Mandrin 3 mors	110	520	0.02	3 ^H
					110	1350	0.04	
					110	1350	0.04	

GAMME D'USINAGE				Désignation : Pignon Mené				
Matire : 18CrNiMo7 -6		Phase : <u>réctification</u> N°: 30		Machine : <u>Réctifieuse</u>				
Détails dse opérations	Group e machines	Code outil	I de contrôle	Mont age	Conditions de coupe			tm ps
					Vc	n	a	
Rectification : Rectifier les deux diamètres Ø26 f7 (-0.02 -0.04) x L= 28.	3Y133	meule	Palmer	Man drin 3 mors	25	305	0.01	2 ^H

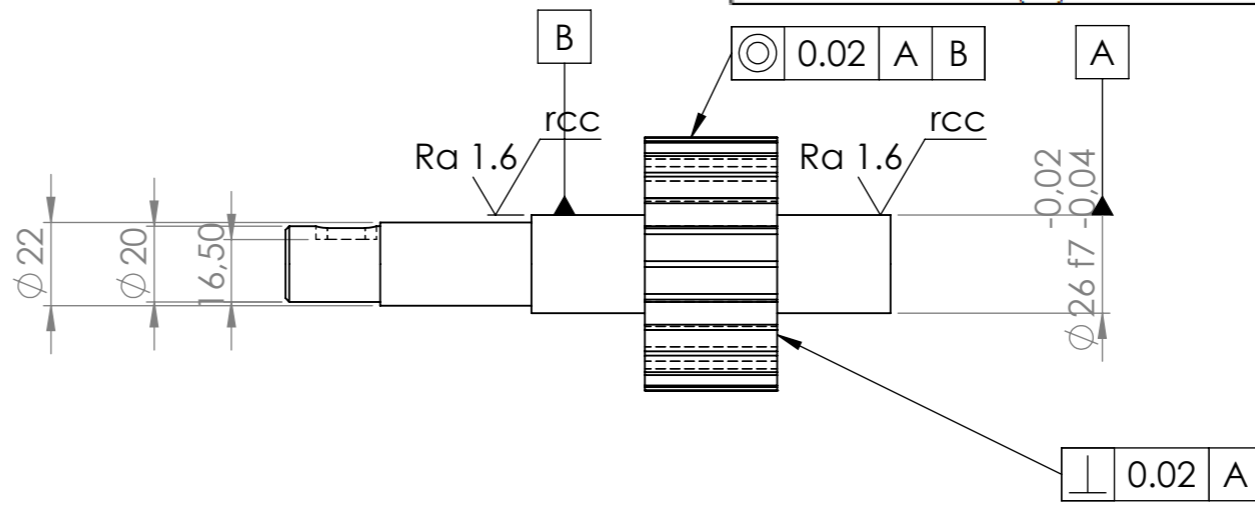
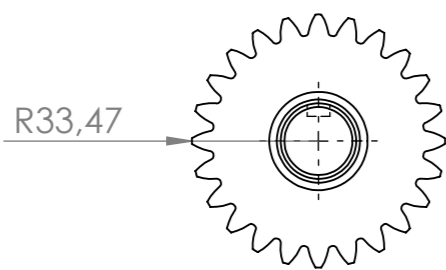
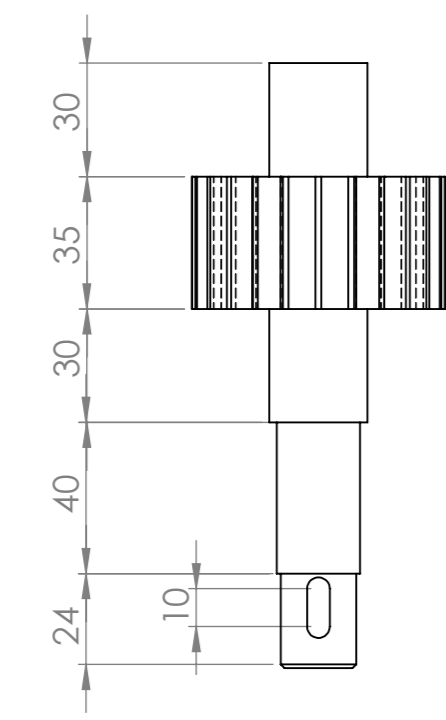
GAMME D'USINAGE				<u>Désignation : Pignon Mené</u>				
<u>Matire : 18CrNiMo7 -6</u>		<u>Phase: fraisage</u> <u>N°: 40</u>		<u>Machine : fraiseuse</u>				
Détails dse opérations	Group e machines	Code outil	I de contrôle	Montage	Conditions de coupe			tm ps
					Vc	n	a	
TAILLAGE Réaliser le taillage de denture $Z=24$ $m= 2.5$ Avec les données ci-joint	PE350	fraise module $m=2.5$	Pier à coulisse	port e pièce				5^H

GAMME D'USINAGE	Désignation : Pignon Mené
------------------------	----------------------------------

Matire : 18CrNiMo7 -6	Phase : contrôle N°: 50	Machine : /
------------------------------	------------------------------------	--------------------



Détails dse opérations	Group e machines	Code outil	I de contrôle	Mon tage	Conditions de coupe			tm ps
					Vc	n	a	
Contrôle			Règle Pied à coulisse Palmer					



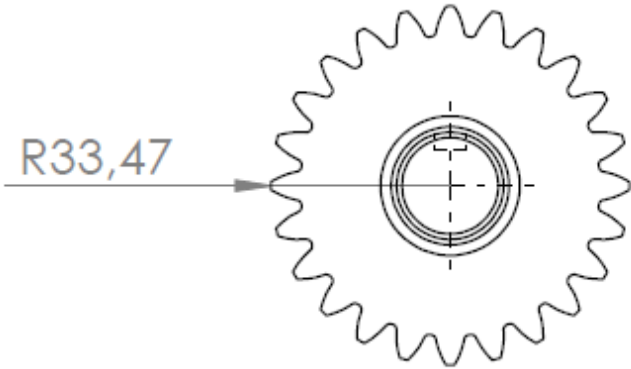
DONNEES DE FABRICATION POUR ROUES CYLINDRIQUES		
Numéro dessin/article		0.000.0
Nombre de dents	[z]	24
Largeur de dent (mm)	[b]	35.000
Module normal (mm)	[mn]	2.5000
Angle d'hélice (°)	[beta]	0°0'0" (0.0000)
Inclinaison		Denture droite
Angle de pression réel (°)	[alpha fn]	20°0'0" (20.0000)
Matériau		18CrNiMo7-6
Profil de référence 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profile A		
Coeff. de saillie	[haP*]	1.000
Coeff. de creux	[hfP*]	1.250
Coeff. de rayon de tête	[rhoaP*]	0.000
Coeff. de rayon de pied	[rhofP*]	0.380
Facteur hauteur profil de tête	[hFaP*]	0.000
Coeff. de hauteur de protubérance	[hprP*]	0.000
Angle de protubérance (°)	[alpha fprP]	0.000
Angle de semi-topping (°)	[alpha fkp]	0.000
non concourant		
Qualité d'engrenage selon ISO1328 6		
Coefficient de déport	[x]	0.5000
Diamètre de référence (mm)	[d]	60.000
Diamètre de tête (mm)	[da]	66.946 (0.000 / -0.010)
Diamètre de pied (mm)	[df]	56.250 (-0.192 / -0.302)
Tolérance d'épaisseur de dent DIN 3967 cd25		
Ecart d'épaisseur de dent (supérieur) (supérieur) (mm)		
[As.e]		-0.070
en section normale (inférieur) (inférieure) (mm)		
[As.i]		-0.110
Nombre de dents de mesure [k] 4		
Ecartement entre dents (sans jeu) (mm)		
(supérieur) (supérieur) (mm)	[Wk.e]	27.527
(inférieur) (inférieure) (mm)	[Wk.i]	27.461
(inférieur) (inférieure) (mm)	[Wk.i]	27.423
Diamètre de pige (mm) [DMeff] 5.000		
Cote sur deux rouleaux (supérieur) (supérieur) (mm)		
[MR.e]		69.921
(inférieur) (inférieure) (mm)	[MR.i]	69.845
Corde du cercle primitif entre les flancs d'une dent (sans jeu) (mm)		
[l'sn]		4.832
(supérieur) (supérieur) (mm)	[l'sn.e]	4.762
(inférieur) (inférieure) (mm)	[l'sn.i]	4.722
Hauteur sur la corde (mm) [ha] 3.568		

SAUF INDICATION CONTRAIRE: LES COTES SONT EN MILLIMETRES ETAT DE SURFACE:		FINITION:		CASSER LES ANGES VIFS		NE PAS CHANGER L'ECHELLE		REVISION	
TOLERANCES: LINEAIRES: ANGULAIRES:									
AUTEUR		SIGNATURE		DATE		TITRE:		Pignon menant	
VERIF.									
APPR.									
FAB.									
QUAL.				MATERIAU:		No. DE PLAN		A3	
				MASSE:		ECHELLE:1:2		FEUILLE 1 SUR 1	

GAMME D'USINAGE		<u>Désignation : Pignon Menant</u>						
<u>Matière : 18CrNiMo7 -6</u>		<u>Phase : débitageN°:</u> <u>10</u>		<u>Machine : Scie alternative</u>				
Détails des opérations	Groupe machines	Code outil	instrument de contrôle	Montage	Conditions de coupe			temps
					Vc	n	a	
Débitage : Débiter une ébauche Ø80 x L= 180	EBS 360	Scie alternative	Règle					15'

GAMME D'USINAGE				Désignation : Pignon Menant				
Matière : 18CrNiMo7 -6		Phase : tournage N°: 20		Machine : Tour				
Détails des opérations	Groupe machines	Code outil	I de contrôle	Montage	Conditions de coupe			tm ps
					Vc	n	a	
<p>Tournage : Dresser la face en (rouge) Charioter Ø66.94 sur tout le logeur Charioter Ø26.6 x L= 30. Réaliser une gorge de dégagement pour la rectification B=2 prof=2 Exécuté le chanfrein 2 x 45°. ➤ Tourner la pièce Dresser la face en (vert) Mise en longueur L=95 Charioter Ø26.6 x L= 30 Réaliser une gorge de dégagement pour la rectification B=2 prof=2 Exécuté le chanfrein 2 x 45°. Charioter Ø 22 x L=40 Charioter Ø 20 x L=24 Exécuté le chanfrein 1 x 45°.</p>	16D20	A dresser A charioter	Règle Pier à coulisse	Mandrin 3 mors	110	520	0.02	3 ^H
					110	1350	0.04	
					110	1350	0.04	
					110	1590	0.03	
					110	1750	0.03	

GAMME D'USINAGE				Désignation : Pignon Menant				
Matière : 18CrNiMo7 -6		Phase :rectificationsN°: <u>30</u>		Machine : Rectifieuse				
Détails des opérations	Group e machin es	Code outil	I de contrô le	Mon tage	Conditions de coupe			tm ps
					Vc	n	a	
Rectification : Rectifier les deux diamètres Ø26 f7 (-0.02 -0.04) x L= 28.	3Y133	meule	Palmer	Man drin 3 mors	25	305	0.01	2 ^H

GAMME D'USINAGE				Désignation : Pignon Menant				
Matière : 18CrNiMo7 -6		Phase: fraisage N°:40		Machine : fraiseuse				
								
Détails des opérations	Group e machin es	Code outil	I de contrô le	Mon tage	Conditions de coupe			tm ps
					Vc	n	a	
<p>TAILLAGE Réaliser la rainure B= 6 L=10 avec R3 Profondeur = 3.5</p> <p>Réaliser le taillage de denture Z=24 m= 2.5 Avec les données ci-joint</p>	PE350	Fraise à rainurer	Pier à coulisse	étau				5 ^H
		fraise module m=2.5		port e pièc e				

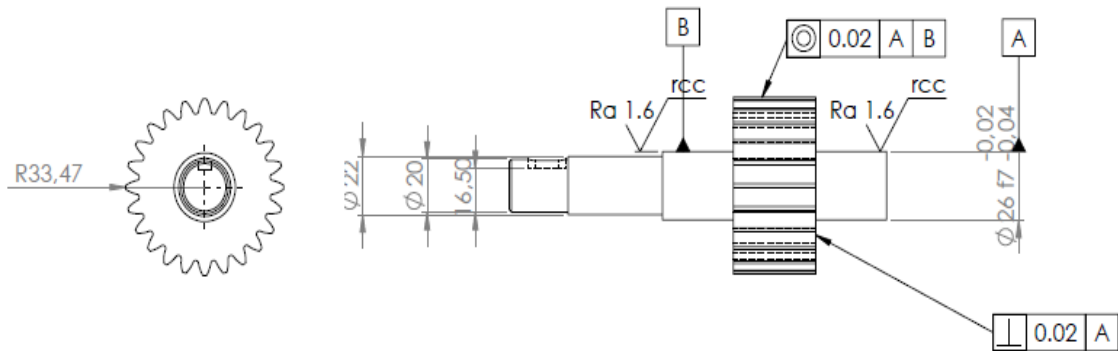
GAMME D'USINAGE

Désignation : Pignon Menant

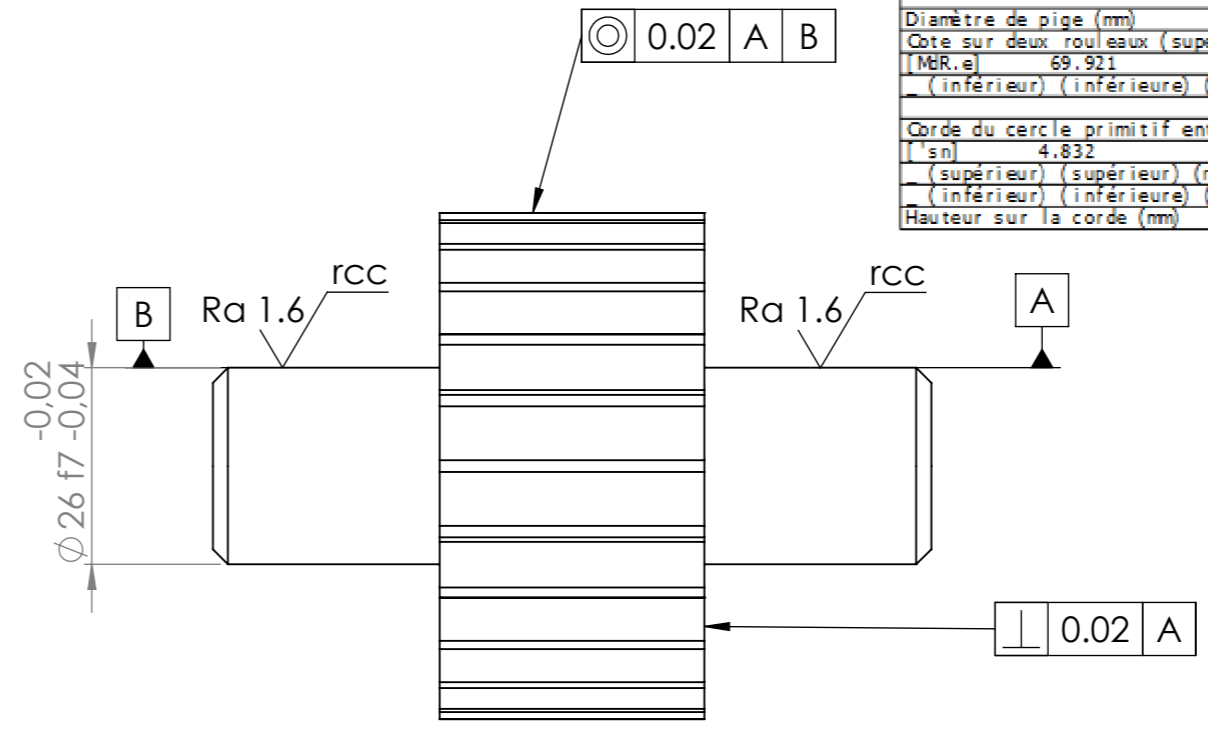
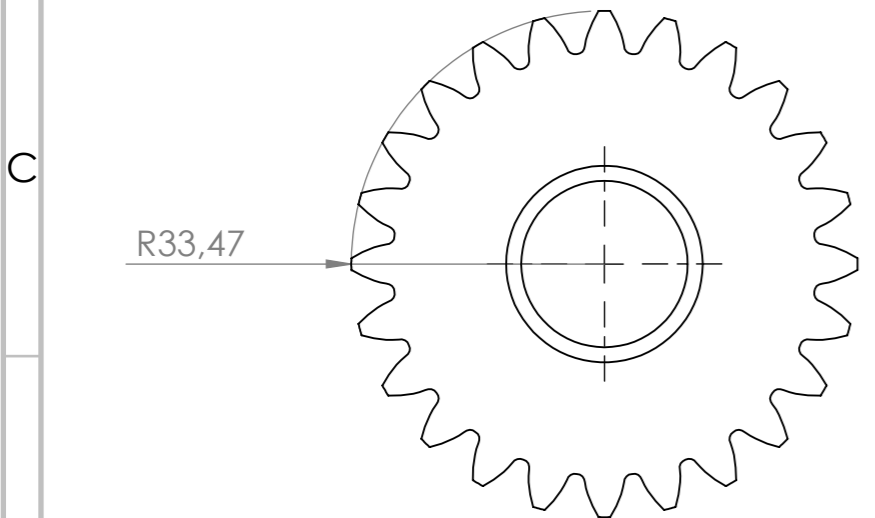
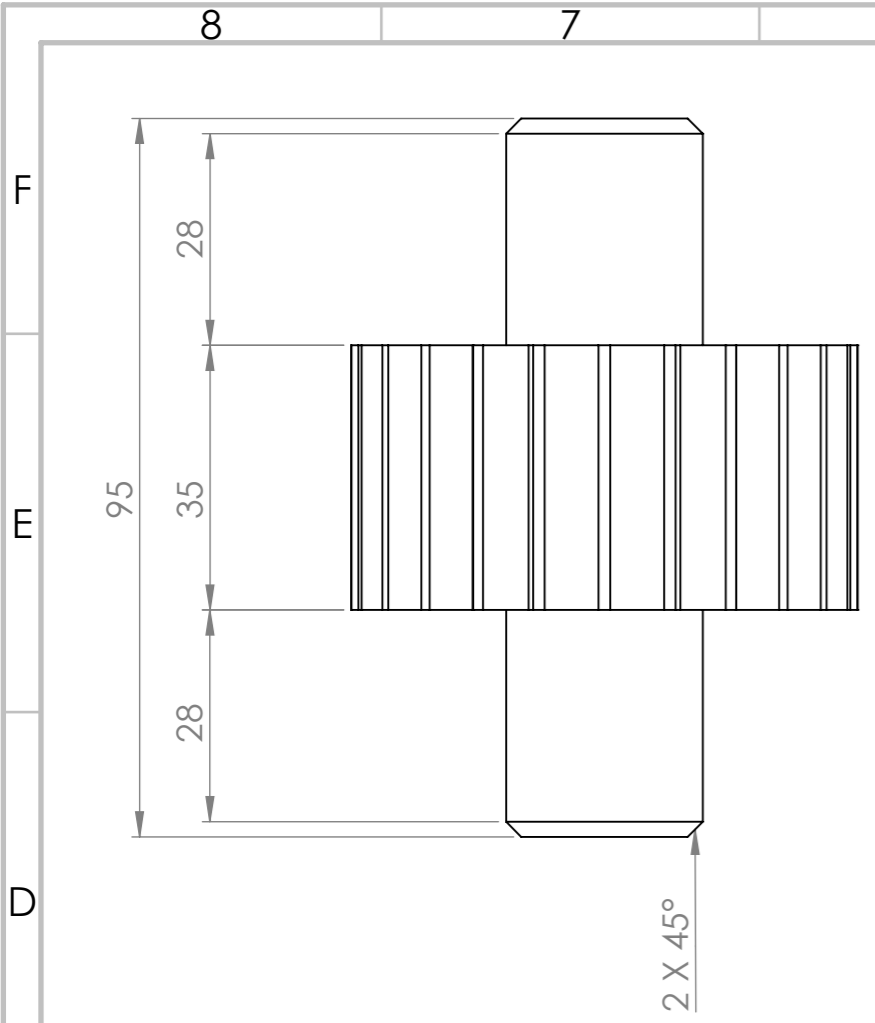
Matière : 18CrNiMo7 -6

Phase : contrôle
N°: 50

Machine : /



Détails des opérations	Group e machin es	Code outil	I de contrô le	Mon tage	Conditions de coupe			te mp s
					Vc	n	a	
Contrôle			Règle Pied à coulisse Palmer					



DONNEES DE FABRICATION POUR ROUES CYLINDRIQUES		
Numero dessin/article		0.000.0
Nombre de dents	[z]	24
Largeur de dent (mm)	[b]	35.000
Module normal (mm)	[mn]	2.5000
Angle d'hélice (°)	[beta]	0°0'0" (0.0000)
Inclinaison		Denture droite
Angle de pression réel (°)	[alfn]	20°0'0" (20.0000)
Matériau		18CrNiMo7-6
Profil de référence 1,25 / 0,38 / 1,0 ISO 53,2:1997 Profile A		
Coeff. de saillie	[haP [*]]	1.000
Coeff. de creux	[hfP [*]]	1.250
Coeff. de rayon de tête	[rhoaP [*]]	0.000
Coeff. de rayon de pied	[rhofP [*]]	0.380
Facteur hauteur profil de tête	[hFaP [*]]	0.000
Coeff. de hauteur de protubérance	[hprP [*]]	0.000
Angle de protubérance (°)	[alfprP]	0.000
Angle de semi-topping (°)	[alfkp]	0.000
non concourant		
Qualité d'engrenage selon ISO1328 6		
Coefficient de déport	[x]	0.5000
Diamètre de référence (mm)	[d]	60.000
Diamètre de tête (mm)	[da]	66.946 (0.000 / -0.010)
Diamètre de pied (mm)	[df]	56.250 (-0.192 / -0.302)
Tolérance d'épaisseur de dent DIN 3967 cd25		
Ecart d'épaisseur de dent (supérieur) (supérieur) (mm)		
[As.e]		-0.070
en section normale (inférieur) (inférieure) (mm)		
[As.i]		-0.110
Nombre de dents de mesure [k] 4		
Ecartement entre dents (sans jeu) (mm)		
[Wk]		27.527
(supérieur) (supérieur) (mm)	[Wk.e]	27.461
(inférieur) (inférieure) (mm)	[Wk.i]	27.423
Diamètre de pige (mm) [DMeff] 5.000		
Cote sur deux rouleaux (supérieur) (supérieur) (mm)		
[M _R .e]		69.921
(inférieur) (inférieure) (mm)	[M _R .i]	69.845
Corde du cercle primitif entre les flancs d'une dent (sans jeu) (mm)		
[[*] sn]		4.832
(supérieur) (supérieur) (mm)	[[*] sn.e]	4.762
(inférieur) (inférieure) (mm)	[[*] sn.i]	4.722
Hauteur sur la corde (mm) [ha] 3.568		

SAUF INDICATION CONTRAIRE: LES COTES SONT EN MILLIMETRES ETAT DE SURFACE: TOLERANCES: LINEAIRES: ANGULAIRES:			FINITION:		CASSER LES ANGES VIFS		NE PAS CHANGER L'ECHELLE		REVISION		
AUTEUR			SIGNATURE		DATE		TITRE:		Pignon mené		
VERIF.											
APPR.											
FAB.											
QUAL.											
					MATERIAU:		No. DE PLAN		A3		
					MASSE:		ECHELLE:1:1		FEUILLE 1 SUR 1		

Liste des figures :

Figure 1 : Classification des pompes	6
Figure 2 : Schémas des différentes pompes	8
Figure 3 : Cylindrées des pompes (volumes en rouge)	8
Figure 4 : Pressions des pompes (volumes en rouge)	9
Figure 5 : Puissance d'une pompe	10
Figure 6 : Pompe a engrenage extérieur	14
Figure 7 : Pompe a engrenage extérieur	15
Figure 8 : Pompe à engrenage double	16
Figure 9: Pompe à engrenage intérieur	16
Figure 10: Pompe à engrenage interne à croissant	18
Figure 11 : Pompe à engrenage interne	18
Figure 12 : pompe à engrenage interne à croissant	18
Figure 13 : pompe à engrenage interne à croissant compensation radiale	19
Figure 14 : pompe à engrenage interne à gé rotor	20
Figure 15 : cycle fonctionnement d'une pompe à engrenage interne à gé rotor	21
Figure 16: Vue en coupe d'une pompe à gé rotor	22
Figure 17 : pompe à palettes	23
Figure 18 : pompe à palettes	24
Figure 19 : pompe à palettesa rotor balancé	26
Figure 20 : pompe à palettes à rotor balancé	28
Figure 21 : Pompe à pistons axiaux à axe droite à cylindrée fixe	29
Figure 22 : Pompe à piston axiaux à axe incliné à cylindrée variable	31
Figure 23 : fraise module	44
Figure 24 : fraise mère	45
Figure 25 : fraise mère	46
Figure 26 : Schéma de système à étudier	48
Figure 27 : de commande de système a étudié	49
Figure 28 : Moteur asynchrone à cage (rotor en court-circuit)	50

Figure 29 : Moteur asynchrone à bague (rotor bobiné).	51
Figure 30 : Moteur asynchrone	52
Figure 31. : Transformation d'énergie	54
Figure 32 : pompe à engrenage simple	55
Figure 33: pompe à engrenage interne	56
Figure 34: Dimensionnement des engrenages	59
Figure 35: Forces exercées entre les roues	62
Figure 36 : Efforts sur chaque roue	62
Figure 37: Schéma bloc de la pompe à engrenage	63
Figure 38: Schéma bloc de la pompe	64
Figure 39: Schéma bloc de système complet	65
Figure 40: Coefficient du mode de fixation	69
Figure 41: Abaque des caractéristiques théoriques pompe / moteur.	77
Figure 42: choix du moteur électrique.	80
Figure 43 : Pompe à engrenage a denture externe	81
Figure 44: fiche technique des caractéristiques de la pompe	82
Figure 45 : Pompe a engrenage	88
Figure 46 : vitesse de la pompe à 30 Hz	98
Figure.47 : Débit de la pompe à 30 Hz	99

Références bibliographiques

- [1] POMPE_ET_MOTEUR_HYDRAULIQUE.pdf Conception et maintenance.
Sami REKIK.
- [2] Dossier technique -plans Pompe hydraulique de moteur drone diesel
- [3] Pompes et moteurs par Louis MARTIN
Ingénieur de l'École nationale supérieure d'hydraulique de Grenoble
Chef du service Prospective de Poclain Hydraulics
- [4] <http://www.jtekt-hpi.com/fr/products/les-pompes/>
- [5] Formation TOTAL: MAINTENANCE MECANIQUE LES POMPES
Manuel de formation EXP-MN-SE090-FR
- [6] YOUNES. R, « Pompes ». www.ryounes.net, 2005/2006
- [7] les pompe a engrenage PDF . Centre de Perfectionnement Francis Monnoyeur
- [8] LIACHEV A .PROCHEURE DE COUR ,ASPECT PRATIQUE
D'APPLICATION DES MACHINE –OUTILS A COMMANDE NUMERIQUE .ANNABA
- 1984