

N° d'ordre : M...../GM/2023

# MEMOIRE DE FIN D'ETUDE MASTER ACADEMIQUE

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Construction mécanique

*Thème*

CONCEPTION D'UNE TRANSMISSION HYBRIDE SYNCHRONE  
DANS UN MOTEUR A COMBUSTION INTERNE

Présenté par :

❖ AMMAR ELBACHIR MOHAMED

❖ BELLAOURI ZOUHEIR

*Soutenu le 25/06/2023 devant le jury composé de :*

Président	Pr. R. Zenasni	Université de Mostaganem UMAB
Examineur	M. M. Benaissa	Université de Mostaganem UMAB
Encadreur	Dr. M. Bendoukha	Université de Mostaganem UMAB

Année Universitaire : 2022 / 2023



## RESUME

تتمحور هذه المذكرة حول فكرة تصميم نظام نقل هجين متزامن بين العمود المرفقي وعمود الحدبات في محرك احتراق داخلي ، حيث سيعمل على النحو التالي:  
حزام مسنن يستخدم لنقل حركة العمود المرفقي إلى بكرة وسيطة ، بينما يتم استخدام سلسلة نقل لربط هذه البكرة الوسيطة بعمود الكامات.

Dans cette mémoire, nous présentons l'idée de concevoir un système de transmission hybride synchrone entre le vilebrequin et l'arbre à cames dans un moteur à combustion interne, Où cela fonctionnera comme suit :

Une courroie crantée utilisée pour transmettre le mouvement du vilebrequin à une poulie intermédiaire, tandis qu'une chaîne de transmission est utilisée pour relier cette poulie intermédiaire à l'arbre à cames.

In this thesis, we present the idea of designing a synchronous hybrid transmission system between the crankshaft and the camshaft in an internal combustion engine, where it will work as follows:

A toothed belt used to transmit the movement of the crankshaft to an intermediate pulley, while a transmission chain is used to connect this intermediate pulley to the camshaft.

### **Mots clés:**

Conception, Transmission de puissance, courroie, chaine, poulie.

## **REMERCIEMENTS**

En premier lieu, nous tenons de remercier le bon Dieu de nous avoir donné la foi, la force et le courage pour réaliser ce travail dans de bonnes conditions.

En second lieu, nous présentons également à cette occasion nos chaleureux remerciements à notre encadreur Dr. BENDOUKHA.M pour l'aide honorable et infatigable qu'il nous a apporté en acceptant de superviser et de suivre notre travail et pour les conseils et les précieuses orientations.

Nous adressons nos profonds remerciements aux membres du jury : Pr. R. ZENASNI et M. M. BENAÏSSA , pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre recherche en acceptant d'examiner notre travail et de l'enrichir par leurs propositions.

Enfin, Nous tenons également à remercier tous les enseignants du département de génie mécanique pour leurs disponibilités, suggestions et encouragements. Que tout le personnel et les étudiants de département de génie mécanique de l'université de Mostaganem trouvent nos sincères remerciements.

## Sommaire

Introduction générale.....	11
Chapitre I.....	13
I.1. Généralités d'un moteur à combustion interne : .....	14
I.2.vilebrequin : .....	15
I.3. l'arbre à cames : .....	16
I.4.Le système de distribution dans un moteur à combustion interne: .....	17
I.5. La courroies de transmission : .....	19
I.5.1.Les types de courroies : .....	19
I.5.2.Matériaux des courroies : .....	21
I.5.3.Les avantages et les inconvénients de la courroie : .....	22
Remarque : .....	22
I.6.Chaine de transmission : .....	23
I.6.1.Les différents types de chaines de transmission : .....	24
I.6.2.Les avantages et les inconvénients de la chaine de transmission : .....	26
I.7.Conclusions : .....	27
Chapitre II.....	28
II.1.Conception d'une transmission hybride synchrone : .....	30
La Conception de la poulie intermédiaire : .....	30
II.1. choix et calculs des roulements: .....	33
II.1.2.Charge dynamique équivalente: .....	35
Durée de vie L10 : .....	36
Facteur de sécurité $F_s$ : .....	39
II.13.Conclusion : .....	39
Chapitre III .....	40
III.1. choix et calculs de la courroie : .....	41

III.2.Moteur RENAULT Kangoo 1.5 DCI : .....	41
III.2.1.Les données du système de distribution du moteur (RENAULT kangoo 1.5 DCI ) : .....	42
III.3.Les calculs de la courroie : .....	42
III.3.1.Détermination du Facteur de service k :.....	42
III.3.2.La puissance effective : .....	42
III.3.3.Le rapport de vitesse :.....	43
III.3.4.La vitesse linéaire de la courroie crantée :.....	43
III.3.5.Le choix du type de la courroie :.....	44
III.3.6. longueur de la courroie synchrone : .....	45
III.3.7. longueur primitive de la courroie synchrone : .....	46
III.4.Angle enroulement: .....	46
III.5.Matériau de la courroie : .....	47
III.6.Sollicitations subies par la courroie : .....	47
III.6.1Force tangentielle :.....	47
III.6.2.Contrainte de traction : .....	48
III.6.3.Contrainte due à la force centrifuge : .....	48
III.6.4.Contrainte de flexion de la courroie:.....	49
III.6.5.Contrainte maximale de la courroie : .....	49
III.7. choix et calculs de la chaine :.....	50
III.7.1 Matériau de la chaine :.....	50
III.7.2.Vitesse linéaire de la chaîne. ....	52
III.7.3.Calcul de la longueur de la chaine :.....	52
III.8. Efforts exercés sur la chaine : .....	52
III.8.1.Force tangentielle:.....	53
III.9.Sollicitations de la chaine : .....	53

III.10.Effort de traction globale : .....	53
III.10.1.Effort de traction principale :.....	53
III.10.2.Effort de traction du l'effet centrifuge: .....	53
III.10.3.Effort globale de traction dans la chaine :.....	54
III.11.Contraintes dans les maillons :.....	54
III.11.1.Contrainte de traction : .....	54
III.11.2 .Contrainte de cisaillement de l'axe du maillon :.....	54
III.12.La lubrification :.....	55
III.12.1.Choix du lubrifiant :.....	55
III.12.2.Le rôle de la lubrification : .....	56
II.13.Conclusion : .....	57
CHAPITRE IV : .....	58
IV.1.Comparaison entre la transmission par la courroie et par la chaine : .....	59
IV.2.Les donnees de la courroie et chaine :.....	60
IV.3.Conclusion.....	58
Conclusion générale.....	59
Bibliographie.....	60

## Liste de figures

Figure.1.Moteur à combustion interne.....	14
Figure.2.Vilebrequin .....	15
Figure 3.L'arbre à cames .....	16
Figure 4.Distribution entre le vilebrequin et l'arbre à came .....	19
Figure 5.Courroie en V.....	20
Figure.6.Courroie synchrone.....	20
Figure 7.Courroies trapézoïdales .....	21
Figure 8.Courroies plates .....	21
Figure 9.Chaine de transmission.....	23
Figure.10.Chaine à rouleaux .....	24
Figure.11.Chaine à double rouleaux .....	24
Figure.12.Chaine silencieuse .....	25
Figure 13.Chaîne à joints toriques .....	25
Figure 14.Chaîne à maillons en acier inoxydable.....	26
Figure 15.shéma de système de transmission .....	29
Figure.16.Le système de transmission hybride synchrone.....	30
Figure 17.Nomenclature du système de distribution .....	31
Figure 18.Système de transmission intermédiaire .....	32
Figure 19.Nomenclature de la poulie.....	33
Figure.20.schéma de la poulie intermédiaire .....	34
Figure 21.gamme de puissances admissibles.....	44
Figure.22.dimensions des principales courroie crantées .....	45
Figure.23. Angle d'enroulement .....	46
Figure.24. Abaques relative aux chaines de type B (source SEDIS) .....	50
Figure.25.Dimension normalisée des chaines ordinaires à deux rangé de maillon .....	51
Figure.26.lubrification de la chaine .....	56



## Liste des symboles

$F_1$  : La force exercée par la courroie

$F_2$  : La force exercée par la chaîne

$P_d$ : Charge dynamique équivalente (N).

$F_a$  : Force axiale (N).

$F_r$  : Force radiale (N).

$X$  : coefficient radial de roulement.

$Y$  : coefficient axial de roulement.

$V$  : coefficient de mouvement des bagues.

$L_{10}$  : Durée de vie nominale en millions de tours.

$N$  : vitesse de rotation (en tr/min).

$C$  : Charge dynamique de base (en Newton).

$n$ : constante dépendant de la nature du contact.

$P_e$  : La puissance effective (KW).

$P_m$  : La puissance du moteur (KW).

$K$  : Le facteur de service.

$R_1$  : Le rapport de vitesse entre les deux pignons  $d_1$  et  $d_2$ .

$d_i$  : Diamètre de pignon intermédiaire.

$d_2$  : Diamètre de pignon de l'arbre à came.

$L$  : La longueur de la courroie synchrone.

$a$  : L'entraxe entre le pignon intermédiaire et l'arbre à came.

$L_p$  : La longueur primitive de la courroie.

$Z$  : Nombre des dents de la courroie synchrone.

$\mu$  : Coefficient de frottement.

$\sigma_{adm}$ : Contrainte admissible

$F_t$  : La force tangentielle.

$P_e$ : La puissance effective.

$\alpha_2$  et  $\alpha_1$  : L'angle enrroulement

$T_1$ : Tensions de brin tendu

$T_2$ : Tensions de brin mou

$A$  : la section en ( $mm^2$ )  
 $b$  : la largeur de la courroie en (mm)  
 $H$  : l'épaisseur de la courroie en (mm)  
 $\rho$ :Masse volumique  $KG/ m^3$   
 $V$ : vitesse tangentiel m/s  
 $E_F$ : Limite d'élasticité en  $N/mm^2$   
 $e$  : épaisseur de courroie sans les dents en mm  
Pas : le pas (mm)  
 $V$  : Vitesse linéaire (m/s).  
 $N$  : Vitesse de rotation du pignon moteur (tr/mn).  
 $d_1$  : Diamètre du pignon vilebrequin.  
 $L$  : la longueur de la chaine (mm).  
 $Z_1$ : Nombre des dents du pignon du vilebrequin.  
 $Z_i$  : Nombre des dents du pignon intermédiaire.  
 $T_p$ : Effort de traction principale en (N).  
 $T_{ce}$  : Effort de traction de l'effet centrifuge en (N).  
 $T_{ca}$ : Effort de traction de l'effet caténaire en (N).  
 $T_g$ : Effort globale de traction dans la chaine en (N)  
 $m$  : la masse linéique (kg /m)  
 $S$  : la section des plaques sollicitées en traction.  
 $\sigma_e$  : La contrainte de limite élastique  
 $\tau_{pg}$ : Contrainte tangentielle pratique du matériau ( $N/mm^2$  )  
 $d'$  : Diamètre de l'arbre (mm).  
 $\sigma_{adm}$  : La contrainte admissible MPa.  
 $M_f$ : Moments de flexion.

## **Introduction générale**

Le système de transmission du mouvement entre le vilebrequin et l'arbre à came dans un moteur à combustion interne est crucial pour assurer le bon fonctionnement du moteur. Cependant, ce système est souvent confronté à des problèmes tels que l'usure, la fatigue des matériaux, les pertes d'énergie etc. Comment pouvons-nous optimiser la conception de ce système de transmission pour minimiser ces problèmes et améliorer les performances du moteur. Ce mémoire explore ces questions en examinant les défis actuels et les solutions potentielles pour le système de transmission du mouvement entre le vilebrequin et l'arbre à came dans un moteur à combustion interne.

Le problème de mémoire dont vous parlez peut avoir un impact sur la transmission du mouvement entre le vilebrequin et l'arbre à came dans un moteur à combustion interne. Plus précisément, il peut affecter la synchronisation entre les deux arbres, qui est essentielle pour assurer le bon fonctionnement du moteur.

La conception d'une transmission synchrone à courroie et chaîne dans ce moteur implique une prise en compte minutieuse de chaque composant, y compris la sélection précise des matériaux, la géométrie et la cinématique de transmission. Cela nécessite une expertise technique et une connaissance approfondie des mécanismes de transmission.

Dans cette optique, cette introduction se propose de présenter les principes de base de la conception d'une transmission synchrone à courroie et chaîne entre le vilebrequin et l'arbre à came dans un moteur à combustion interne, ainsi que les avantages et les défis associés à cette conception.

L'utilisation d'une transmission hybride (courroie et chaîne) pour la synchronisation dans la transmission entre le vilebrequin et l'arbre à came est une approche intéressante pour améliorer la performance et la fiabilité du système de transmission. Les courroies sont connues pour leur faible niveau de bruit et de vibrations, ainsi que pour leur capacité à absorber les chocs et les charges

dynamiques. Les chaînes, quant à elles, sont plus résistantes et plus durables que les courroies, mais peuvent être plus bruyantes et causer des vibrations.

En utilisant une combinaison de courroies et de chaînes, il est possible de tirer parti des avantages des deux technologies et de minimiser leurs inconvénients.

Cependant, l'utilisation d'une transmission hybride nécessite une conception précise et une maintenance régulière pour éviter les problèmes de désalignement, de glissement et d'usure prématurée. De plus, il peut être nécessaire d'utiliser des matériaux spécifiques et des techniques de fabrication pour garantir la compatibilité et la durabilité des composants de transmission.

Il s'agit d'effectuer un dimensionnement propre à un moteur que nous avons choisi et avoir toutes ces caractéristiques seront présentées à l'intérieur du mémoire.

L'objet de notre travail est de concevoir une transmission hybride composée d'une chaîne et d'une courroie qui doivent être synchrones et fournissant les bons sens de rotation ainsi que le bon rapport de transmission.

Pour mener ce travail nous l'avons scindé en plusieurs chapitres. Le premier va être consacré sur une description du système de distribution d'un moteur à combustion interne, puis présenter les spécificités de la transmission qui doit être synchrone afin d'assurer une distribution adéquate. Le deuxième englobera la Conception du système de transmission. Le troisième chapitre consacré sur le dimensionnement des éléments de transmission adoptés

Le quatrième quant à lui-même pour faire une étude comparative entre les deux systèmes et les avantages du système hybride.

**CHAPITRE I**

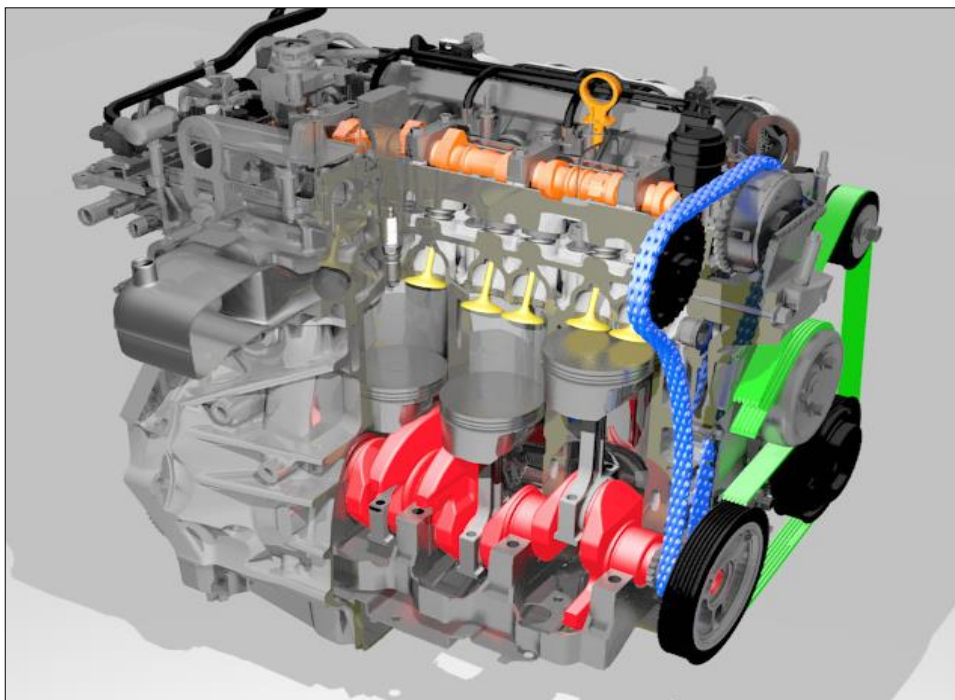
**DESCRIPTION DU SYSTÈME DE DISTRIBUTION  
D'UN MOTEUR À COMBUSTION INTERNE**

### **I.1. Généralités d'un moteur à combustion interne :**

Afin de faire connaissance avec le système de distribution nous allons à priori donner des généralités sur le moteur à combustion interne. C'est un mécanisme qui utilise la combustion d'un carburant pour produire de l'énergie mécanique qui peut être utilisée pour faire fonctionner une machine, généralement une automobile, un bateau...etc. Il existe plusieurs types de moteurs à combustion interne, notamment les moteurs à essence et les moteurs diesel.

Les moteurs à essence utilisent une bougie d'allumage pour enflammer le mélange air-carburant, tandis que les moteurs diesel utilisent la chaleur de la compression pour enflammer le carburant.

Les moteurs à combustion interne utilisent une série d'explosions contrôlées à l'intérieur d'une chambre de combustion pour pousser un piston qui entraîne le vilebrequin et l'arbre à cames et finalement les roues ou les hélices.



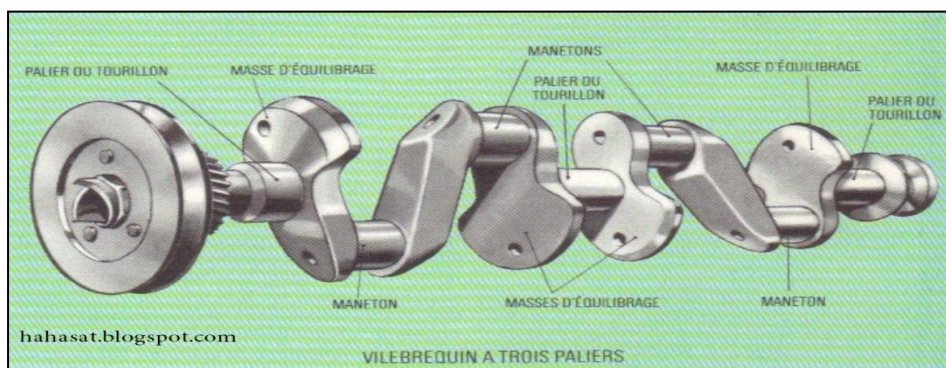
**Figure.1.**Moteur à combustion interne [4]

La Figure.1 c'est un moteur qui met en évidence les éléments qui nous intéressent. Il s'agit ici d'une chaîne de distribution (en bleu) qui n'est pas à confondre avec la courroie accessoire que j'ai mise en vert. La chaîne est reliée à l'arbre à cames (orange) et le vilebrequin (rouge). L'arbre à cames fait bouger les soupapes (jaune) et le vilebrequin anime les bielles/pistons (que j'ai laissés en gris). Vous noterez ici qu'il s'agit d'une moteur avec deux arbres à cames même si il n'y en a qu'un seul qui est visible (l'autre a disparu car il empêchait de voir l'intérieur du moteur, il s'agit en effet ici d'une découpe).

## **I.2.Vilebrequin :**

Le vilebrequin est un élément clé d'un moteur à combustion interne. C'est un arbre rotatif qui convertit le mouvement linéaire du piston en mouvement rotatif. Le vilebrequin est relié aux pistons par des bielles, qui transmettent la force du piston au vilebrequin. Il est généralement composé d'un arbre central avec des manetons qui se projettent à des angles spécifiques pour se connecter aux bielles des pistons. Le mouvement rotatif du vilebrequin est utilisé pour entraîner d'autres composants du moteur, tels que la transmission, la pompe à eau, la pompe à huile et l'arbre à cames.

La forme et la taille des manetons du vilebrequin sont importantes car elles déterminent la course du piston et la quantité de puissance produite par le moteur. Plus la course du piston est longue, plus la puissance est élevée.



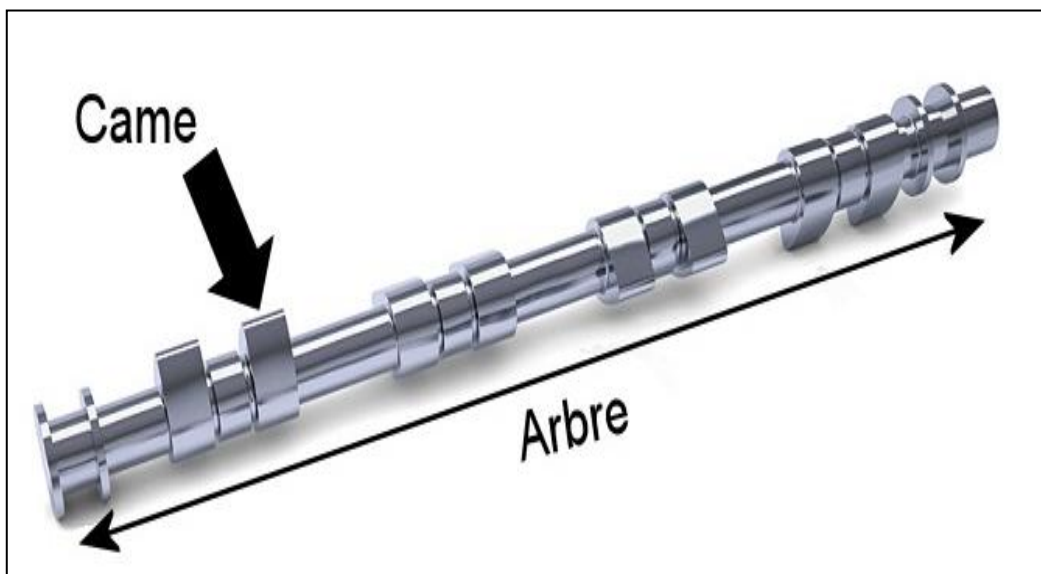
**Figure.2.Vilebrequin [5]**

### **I.3. l'arbre à cames :**

L'arbre à cames est un composant important d'un moteur à combustion interne. Il est responsable de l'ouverture et de la fermeture des soupapes d'admission et d'échappement du moteur, ce qui permet la circulation de l'air et du carburant dans le moteur et l'évacuation des gaz d'échappement.

L'arbre à cames est un arbre rotatif qui est entraîné par le vilebrequin via une chaîne de distribution ou une courroie crantée. Il comporte des cames, qui sont des lobes en forme de cône, qui agissent sur les poussoirs des soupapes pour les ouvrir et les fermer à des moments précis. Les cames ont une forme spécifique qui est conçue pour fournir la bonne quantité d'ouverture de soupape et de durée pour optimiser la performance du moteur.

Il peut également être équipé d'un système de réglage de la distribution pour ajuster la synchronisation de l'ouverture et de la fermeture des soupapes. Cela permet d'optimiser davantage la performance et l'économie de carburant du moteur.



**Figure 3.**L'arbre à cames [4]



#### **I.4. Le système de distribution dans un moteur à combustion interne:**

Le système de distribution dans un moteur est responsable de la gestion du mouvement des soupapes d'admission et d'échappement. Il garantit que les soupapes s'ouvrent et se ferment au bon moment et de manière synchronisée avec les mouvements du piston. Le système de distribution comprend généralement les composants suivants :

- 1) Arbre à cames : Il est entraîné par le vilebrequin du moteur à travers une courroie de distribution et une chaîne de distribution ou des engrenages de distribution. Les cames de l'arbre à cames contrôlent l'ouverture et la fermeture des soupapes.
- 2) Soupapes : Les soupapes d'admission et d'échappement sont des vannes qui contrôlent le flux d'air/carburant frais entrant dans la chambre de combustion et le flux de gaz d'échappement sortant de la chambre de combustion. Les soupapes sont ouvertes et fermées par les cames de l'arbre à cames.
- 3) Ressorts de soupape : Les soupapes sont maintenues fermées par des ressorts de soupape. Ces ressorts permettent de maintenir la pression nécessaire pour garantir une fermeture hermétique des soupapes lorsque celles-ci ne sont pas en phase d'ouverture.
- 4) Poussoirs/tiges de culbuteur : Dans certains moteurs, les cames de l'arbre à cames agissent directement sur les soupapes via des tiges de culbuteur ou des poussoirs. Ces composants transmettent le mouvement de l'arbre à cames aux soupapes.

Dans la plupart des moteurs, l'arbre à came est entraîné par le vilebrequin à l'aide d'une chaîne ou d'une courroie crantée, qui est maintenue tendue par un tendeur de courroie.

L'alignement précis de l'arbre à came par rapport au vilebrequin est important pour que les cames actionnent les soupapes au moment approprié. Les soupapes doivent s'ouvrir et se fermer à des moments précis pour permettre au mélange air-carburant d'entrer dans le cylindre et pour évacuer les gaz d'échappement. Si l'arbre à came n'est pas aligné correctement, les soupapes peuvent s'ouvrir et se fermer trop tôt ou trop tard, ce qui peut entraîner des pertes de puissance et des dommages au moteur

Le rapport de transmission dans un moteur à combustion interne se réfère généralement à la relation entre la vitesse de rotation du vilebrequin et la vitesse de rotation de l'arbre à cames. Le rapport de transmission est déterminé par la configuration de l'arbre à cames et peut varier en fonction des spécifications du moteur. Le rapport de transmission peut être fixe ou variable, selon le système de distribution utilisé.

Le sens de rotation dans la plupart des moteurs à combustion interne est généralement dans le sens des aiguilles d'une montre (lorsque vous regardez le moteur de face). Cependant, il existe des exceptions à cette règle, notamment dans certains moteurs rotatifs ou dans des applications spécifiques.

La synchronisation du système de distribution est essentielle pour assurer le bon fonctionnement du moteur. Elle garantit que les soupapes s'ouvrent et se ferment au bon moment par rapport à la position du piston. Une synchronisation incorrecte peut entraîner des problèmes de performance, une baisse de la puissance du moteur, une usure prématurée des soupapes ou d'autres dommages internes. La synchronisation est généralement réglée en alignant des repères spécifiques sur l'arbre à cames et le vilebrequin selon les spécifications du fabricant du moteur.

La transmission du mouvement de rotation est assurée par une chaîne de transmission ou une courroie crantée, qui est fixée à des pignons montés sur l'arbre à cames et le vilebrequin.

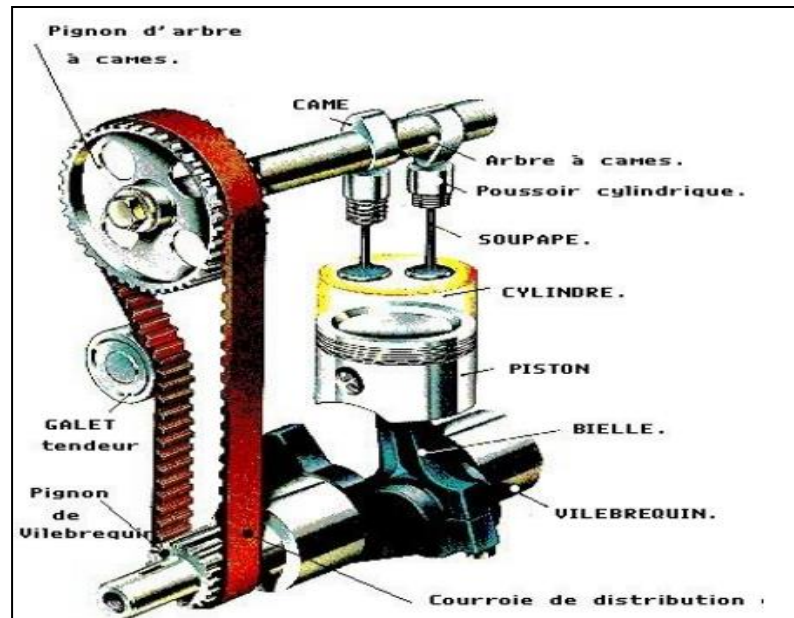


Figure 4. Distribution entre le vilebrequin et l'arbre à came [3]

### I.5. La courroie de transmission :

Les courroies sont des éléments de transmission de puissance qui sont utilisés pour transmettre le mouvement et le couple entre deux arbres parallèles en rotation. Elles sont largement utilisées dans les machines et équipements industriels, les automobiles et les motos, ainsi que dans les appareils électroménagers.

#### I.5.1. Les types de courroies :

Il existe plusieurs types de courroies, chacune ayant ses propres avantages et inconvénients. Les types de courroies les plus couramment utilisés sont les courroies en V, les courroies synchrones, les courroies trapézoïdales et les courroies plates.

##### ❖ Les courroies en V :

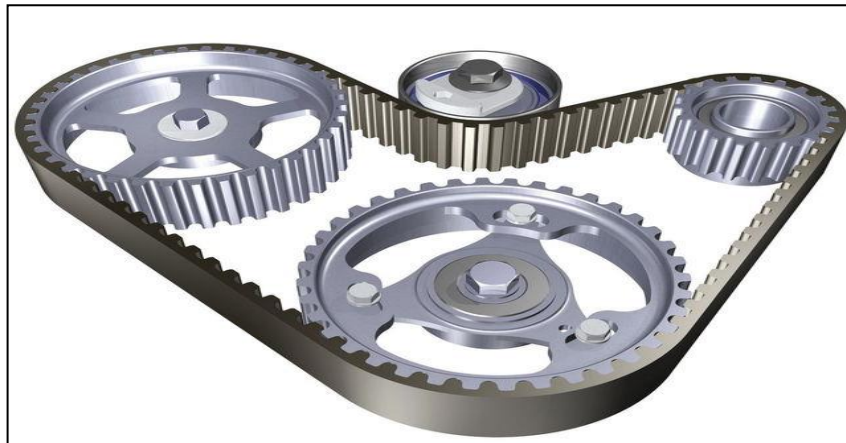
Les courroies en V sont des courroies qui ont une forme de V lorsqu'elles sont vues de côté. Elles sont principalement utilisées pour la transmission de puissance dans les voitures et les équipements industriels, car elles ont une grande capacité de transmission de couple.



**Figure 5.**Courroie en V [11]

❖ **Les courroies synchrones :**

Les courroies synchrones sont utilisées dans les applications où une transmission de puissance précise et fiable est nécessaire.



**Figure.6.**Courroie synchrone [12]

❖ **Les courroies trapézoïdales :**

Les courroies trapézoïdales sont similaires aux courroies en V, mais avec une section transversale trapézoïdale. Elles sont principalement utilisées pour les petites applications, telles que les appareils électroménagers.



**Figure 7.**Courroies trapézoïdales [18]

❖ **Les courroies plates :**

Les courroies plates sont des courroies avec une section transversale plate. Elles sont principalement utilisées dans les applications légères et les machines-outils.



**Figure 8.**Courroies plates [13]

**I.5.2. Matériaux des courroies :**

Les courroies peuvent être fabriquées à partir de différents matériaux, notamment du caoutchouc, du cuir, de la toile et des matériaux synthétiques. Elles peuvent également être renforcées avec des fibres, telles que des fibres de verre ou de kevlar, pour améliorer leur résistance à l'usure et leur durabilité.

### **I.5.3. Les avantages et les inconvénients des courroies :**

Les courroies ont plusieurs avantages et inconvénients, en fonction de l'application pour laquelle elles sont utilisées. Voici quelques-uns des avantages et inconvénients les plus courants des courroies :

➤ **Les Avantages :**

- Les courroies sont relativement peu coûteuses à fabriquer et à installer par rapport aux autres méthodes de transmission de puissance.
- Elles sont relativement silencieuses pendant le fonctionnement et ne nécessitent pas de lubrification constante.
- Les courroies peuvent être utilisées pour transmettre la puissance sur de longues distances.
- Elles peuvent être utilisées pour transmettre la puissance entre des arbres qui ne sont pas parfaitement alignés.

➤ **Les Inconvénients :**

- Les courroies peuvent glisser lorsqu'elles sont soumises à une charge trop importante, ce qui peut entraîner une perte de puissance.
- Elles ont une durée de vie limitée et doivent être remplacées régulièrement.
- Les courroies peuvent s'user prématurément si elles sont exposées à des conditions environnementales difficiles, telles que l'humidité ou la chaleur extrême.
- Les courroies ont une efficacité de transmission de puissance inférieure à celle d'autres méthodes, comme les engrenages.

**Remarque :**

Il est important de prendre en compte ces avantages et inconvénients lors du choix d'une courroie pour une application particulière. Le choix de la courroie dépendra de nombreux facteurs, telle que la puissance requise, la distance de transmission, la précision requise et les conditions environnementales.

Dans la mesure qu'une partie de notre système de transmission sera assuré par une chaîne, nous allons dans ce qui suit étayer cet élément de machine.

### I.6.Chaines de transmissions :

La chaîne de transmission est un ensemble de pièces mécaniques qui transmettent la puissance d'un moteur à un arbre de sortie, tel qu'un arbre de transmission ou une roue. Elle est composée d'une chaîne qui relie deux pignons ou engrenages, un pignon d'entrée et un pignon de sortie, pour transmettre la rotation.

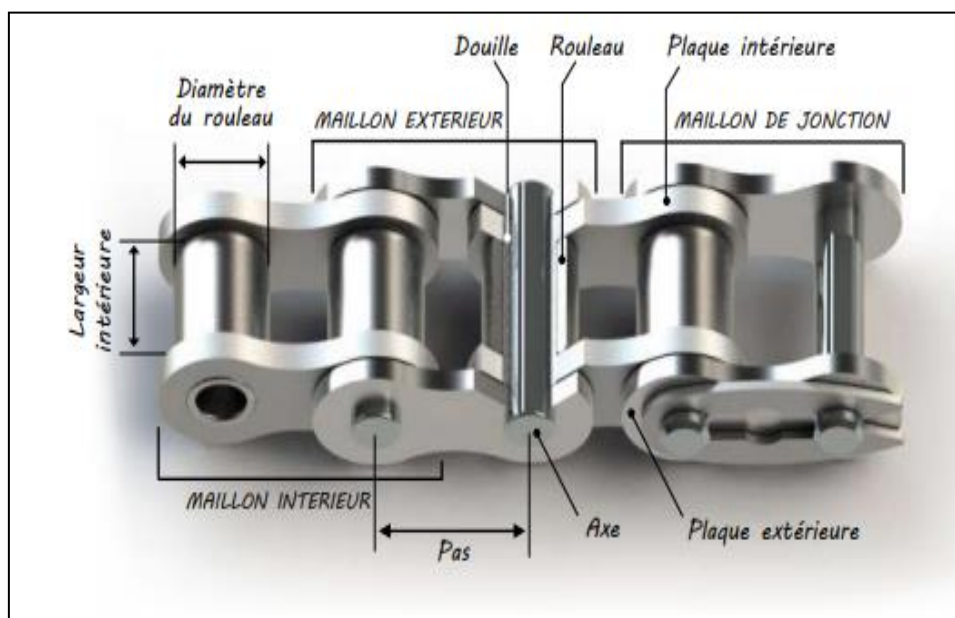


Figure 9.Chaine de transmission [14]

La chaîne de transmission est un élément clé du système de transmission de puissance et joue un rôle important dans la performance de la machine ou du véhicule. Elle doit être correctement dimensionnée pour la puissance et la charge de travail à transmettre, et doit être maintenue régulièrement pour assurer sa durabilité et son efficacité.

Les chaînes sont généralement composées de maillons métalliques reliés entre eux par des broches. Les maillons ont une forme spécifique qui leur permet de s'emboîter les uns dans les autres, formant ainsi une chaîne continue. La chaîne est ensuite montée sur des pignons, qui ont des dents correspondantes pour s'engager dans les maillons de la chaîne et transmettre la rotation.

### **I.6.1. Les différents types de chaînes de transmission :**

Il existe plusieurs types de chaînes de transmission, chacun ayant ses propres caractéristiques et utilisations spécifiques. Voici les principaux types de chaînes de transmission.

#### **❖ Chaînes à rouleaux :**

Cette chaîne est similaire à la chaîne simple, mais elle a des rouleaux sur les broches pour minimiser la friction et l'usure. Elle est couramment utilisée dans les machines industrielles et les motos.



**Figure.10.**Chaîne à rouleaux [15]

#### **❖ Chaînes à double rouleaux :**

Cette chaîne est similaire à la chaîne à rouleaux, mais elle a deux rangées de rouleaux pour augmenter la capacité de charge et la durabilité. Elle est couramment utilisée dans les équipements lourds et les transmissions de puissance à haute résistance.



**Figure.11.**Chaîne à double rouleaux [16]



❖ **Chaînes silencieuses :**

Ce type de chaîne a des maillons en forme de trapèze et des dents sur les pignons qui s'emboîtent en douceur pour minimiser le bruit. Elle est couramment utilisée dans les équipements de précision tels que les machines-outils.



**Figure.12.**Chaîne silencieuse [17]

❖ **Chaînes à joints toriques :**

Cette chaîne a des joints toriques en caoutchouc pour maintenir la lubrification à l'intérieur de la chaîne, minimisant ainsi l'usure et prolongeant la durée de vie. Elle est couramment utilisée dans les motos et les équipements lourds.



**Figure 13.**Chaîne à joints toriques [19]

❖ **Chaînes à maillons en acier inoxydable :**

Cette chaîne est faite en acier inoxydable pour résister à la corrosion et est couramment utilisée dans les environnements humides ou corrosifs.



**Figure 14.**Chaîne à maillons en acier inoxydable [20]

Le choix du type de chaîne dépend de la puissance et de la charge de travail requis, des conditions d'utilisation et des exigences de l'application.

### **I.6.2. Les avantages et les inconvénients des chaînes de transmission :**

La chaîne de transmission présente des avantages et des inconvénients, selon les exigences de l'application. Voici une liste non exhaustive des avantages et des inconvénients de la chaîne de transmission :

#### **➤ Les avantages :**

- Efficacité élevée : la chaîne de transmission est capable de transmettre la puissance avec une efficacité élevée, en minimisant les pertes de puissance.
- Capacité de charge élevée : la chaîne de transmission peut supporter des charges élevées, ce qui en fait un choix idéal pour les applications qui nécessitent une transmission de puissance robuste.
- Durabilité : la chaîne de transmission est généralement construite pour durer longtemps, avec des matériaux résistants à l'usure et à la corrosion.
- Le synchronisme entre les mouvements moteur et récepteur lié à l'impossibilité de glissement au contact (chaîne---pignons).
- Facilité de maintenance : la chaîne de transmission est facile à entretenir, avec des besoins de lubrification et d'inspection réguliers pour assurer sa durabilité.

➤ **Les inconvénients :**

- Bruit : la chaîne de transmission peut être bruyante, ce qui peut être un inconvénient dans certaines applications.
- Entretien régulier : la chaîne de transmission nécessite un entretien régulier pour assurer sa durabilité et son efficacité.
- Tension de la chaîne : la tension de la chaîne doit être correctement ajustée pour éviter l'usure prématurée des maillons de la chaîne.
- Taille et poids : la chaîne de transmission peut être plus grande et plus lourde que d'autres méthodes de transmission de puissance, ce qui peut être un inconvénient dans certaines applications.
- Glissement de la chaîne : la chaîne de transmission peut glisser ou se déloger des pignons si elle est mal installée ou si la tension n'est pas correctement ajustée.

En résumé, la chaîne de transmission présente des avantages et des inconvénients, selon les exigences de l'application. Elle est généralement efficace, durable et économique, mais nécessite un entretien régulier et peut être bruyante ou encombrante dans certaines situations

**I.7.Conclusions :**

En tenant compte de la configuration demandée dans notre projet qui consiste en une partie supérieure de cette transmission assurée par courroie et l'autre assurée par une chaîne, nous avons développé dans ce présent chapitre la théorie relative au 2 systèmes de transmission assurant la distribution.

**CHAPITRE II**  
**CONCEPTION DU SYSTÈME**  
**DE TRANSMISSION**

Dans ce présent chapitre nous allons présenter la conception hybride et synchrone de la partie assurée par la courroie et la partie assurée par la chaîne ainsi que la conception de la poulie intermédiaire entre le vilebrequin et l'arbre à cames.

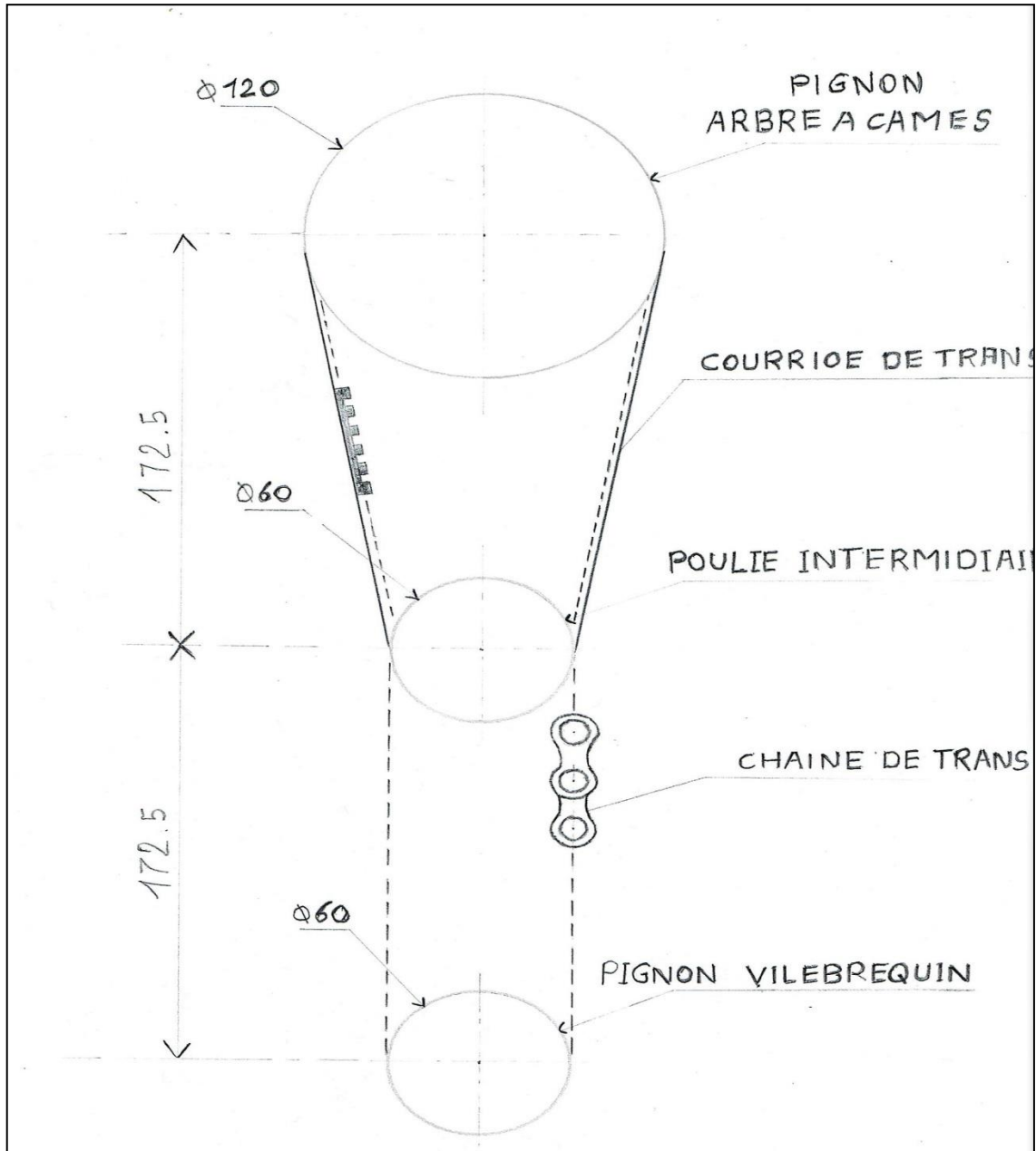


Figure 15. schéma de système de transmission

## II.1. Conception d'une transmission hybride synchrone :

Pour une conception d'un système de transmission pour le mouvement entre le vilebrequin et l'arbre à cames dans un moteur à combustion interne, deux options courantes sont la courroie de distribution et la chaîne de distribution.

L'idée de conception que nous avons faite est basée sur l'intégration de ces deux technologies

Dans cette conception, une chaîne de transmission utilisée pour transmettre le mouvement du vilebrequin à une poulie intermédiaire, tandis qu'une courroie crantée est utilisée pour relier cette poulie intermédiaire à l'arbre à cames. Cette combinaison permet de bénéficier à la fois de la légèreté et de la facilité d'installation de la courroie, ainsi que de la robustesse et de la durabilité de la chaîne de distribution.

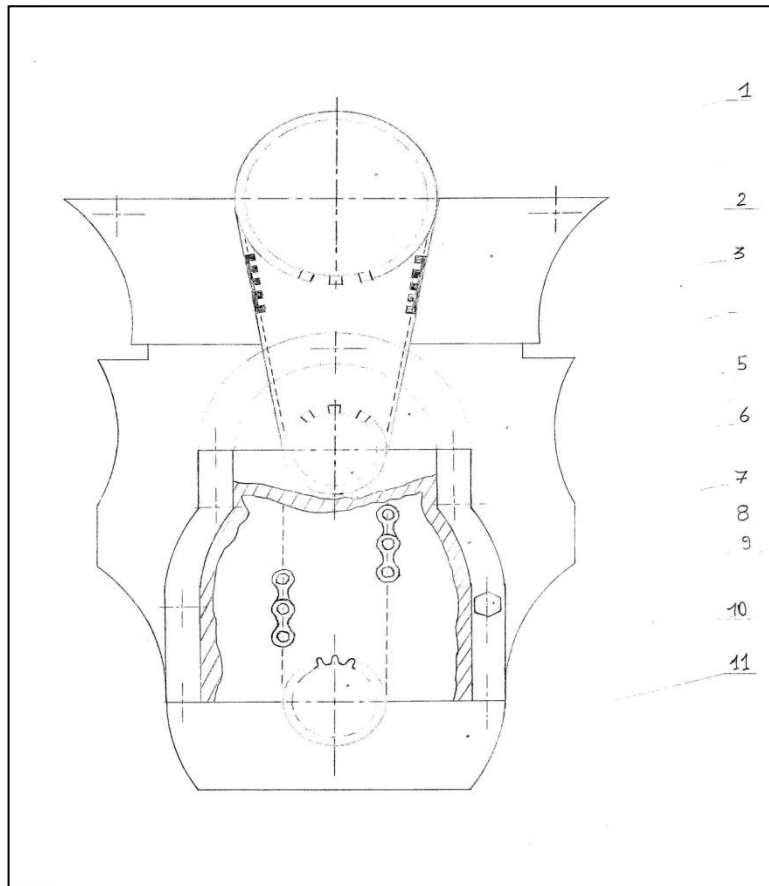


Figure.16. Le système de transmission hybride synchrone

11	1	Carter de la chaine		
10	1	Sortie de vilebrequin		
9	8	Vis de fixation		
8	1	Chaine à deux rangée	20 Mc 6	
7	1	Couvercle		
6	1	Cylindre		
5	1	Bloc moteur		
4	1	Couvercle		
3		Courroie Crantée		
2	1	Culasse		
1	1	Sortie de l'arbre à cames		
<b>REF</b>	<b>NB</b>	<b>DESIGNATION</b>	<b>MATIERE</b>	<b>OBS</b>
Echelle 1 :2		Système de distribution	Ammar Elbachir M	
-----			Bellaouari Zouheir	
PFE Master 2 GM		Univ AbdElhamid Ibn badis	Mostaganem	

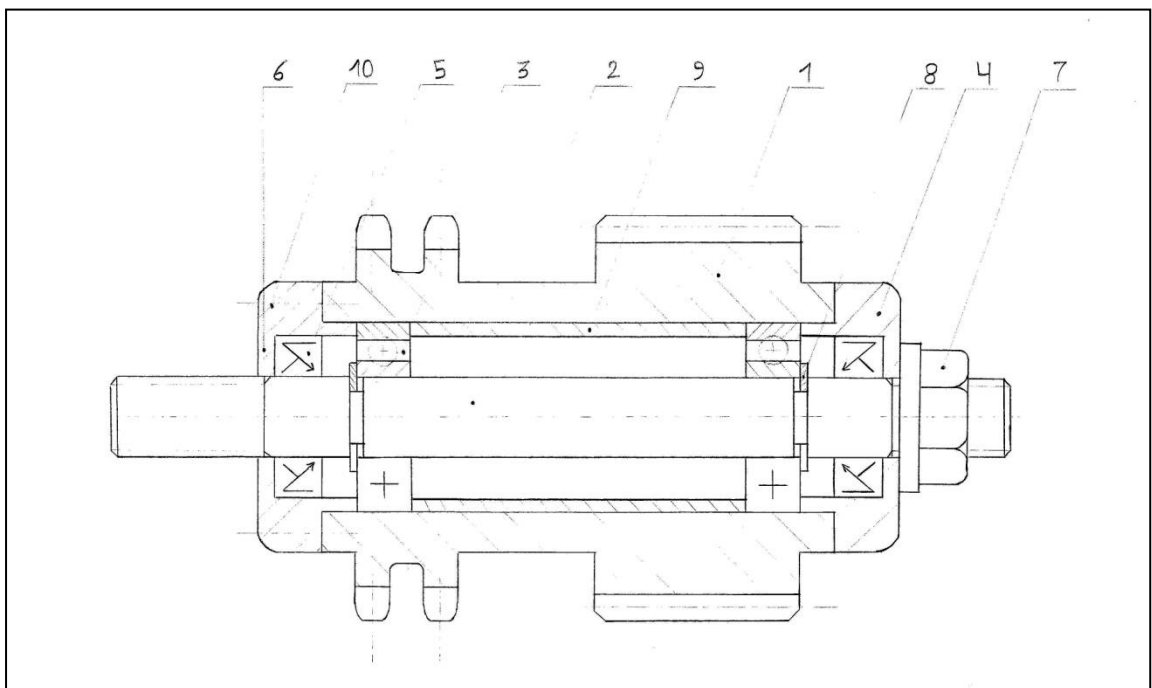
**Figure 17.**Nomenclature du système de distribution

## II.2.La Conception du système intermédiaire :

Nous avons conçu un système qui comporte à la fois une poulie dentée pour la courroie et un pignon de chaîne. C'est un mécanisme combiné utilisé dans certains systèmes de transmission de puissance. Cette proposition permet de transférer la puissance du vilebrequin à l'arbre à cames.

Ce mécanisme se compose de :

1. Un cylindre composé d'un pignon pour la courroie et d'un autre pignon pour la chaîne enveloppant l'arbre.
2. Un arbre en acier de diamètre de 12 mm fixé au bloc moteur par filetage
3. Deux roulements à une rangé de billes 28 BC 10, qui à leurs tours réalisent le guidage de l'arbre.
4. Deux couvercles en plastique empêchant la poussière de pénétrer à l'intérieur des deux roulements et contribuent à empêcher des fuites l'huile.
5. Un écrou d'étanchéité Contribuant à fixer le couvercle en plastique avec la poulie



**Figure 18.** Système de transmission intermédiaire



10	1	Vis de fixation		
9	8	Bague		
8	1	Rondelle		
7	1	Ecrou d'étanchéité		
6	1	Couvercle		
5	1	Joint		
4	1	Couvercle		
3		Roulement		28 BC 10
2	1	Arbre	35 Cr Mo 4	
1	1	Cylindre	Acier	
<b>REF</b>	<b>NB</b>	<b>DESIGNATION</b>	<b>MATIERE</b>	<b>OBS</b>
Echelle 1 :2		Poulie		Ammar Elbachir M
-----		Intermédiaire		Bellaouari Zouheir
PFE Master 2 GM		Univ AbdElhamid Ibn badis		Mostaganem

**Figure 19.**Nomenclature de la poulie

### II.3. choix et calculs des roulements :[6]

Lorsqu'il s'agit de choisir le type de roulement approprié, plusieurs facteurs doivent être pris en compte, tels que les charges, les vitesses, les contraintes environnementales et les exigences de performance. Étant donné que l'arbre utilisé dans le système de transmission intermédiaire avec un diamètre de 12 mm que nous allons vérifier plus loin, nous avons proposé des roulements à billes 28 BC 10 à une rangée de billes.

Dans la mesure où nous avons des charges modérées avec une force axiale pratiquement nulle que nous allons déterminer, nous estimons que le choix de ce type de roulements est adéquat pour notre cas.

Les calculs de roulement à billes sont utilisés pour déterminer les capacités de charge, la durée de vie et les caractéristiques de fonctionnement du roulement. Ces calculs sont importants pour s'assurer que le roulement sélectionné est adapté à l'application spécifique.

#### II.3.1.Calculs des forces radiales sur les roulements

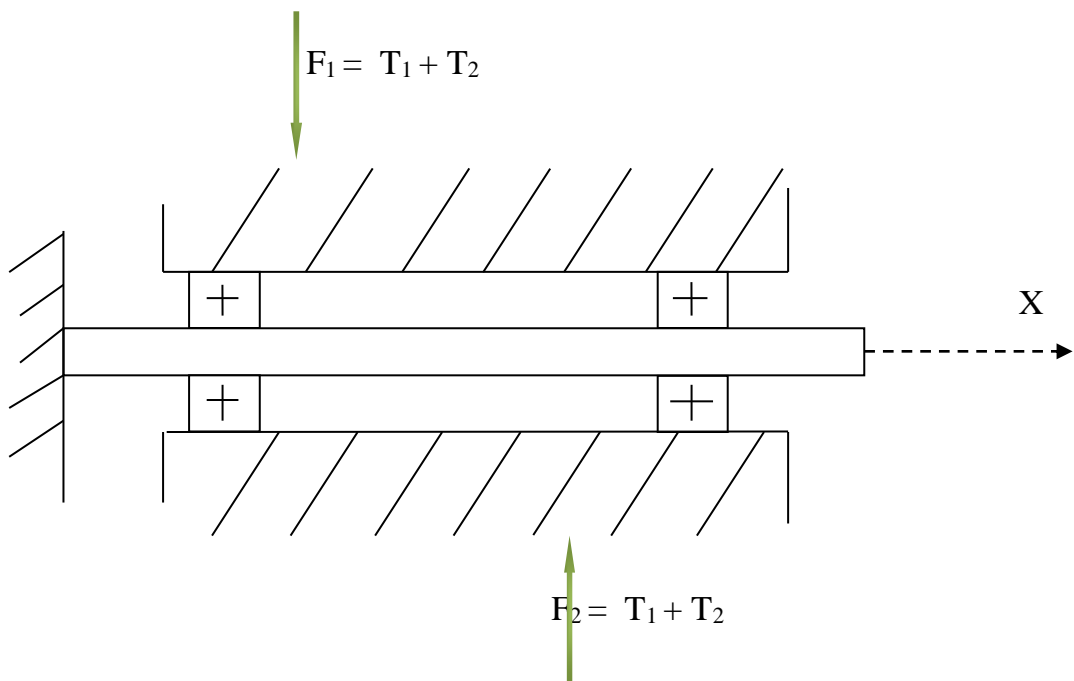


Figure.20.schéma de la poulie intermédiaire

$F_1$  : La force radiale exercée par la chaîne.

$F_2$  : La force radiale exercée par la courroie.

Dans le troisième chapitre de cette mémoire, nous avons pré-calculé les tensions  $T_1$  et  $T_2$ , plus précisément sur la page 48.

$T_1$ :Tensions de brin tendu.

$T_2$ :Tensions de brin mou.

On a :  $T_1 + T_2 = 872,89 \text{ N}$  donc :  $F_1 = F_2 = 872,89 \text{ N}$

### II.3.2.Charge dynamique équivalente $P_d$ :

Il s'agit de la charge axiale ou radiale appliquée sur le roulement, exprimée en newtons N. Pour les roulements chargée uniquement radialement  $F_a = 0$ , en prend  $P = F_r$

Et pour ceux chargés uniquement axialement  $F_r = 0$ , en prend  $P = F_a$

L'AFBMA (Anti Friction Bearing Manufacturing Association)

suggère l'équation suivante :

$$P_d = X.V.F_r + Y.F_a$$

Où :

$P_d$ :Charge dynamique équivalente (N).

$F_a$  et  $F_r$  : Force axiale et radiale (N).

X : coefficient radial de roulement.

Y : coefficient axial de roulement.

V : coefficient de mouvement des bagues :

$V = 1$  : si la BI tourne  $V = 1,2$  : si la BE tourne

Dans notre cas nous avons uniquement la charge radiale, donc  $P = V \times F_r$

$$P_d = 1,2 \times 872,89 = 1047,46 \text{ N}$$

### II.1.3.Durée de vie nominale de roulement :

Il s'agit de la durée de fonctionnement prévue d'un roulement avant qu'une certaine proportion de roulements ne présente des signes de défaillance.

La durée de vie nominale dépend de la charge, de la vitesse de rotation, de la lubrification et d'autres facteurs. Elle est généralement exprimée en nombre d'heures de fonctionnement ou en millions de tours.

$$\left[ \frac{C_{\text{catalogue}}}{P_d} \right]^3 = \left( \frac{N \times H_{10}}{33,33 \times 500} \right)$$

$$H_{10} = \left[ \frac{C_{\text{catalogue}}}{P_d} \right]^3 \times \left( \frac{33,33 \times 500}{N} \right)$$

$$H_{10} = \left[ \frac{3900}{1047,46} \right]^3 \times \left( \frac{33,33 \times 500 \times 60}{1750 \times 60} \right) = 492,17 \text{ heures}$$

L'équation ci-dessus permet de comparer les conditions réelles aux conditions normalisées stipulées par les fabricants. [6]

$$C = P_d \left[ \frac{N \times H_{10}}{33,33 \times 500} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 1047,46 \left[ \frac{1750 \times 492,17}{33,33 \times 500} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 3900 \text{ N} = 390 \text{ daN}$$

$$C = 390 \text{ daN} \leq C_{\text{catalogue}} = 390 \text{ daN}$$

Donc les roulements choisis sont vérifiés.

## II.2.choix et dimensionnements de l'arbre :

Dans toutes les installations industrielles l'arbre est un élément très essentiel, son rôle principal est la transmission de puissance et le positionnement des éléments l'un par rapport à l'autre.

Le matériau de l'arbre choisi doit avoir une résistance suffisante pour supporter les charges et les contraintes auxquelles l'arbre sera soumis.

Pour la conception que nous avons faite, nous suggérons l'acier 34CrMo4 comme matériau de l'arbre ayant :

0.34% carbone, 1% chrome, et des Traces de molybdène et limite d'élasticité  $\sigma_e=550$  MPa. Nous allons procéder aux étapes du dimensionnement de l'arbre :

Dans la mesure où l'arbre ne tourne :

Sollicitation : Flexion.

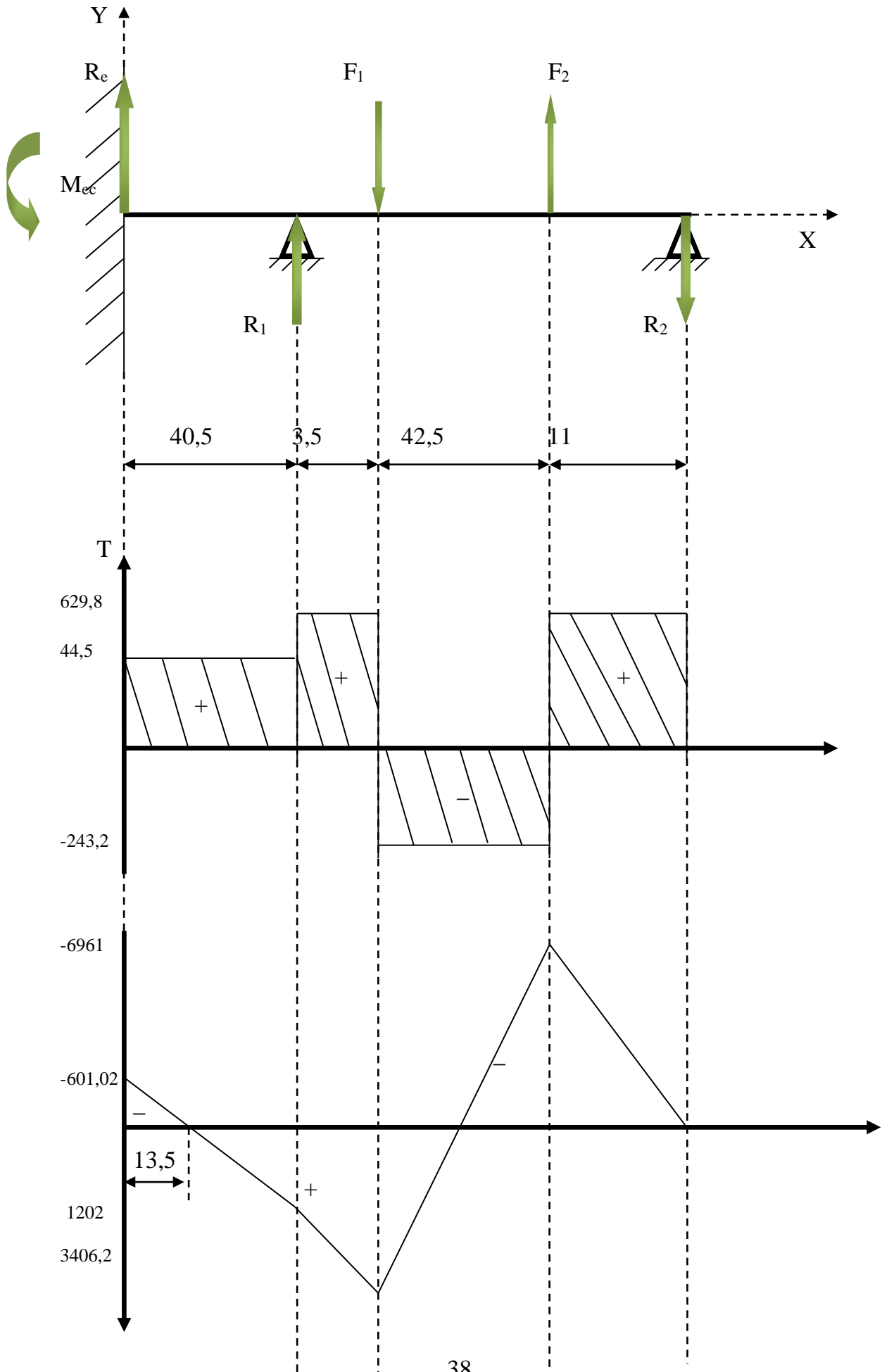
Matériau : Acier 34 Cr Mo 4.

Forme : cylindre.

**Diagramme des efforts tranchants T et le moment fléchissant  $M_f$  dans le plan OXY :**

Le nombre d'inconnues dans ce système est supérieur au nombre d'équations, et que l'on peut calculer les réactions  $R_1$ ,  $R_2$  et le moment fléchissant  $M_f$  sur le système hyperstatique ci-dessus nous avons utilisé la méthode de SLOPE DEFLIXION.

Après les calculs nous obtenons les résultats suivants :



La condition de résistance :  $\sigma_f \leq \sigma_{adm}$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{n} = \frac{550}{2} = 275 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = \frac{M_{f \max}}{0,1 \times d^3} \leq \sigma_{adm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{f \max}}{0,1 \times \sigma_{adm}}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{6961.774817}{0,1 \times 275}} = 6,32 \text{ mm}$$

Donc la résistance de l'arbre est vérifiée

### II.3.Facteur de sécurité Fs :

Il s'agit d'un coefficient de sécurité pour s'assurer que le roulement fonctionne de manière fiable. Il tient compte de divers facteurs tels que les variations de charges, les variations de vitesses, les variations de lubrification, etc. Le facteur de sécurité recommandé dépend de l'application spécifique.

### II.13.Conclusions :

La conception d'une transmission par courroie et chaîne dans un moteur à combustion interne est une tâche essentielle pour assurer une transmission efficace de la puissance du moteur aux roues.

La transmission combinée offre plusieurs avantages par rapport aux transmissions individuelles,

Le chapitre qui suivra sera consacré au calcul de dimensionnement afin de déterminer les types ainsi que tous les paramètres géométriques, de plus le calcul de résistance vis-à-vis de la puissance disponible.

**CHAPITRE III**  
**DIMENSIONNEMENT DES ÉLÉMENTS DE**  
**TRANSMISSION ADOPTÉS**



Dans ce présent chapitre nous allons présenter les calculs détaillés de transmission à l'aide de la courroie et de la chaîne.

### **III.1.choix et dimensionnement de la courroie :**

Cette étape des calculs concerne la partie supérieure du système de transmission que nous avons conçu qui à son tour réalise le transfert de mouvement (entre le pignon intermédiaire de ce système et l'arbre à cames) avec une courroie crantée synchrone. Toutes les données de la transmission que nous allons concevoir sont celles d'un moteur à combustion interne d'une voiture Renault kangoo, 1.5 DCI 95 ch.

### **III.2. Moteur RENAULT Kangoo 1.5 DCI :**

Le moteur RENAULT Kangoo 1.5 DCI est un moteur diesel à quatre cylindres en ligne ayant une cylindrée de  $1461\text{cm}^3$ . Il est équipé d'un système d'injection directe Common rail et d'un turbocompresseur. Ce dernier développe une puissance maximale de 95 ch à 4000 tr/min et un couple maximal de 220 Nm à 1750tr/min.

En termes de performances, en outre, il permet une accélération de 0 à 100 km/h en 12,2 secondes et une vitesse maximale de 169 km/h. Il est important de noter que la conception et les caractéristiques du moteur peuvent varier selon les années de production et les modèles spécifiques du Kangoo.Ce moteur est utilisé dans plusieurs modèles de Renault, y compris le Kangoo, le Clio, la Mégane et la Scenic.

Le moteur en question utilise une courroie crantée synchrone pour la transmission du mouvement entre le vilebrequin et l'arbre à cames. Cette dernière est fabriquée en caoutchouc renforcé de fibres de fer et est maintenue en place par des poulies. La tension de la courroie est maintenue par un tendeur automatique, qui est conçu pour compenser l'usure de la courroie au fil du temps.

**III.2.1. Les données du système de distribution du moteur (RENAULT kangoo 1.5 DCI) :**

Puissance du moteur P en (KW) : 70

Vitesse petite roue n1 en (tr /min) : 1750

L'entraxe a en (mm) : 345

Diamètre de petit pignon D1 en (mm) : 60 (sortie du vilebrequin)

Diamètre de grand pignon D2 en (mm) : 120 (sortie arbre à cames)

**III.3. Les calculs de la courroie : [2]**

Pour calculer une courroie synchrone dans un système de distribution de moteur à combustion interne, plusieurs paramètres sont pris en compte, notamment la distance entre les poulies, le nombre de dents de la courroie et le pas de la courroie. Il est important de noter que les calculs peuvent varier en fonction du type spécifique de courroie crantée utilisée et des caractéristiques du système de distribution du moteur. Les valeurs précises des paramètres doivent être obtenues auprès du fabricant de la courroie ou des spécifications du moteur.

**III.3.1. Détermination du Facteur de service k :**

Il est important de sélectionner un facteur de service approprié pour garantir une durée de vie optimale de la courroie.

Une valeur de facteur de service trop faible peut entraîner une surcharge de la courroie, tandis qu'une valeur trop élevée peut entraîner un sous-dimensionnement de la courroie.

D'après [2] dans notre cas le facteur  $k = 1,2$

**III.3.2. La puissance effective :**

Dans le contexte d'un moteur à combustion interne, la puissance effective fait référence à la puissance mécanique réelle produite par le moteur, qui est disponible pour effectuer un travail, tel que la rotation d'un arbre ou la propulsion d'un véhicule. Il est important de noter que la puissance effective est

généralement inférieure à la puissance totale générée par la combustion du carburant dans le moteur.

$$P_e = P_m \times K = 70 \times 1,2 = 84 \text{ KW}$$

$P_e$  : La puissance effective (KW).

$P_m$  : La puissance du moteur (KW).

$K$  : Le facteur de service.

Nous avons estimé que la puissance nécessaire pour faire fonctionner la distribution dans un moteur MCI sera de l'ordre de 2% de la puissance produite par le moteur [3]

$$P_{\text{arbre à came}} = \frac{P_e \times 2}{100} = \frac{84 \times 2}{100} = 1,68 \text{ KW}$$

### III.3.3.Le rapport de vitesse :

$$R_1 = \frac{d_i}{d_2} = \frac{60}{120} = 0,5$$

$R_1$  : Le rapport de vitesse entre la poulie intermédiaire et le pignon de l'arbre à cames  $d_i, d_2$ .

$d_i$  : Diamètre de la poulie intermédiaire.

$d_2$  : Diamètre de pignon de l'arbre à came.

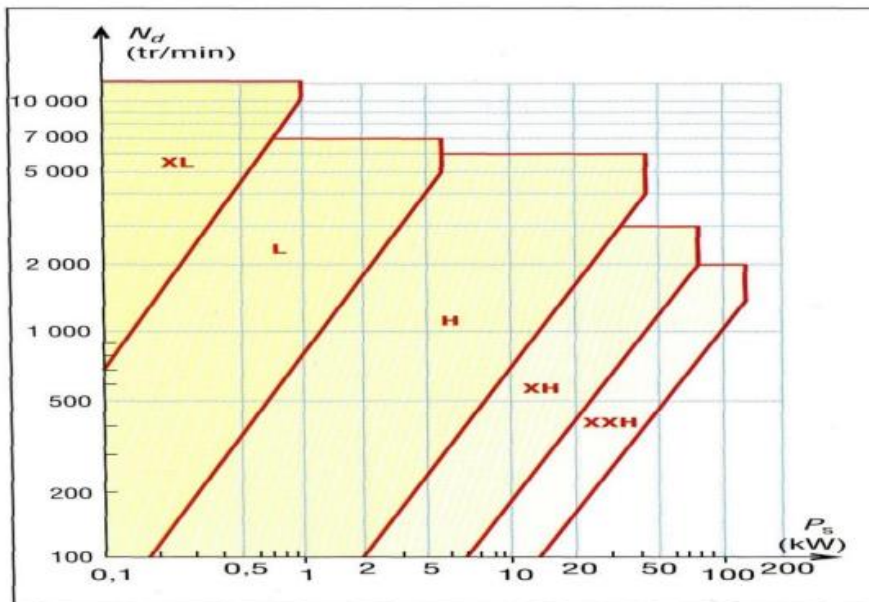
### III.3.4.La vitesse linéaire de la courroie crantée :

La vitesse linéaire de la courroie crantée dans un système de distribution de moteur à combustion interne est la vitesse à laquelle la courroie se déplace le long de sa trajectoire. Cette vitesse dépend de la vitesse de rotation de la poulie d'entraînement et du diamètre de la poulie.

$$V = \frac{\pi \times d_i \times N_1}{60 \times 1000} = \frac{3,14 \times 60 \times 1750}{60 \times 1000} = 5,49 \text{ m/s}$$

### III.3.5. Le choix du type de la courroie :

Le choix du type de courroie pour un système de distribution de moteur à combustion interne dépend de plusieurs facteurs, tels que la puissance du moteur, la vitesse de rotation, les contraintes d'espace, l'environnement de fonctionnement, les exigences de synchronisation, la durabilité requise, etc.



**Figure 21.** gamme de puissances admissibles [3]

A l'aide du Figure.21 on accroche la ligne verticale de  $P_e = 1,68$  KW et la ligne horizontale de  $N_d(N_1) = 1750$  tr/min, ils se croiseront dans la gamme de la courroie(L).

La courroie synchrone de type L est caractérisée par les dimensions de sa section transversale. Elle est plus petite que les types de courroies synchrones plus courants tels que les autres types. Les courroies synchrones de type L sont souvent utilisées dans des applications nécessitant des rapports de transmission plus élevés ou lorsque l'espace est limité.

D'après la figure.22 nous avons:

Le pas : 9,52 (mm).

Le largeur : 19,1 (mm).

Hauteur H : 3,6 (mm).

Dimensions des principales courroies crantées (NF ISO 5294 et 5296)							
type	pas $p$		h mm	$\alpha$ deg.	largeur courroie mm	nombre de dents $Z_c$ longueur primitive courroie $L_p = p \cdot Z_c$	2a mm
	mm	pouces (")					
XL (extra légère)	5,08	1/5 "	2,3	50	6,4 - 7,9 - 9,5	30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 115, 120, 125, 130	0,508
L (légère)	9,525	3/8 "	3,6	40	12,7 - 19,1 - 25,4	33, 40, 50, 56, 60, 64, 68, 72, 76, 80, 86, 92, 98, 104, 112, 120, 128, 136, 144, 160	0,762
H lourde	12,70	1/2 "	4,3	40	19,1 - 25,4 - 38,1 - 50,8 - 76,2	48, 54, 60, 66, 72, 78, 84, 90, 96, 102, 108, 114, 120, 126, 132, 140, 150, 160, 170, 180, 200, 220, 250, 280, 340	1,372
XH (extra lourde)	22,23	7/8 "	11,2	40	50,8 - 76,2 - 101,6	58, 64, 72, 80, 88, 96, 112, 128, 144, 160, 176, 200	2,794
XXH (extra extra renforcée)	31,75	1" 1/4	15,7	40	50,8 - 76,2 - 101,6 - 127	56, 64, 72, 80, 96, 112, 128, 144	3,048

**Figure.22.**dimensions des principales courroie crantées [3]

### III.3.6. longueur de la courroie synchrone :

Pour déterminer la longueur de la courroie synchrone, plusieurs paramètres sont pris en compte, tels que le nombre de dents de la courroie, le pas de la denture, le profil de la courroie et la distance entre les centres des poulies. La longueur de la courroie peut être calculée à l'aide de formules spécifiques fournies par le fabricant de la courroie ou en utilisant des outils de calcul en ligne [2].

$$L = 2 \times a + \frac{\pi}{2} \times (d_i + d_2) + \frac{(d_i - d_2)^2}{4 \times a}$$

$$L = 2 \times 172,5 + \frac{\pi}{2} \times (60 + 120) + \frac{(60-120)^2}{4 \times 172,5} = 632,81 \text{ mm}$$

L : La longueur de la courroie synchrone.

a : L'entraxe entre le pignon intermédiaire et l'arbre à came.

d<sub>i</sub>: Diamètre de pignon intermédiaire.

d<sub>2</sub>: Diamètre de l'arbre à came.

### III.3.7. longueur primitive de la courroie synchrone :

Pour calculer la longueur primitive de la courroie synchrone, on multiplie le nombre de dents de la courroie par le pas de la denture.

D'après la figure.22.on a les données suivantes:

$$L_p = \text{pas} \times Z = 9,525 \times 128 = 1219,2 \text{ mm}$$

$L_p$  : La longueur primitive de la courroie.

$Z$  : Nombre des dents de la courroie synchrone.

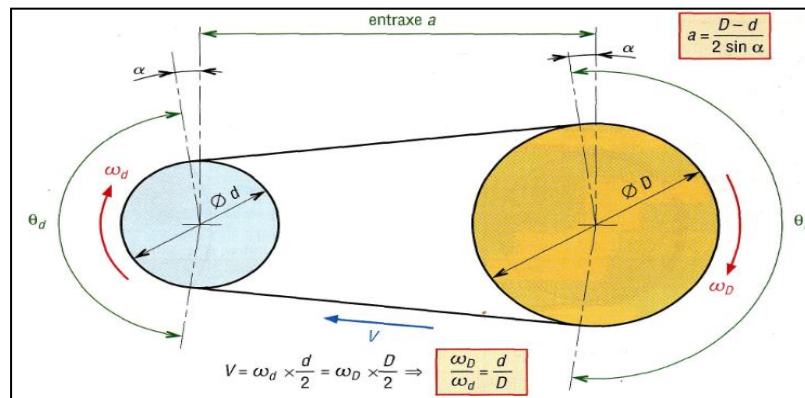
### III.4.Angle d'enroulement: [2]

L'angle d'enroulement, également connu sous le nom d'angle de contact, fait référence à l'angle formé par la courroie synchrone lorsqu'elle est enroulée autour de la poulie. Cet angle est déterminé par la forme de la poulie et le profil de la courroie. L'angle d'enroulement est important car il affecte la transmission de puissance, la durée de vie de la courroie et le fonctionnement global du système d'entraînement. Un angle d'enroulement approprié garantit un bon engagement de la courroie avec la poulie, une répartition uniforme de la charge et une faible usure.

$$\theta = \sin^{-1} \frac{(d_2 - d_1)}{2 \times e} = \sin^{-1} \frac{(120 - 60)}{2 \times 172,5} = 10,01^\circ$$

$$\alpha_1 = 180 - 2\beta = 159,96^\circ = 2,8 \text{ rad}$$

$$\alpha_2 = 180 - 2\alpha_1 = 139,92^\circ = 2,44 \text{ rad}$$



**Figure.23.** Angle d'enroulement [23]

### **III.5. Matériau de la courroie : [21]**

Nous avons choisi le caoutchouc renforcé de fibre de fer comme un matériau de la courroie utilisé dans le système de distribution.

Le caoutchouc renforcé de fibre de fer peut être utilisé dans divers domaines, tels que l'industrie automobile, la construction et d'autres applications où une résistance mécanique élevée [21]

Ayant : pour masse volumique :  $\rho = 145 \text{ Kg/ m}^3$

Module d'élasticité pour la flexion  $E_f = 110 \text{ N/ mm}^2$

Coefficient de frottement  $\mu = 0,3$

Contrainte admissible  $\sigma_{adm} = 10,5 \text{ N/ mm}^2$

### **III.6. Sollicitations subies par la courroie : [3]**

Les courroies sont soumises à différentes sollicitations lorsqu'elles sont utilisées dans un système d'entraînement.

#### **III.6.1. Force tangentielle $F_t$ :**

La force tangentielle, également appelée force de traction tangentielle, fait référence à la force exercée par la courroie synchrone le long de sa section de contact avec la poulie. Elle est parallèle à la surface de la courroie et agit dans la direction du mouvement de la courroie.

La force tangentielle est responsable de la transmission de puissance entre les poulies du système d'entraînement. Elle est générée par la tension de la courroie et le coefficient de frottement entre la courroie et les poulies. La force tangentielle doit être suffisante pour éviter le glissement de la courroie et assurer une transmission de puissance efficace.

$$F_t = \frac{P_e}{V} = \frac{1680}{5,49} = 306,01 \text{ N}$$

$F_t$  : La force tangentielle.

$P_e$  : La puissance effective.

$V$  : La vitesse linéaire.

On a l'équation d'Euler :  $\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu \times \alpha_2} \dots\dots\dots(1)$

Et :  $T_1 = F_t \times \frac{e^{\mu \times \alpha_2}}{e^{\mu \times \alpha_2} - 1} \dots\dots\dots(2)$

$$T_1 = 306,01 \times \frac{e^{0,3 \times 2,44}}{e^{0,3 \times 2,44} - 1}$$

$$T_1 = 589,35 \text{ N}$$

Selon les équations(1) et (2) :  $T_2 = \frac{T_1}{e^{\mu \times \alpha_2}} = \frac{589,55}{e^{0,3 \times 2,44}} = 283,54 \text{ N}$

$T_1$ :Tentions de brin tendu

$T_2$ :Tentions de brin mou

### **III.6.2.Contrainte de traction : [3]**

La contrainte de traction fait référence à la force de tension exercée sur la courroie pour maintenir une transmission de puissance adéquate entre les poulies du système d'entraînement. Elle représente la force exercée par la courroie pour résister à la charge et transmettre la puissance de manière efficace.

$$\sigma_T = \frac{T_1}{A}$$

$$A = b \times H = 3,6 \times 25,4 = 91,44 \text{mm}^2 \text{ [3]}$$

$$\sigma_T = \frac{589,55}{91,44} = 6,45 \text{N/mm}^2$$

A : la section en (mm<sup>2</sup>)

b : la largeur de la courroie en (mm)

H : l'épaisseur de la courroie en (mm)

$T_1$  : tension de brin tendu

### **III.6.3.Contrainte due à la force centrifuge :**

Lorsque la courroie tourne, chaque point de la courroie subit une force centrifuge dirigée vers l'extérieur, perpendiculaire à la direction de rotation.

Cette force centrifuge génère une contrainte qui tente d'étirer la courroie radialement vers l'extérieur.



La contrainte de la force centrifuge dépend de la vitesse de rotation de la courroie et de la distance par rapport à l'axe de rotation. Plus la vitesse de rotation est élevée et plus la distance par rapport à l'axe est grande, plus la contrainte de la force centrifuge est élevée.

$$\sigma_c = \rho \times V^2 = 145 \times (5,49 \times 10^{-3})^2 = 0,0043 \text{ N/mm}^2$$

$\rho$ : Masse volumique KG/ m<sup>3</sup>

V: Vitesse tangentiel m/s

#### **III.6.4. Contrainte de flexion subie par la courroie: [3]**

La contrainte de courroie en flexion fait référence à la contrainte exercée sur une courroie lorsqu'elle est soumise à une flexion autour d'une poulie. Lorsque la courroie passe sur une poulie, elle subit une courbure qui peut générer des contraintes dans la section de courroie en contact avec la poulie

$$\sigma_F = E_f \times \frac{e}{d_i} = 110 \times \frac{1,59}{60} = 2,91 \text{ N/mm}^2. [3]$$

$E_f$ : Limite d'élasticité en N/mm<sup>2</sup>

$e$  : épaisseur de courroie sans les dents en mm

$d_i$ :Diamètre de la petite poulie en mm

#### **III.6.5. Contrainte maximale de la courroie $\sigma_{\max}$ :**

La contrainte maximale de la courroie est généralement exprimée en termes de tension maximale, c'est-à-dire la force maximale que la courroie peut supporter avant de se rompre.

$$\sigma_{\max} = \sigma_T + \sigma_c + \sigma_F = 6,45 + 0,0043 + 2,91 = 9,36 \text{ N/mm}^2$$

Pour le matériau de la courroie choisi on a :

$$\sigma_{\text{adm}} = 10,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\max} = 9,36 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{adm}} = 10,5 \text{ N/mm}^2$$

Donc la condition de résistance est vérifiée.

### III.7.choix et calculs de la chaîne : [3]

Nous allons dimensionner la chaîne choisie sur la base des caractéristiques du moteur en question.

#### III.7.1 Matériau de la chaîne :

Nous proposons le matériau suivant :

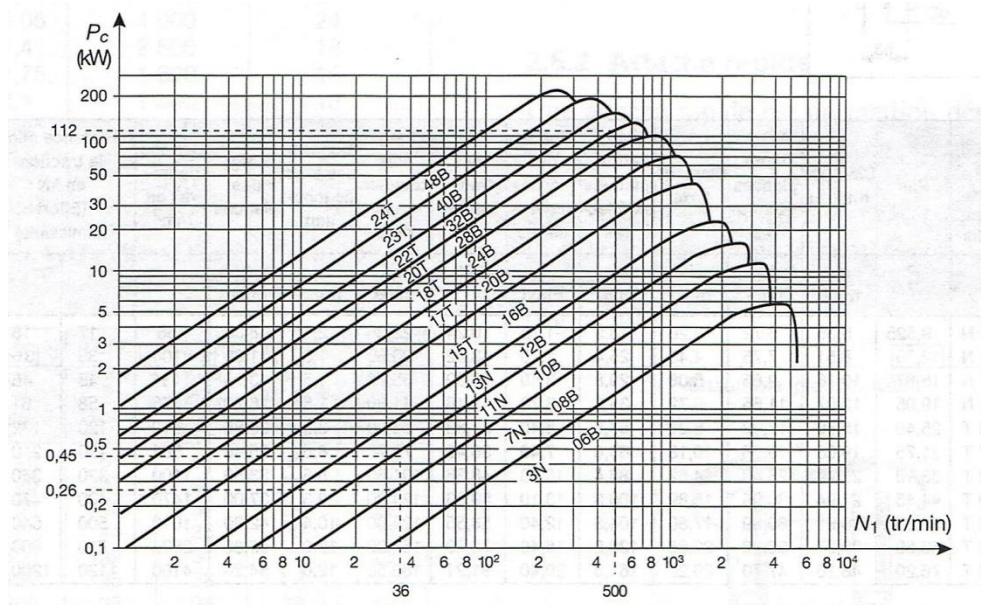
(Acier 20 M C 6) : acier faiblement allié contenant.

0.2% carbone, 1.5% manganèse, et des Traces de chrome.

La chaîne que nous avons déjà choisi est une chaîne ordinaire (à maillons non coudés), à deux rang de maillon de type 06 B-2, pour les raisons suivantes :

Ces chaînes de transmission de puissances sont conformes aux normes internationales ISO 606 (pas court) et ISO 1275 (pas long)

#### Justification de choix de la chaîne [2] :



**Figure.24.** Abaques relative aux chaînes de type B (source SEDIS) [2]

**Nombre des dents.**

$$P = \frac{\pi \times d_i}{Z_1} \Rightarrow Z_1 = \frac{\pi \times d_i}{p} = \frac{3.14 \times 60}{9,525} = 19,77 \approx 20 \text{ dents (pignon de vilebrequin)}$$

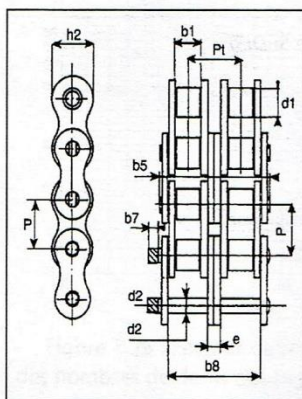
$$P = \frac{\pi \times d_2}{Z_2} \Rightarrow Z_2 = \frac{\pi \times d_2}{p} = \frac{3.14 \times 60}{9,525} = 19,77 \approx 20 \text{ dents (poulie intermédiaire)}$$

Pas : le pas (mm)

$d_i$  : Diamètre de pignon de vilebrequin en (mm).

$d_2$  : Diamètre de la poulie intermédiaire en (mm).

Références		Pas	Diam. du rouleau	Larg. entre plaques intérieures	Diam. de l'axe	Larg. entre plaques extérieures	Épais. des plaques intermédiaires	Pas transversal	Larg. hors tout sur axes rivés	Dépass. des axes de jonction	Larg. des plaques	Surface de travail en mm <sup>2</sup>	Résistance mini à la traction en kN (Effort admissible)		Masse au mètre en kg
Normes	Sedis													m	
		P	d <sub>1</sub> maxi	b <sub>1</sub> mini	d <sub>2</sub> maxi	b <sub>8</sub> mini	e maxi	Pt	b <sub>5</sub> maxi	b <sub>7</sub> maxi	h maxi				
06 B-2	203 N	9,525	6,36	5,72	3,28	18,9	1,75	10,24	22,35	2,1	8,30	56	17	18	0,74
08 B-2	207 N	12,70	8,51	7,75	4,45	25,4	2,70	43,92	30,60	1,5	11,80	100	36	36,4	1,35
10 B-2	211 N	15,875	10,16	9,65	5,08	29,8	3,40	16,59	35,75	1,5	13,70	134	45	46	1,66
12 B-2	213 N	19,05	12,07	11,65	5,72	35,3	3,70	19,46	41,80	1,5	16,20	176	58	61	2,32
16 B-2	215 T	25,40	15,88	17,02	8,27	57,5	6,40	31,88	68,00	3,0	20,80	410	120	132	5,28
20 B-2	217 T	31,75	19,05	19,56	10,18	65,6	7,40	36,45	79,70	8,5	25,40	584	190	210	7,36
20 B-2	218 T	38,10	25,40	25,40	14,62	86,4	10,40	48,36	101,80	8,5	33,50	1100	320	360	13,85
28 B-2	220 T	44,45	27,94	30,99	15,89	106,3	13,10	59,56	124,80	9,3	37,00	1470	400	470	18,80
32 B-2	222 T	50,80	29,21	30,99	17,80	104,3	12,40	58,55	126,00	10,4	42,30	1610	500	540	19,80
40 B-2	223 T	63,50	39,37	38,10	22,88	128,2	16,40	72,29	154,90	12,0	52,80	2536	710	800	32,08
48 B-2	224 T	76,20	48,26	47,70	29,22	161,3	20,40	91,21	189,50	12,0	64,20	4100	1120	1200	49,50



**Figure 2.31** : Dimensions normalisées des chaînes ordinaires (à maillons non coulés), à deux rangs de maillons (source SEDIS).

**Figure.25.** Dimension normalisée des chaînes ordinaires à deux rangé de maillon [2]

### III.7.2. Vitesse linéaire de la chaîne.

$$V = \frac{\pi d N}{60} = \frac{3,14 \times 60 \times 10^{-3} \times 1750}{60} = 5,49 \text{ m/s}$$

V : Vitesse linéaire (m/s).

N : Vitesse de rotation du pignon moteur (tr/mn).

$d_1$  : Diamètre primitif du pignon vilebrequin ( $d=60\text{mm}$ ).

### III.7.3. Le rapport de vitesse $R_2$ :

$$R_2 = \frac{d_1}{d_i} = \frac{60}{60} = 1$$

$R_2$  : Le rapport de vitesse entre le pignon de vilebrequin et la poulie intermédiaire  $d_1$  et  $d_i$ .

$d_i$  : Diamètre de pignon intermédiaire.

$d_1$  : Diamètre de pignon de vilebrequin.

### III.7.4. Calcul de la longueur de la chaîne [2]

$$L = 2 \times a + \frac{P(Z_2 + Z_1)}{2} + \frac{P^2}{a} \times \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{2^2}$$

$$L = 2 \times 172,5 + \frac{9,525 \times (20 + 20)}{2} + \frac{(9,525)^2}{172,5} \times \frac{(20 - 20)^2}{2^2}$$

$$L = 535,5 \text{ (mm)}$$

a : Entraxe (172,5 mm).

L : la longueur de la chaîne (mm).

$Z_1$  : Nombre des dents du pignon du vilebrequin.

$Z_2$  : Nombre des dents du pignon intermédiaire.

### III.8. Efforts exercés sur la chaîne : [3]

Nous avons estimé que la puissance nécessaire pour faire fonctionner la distribution dans un moteur MCI sera de l'ordre de 2% de la puissance produite par le moteur.

$$P_{\text{arbre à came}} = \frac{P \times 2}{100} = \frac{84 \times 2}{100} = 1,68 \text{ KW}$$

### III.8.1. Force tangentielle $F_t$ :

$$F_t = \frac{P}{v} = \frac{1680}{5,49} = 306,01 \text{ N}$$

P : puissance transmise par la chaîne

V : vitesse linéaire (m/s)

### III.9. Sollicitations de la chaîne :

Les sollicitations que subit la chaîne de transmission entre deux pignons peuvent être causées par une tension incorrecte de la chaîne, une usure des composants de la chaîne de distribution ou des défauts de conception du moteur. Si la chaîne de distribution se détend, cela peut entraîner une perte de synchronisation entre les deux pignons.

Pour faire face à ces sollicitations, les chaînes sont conçues pour être solides et résistantes à la traction, à la compression, à la flexion et aux chocs.

### III.10. Effort de traction globale : [2]

$$T_g = T_P + T_{ce} + T_{ca}$$

On considère que l'effort caténaire est négligeable  $T_{ca} \approx 0$

$T_P$ : Effort de traction principale en (N).

$T_{ce}$  : Effort de traction de l'effet centrifuge en (N).

$T_{ca}$ : Effort de traction de l'effet caténaire en (N).

$T_g$ : Effort globale de traction dans la chaîne en (N)

#### III.10.1. Effort de traction principale :

$$T_P = \frac{P}{2\pi d_1 N / 60} = \frac{30P}{\pi d_1 N}$$

$$T_P = \frac{30 \times 84 \times 10^3}{3,14 \times 60 \times 1750 \times 10^3} = 7643,32 \text{ (N)}$$

#### III.10.2. Effort de traction du l'effet centrifuge:

$$T_{ce} = m \times V^2$$

$$T_{ce} = 0,74 \times 5,49^2 = 4,06 \text{ N}$$

m : la masse linéique (kg /m)

;

V : vitesse linéaire (m/s)

### Chapitre III : Dimensionnement des éléments de transmission adoptés

Nous avons choisi la masse linéique ( $m=0.74 \text{ kg/m}$ ) selon le type de chaîne (chaîne ordinaire à maillons non soudés), à deux rangs de maillons (source SEDIS) et pas = 9.525mm. [2]

#### **III.10.3.Effort globale de traction dans la chaîne :**

$$T_g = T_p + T_{ce}$$

$$T_g = 7643,32 + 4,06$$

$$T_g = 7647,38 \text{ N}$$

#### **III.11.Contraintes dans les maillons : [3]**

Les maillons d'une chaîne de transmission peuvent être soumis à différentes contraintes en fonction de leur position et du mouvement de la chaîne. Dans notre cas voici quelques exemples de contraintes auxquelles les maillons peuvent être soumis :

##### **III.11.1.Contrainte de traction :**

D'après la figure.25 nous avons  $S = 56 \text{ mm}^2$ , le choix de la chaîne 06 B-2

et pas = 9,525mm.

$$\sigma_{\text{moy}} = \frac{T_g}{S} = \frac{7647,38}{56} = 136,56 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_e = 70 \text{ daN/mm}^2$$

S : la section des plaques sollicitées en traction.

$\sigma_e$  : La contrainte de limite élastique

Le coefficient de sécurité  $n=2$

C'est un coefficient de sécurité qui peut être appliqué au moteur d'une manière générale car l'endommagement du système de distribution pourra causer des dégâts importants allant jusqu'à rendre le moteur complètement hors d'usage

##### **III.11.2 .Contrainte de cisaillement de l'axe du maillon :**

La contrainte de cisaillement de l'axe du maillon peut être un facteur important dans la résistance et la durabilité de la chaîne de distribution.

### Chapitre III : Dimensionnement des éléments de transmission adoptés

Les constructeurs de moteurs doivent tenir compte de cette contrainte lors de la conception de la chaîne de distribution pour garantir des performances fiables et durables.

$$\tau = \frac{T_g}{S}$$

Puisque nous avons l'acier nous prenons le 0,65 pour appliquer la contrainte tangentielle admissible.

$$\tau_{pg} = \frac{\sigma_e \times 0,65}{2} = \frac{700 \times 0,65}{2} = 227,5 \text{ N/mm}^2$$

$\tau_{pg}$ : Contrainte tangentielle pratique du matériau (N/mm<sup>2</sup>)

$$\tau = \frac{T_g}{S} = \frac{7647,38}{56} = 136,56 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{pg} = 227,5 \text{ N/mm}^2$$

Donc La résistance est vérifiée.

Une fois la chaîne choisie et dimensionnée il s'agit de prévoir un système de lubrification afin de diminuer l'usure, la protection des éléments constituant la chaîne, et de prévenir l'oxydation et d'éliminer les corps étrangers.

#### **III.12.La lubrification :**

La lubrification d'une chaîne est un processus important pour assurer son bon fonctionnement et prolonger sa durée de vie.

##### **III.12.1.Choix du lubrifiant :**

Il existe plusieurs types de lubrifiants, tels que les lubrifiants en spray, les huiles spécifiques pour chaînes ou les lubrifiants à base de cire.

Pour notre cas nous proposons lubrifiant 10W40.

Le premier chiffre (10) indique la fluidité à froid. Concrètement, plus ce chiffre est bas, plus l'huile est fluide. Il est associé à la lettre (W) pour (Winter hiver en anglais) pour rappeler qu'il évoque la viscosité à froid. Le second chiffre (40) concerne quant à lui le coefficient de viscosité à chaud.[1]

On choisit le lubrifiant spécifié 10W40 car ayant : Meilleure résistance à l'usure. Meilleure viscosité. Meilleure fluidité à basse de température. Meilleur contrôle des dépôts.



**Figure.26.**lubrification de la chaine [22]

### **III.12.2.Le rôle de la lubrification :**

La lubrification joue un rôle essentiel dans le fonctionnement efficace des machines, des moteurs et de divers mécanismes. Son principal objectif est de réduire les frottements entre les surfaces en mouvement, ce qui permet de minimiser l'usure, la chaleur excessive et les dommages causés par le contact métal contre métal.

Voici quelques-uns des rôles clés de la lubrification :

- 1) Réduction des frottements : L'application d'un lubrifiant forme une mince couche protectrice entre les surfaces en contact, ce qui réduit le frottement et facilite le glissement des pièces mobiles. Cela permet de minimiser les pertes d'énergie dues aux frottements et d'améliorer l'efficacité globale du système.
  
- 2) Réduction de l'usure : La lubrification réduit l'usure des surfaces en minimisant les frictions et l'abrasion entre les pièces mobiles. En formant



une barrière protectrice, le lubrifiant empêche le contact direct entre les surfaces métalliques, prolongeant ainsi la durée de vie des composants.

- 3) Dissipation de la chaleur : Lorsque des pièces mécaniques se déplacent, elles génèrent de la chaleur en raison des frottements. Un lubrifiant efficace aide à dissiper cette chaleur en absorbant l'énergie thermique et en la transférant vers des zones où elle peut être dissipée, telles que le carter d'huile ou un système de refroidissement.
- 4) Protection contre la corrosion : Certains lubrifiants contiennent des additifs qui offrent une protection contre la corrosion. Ils forment une barrière chimique entre les surfaces métalliques et l'humidité présente dans l'environnement, empêchant ainsi la formation de rouille et de corrosion.

### **III.13. Conclusions :**

Dans cette partie spécifique aux calculs de la transmission par la courroie et la chaîne nous avons essayé de déterminer les paramètres que nous avons jugé principaux notamment les caractéristiques géométriques et de résistance. Concernant le calcul de la durée de vie, la documentation étant très limitée pour ne pas dire inexistantes. Mais globalement c'est admis que la chaîne a une durée de vie plus longue que les courroies.

**CHAPITRE IV :**  
**ETUDE COMPARATIVE**

#### **IV.1.Comparaison entre la transmission par la courroie et par la chaîne :**

Les courroies et les chaînes de transmission sont des dispositifs qui se connectent entre le vilebrequin et l'arbre à cames pour assurer le bon fonctionnement du moteur MCI et aussi afin d'en tirer la maximum de la puissance produite par ce dernier. A travers notre travail nous allons essayer de procéder à une étude comparative sur la base des calculs que nous avons effectués en aval.

Les courroies synchrones offrent plusieurs avantages. Elles sont légères, flexibles et silencieuses, ce qui contribue à réduire les vibrations et le bruit dans le moteur. De plus, elles nécessitent moins d'entretien car elles ne requièrent pas de lubrification. Les courroies synchrones sont également plus économiques à produire et peuvent être plus faciles à installer et à remplacer.

D'un autre côté, les chaînes synchrones offrent une plus grande résistance et durabilité. Elles peuvent supporter des charges plus lourdes et sont moins susceptibles de se détendre ou de se rompre. Les chaînes synchrones sont donc souvent utilisées dans les applications où la transmission de puissance est plus élevée ou où les conditions de fonctionnement sont plus exigeantes.

**IV.2. Les données de la courroie et chaîne :**

<b>Transmission</b>	<b>Par courroie</b>	<b>Par chaîne</b>
Puissance KW	70	70
Matière	Caoutchouc renforcé avec fibre de fer	Acier 20MC6
Type	L	chaînes ordinaires à deux rangé de maillon
Entraxe (mm)	172,5	172,5
Longueur (mm)	632,81	535,5
Largueur (mm)	25,4	18,9
Le pas (mm)	9,525	9,525
Angle d'enroulement	139,92°	139,92°
Rapport de vitesse	0,5	1
Vitesse linière m/s	5,49	5,49
$\sigma_{max}$ N/mm <sup>2</sup>	10,5	Contrainte de traction $\sigma_{moy} = 6.359 \text{ daN/mm}^2$ Contrainte de cisaillement $\tau = 7.264 \text{ daN/mm}^2$
Dure de vie	plus limitée	assez longue

**IV.3.Comparaison entre les systèmes de transmission :**

	<b>Les avantages</b>	<b>Les inconvénients</b>
Transmission par Courroie	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Fonctionnement silencieux.</li> <li>➤ Absorption des chocs et des vibrations.</li> <li>➤ Faible coût de fabrication et d'installation.</li> <li>➤ Pas besoin de lubrification.</li> <li>➤ Transmet moins de chaleur que la transmission par chaîne.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Moins efficace en termes de transmission de puissance que la transmission par chaîne.</li> <li>➤ Moins adaptée aux charges lourdes et aux applications nécessitant un couple élevé.</li> <li>➤ Possibilité de glissement dans certaines conditions.</li> </ul>
Transmission par Chaîne	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Grande capacité de transmission de puissance.</li> <li>➤ Durabilité élevée.</li> <li>➤ Convient aux charges lourdes et aux applications nécessitant un couple élevé.</li> <li>➤ Fonctionnement efficace.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Bruyante par rapport à la transmission par courroie.</li> <li>➤ Nécessite une lubrification régulière.</li> <li>➤ Peut générer des vibrations.</li> <li>➤ Coût de fabrication et d'installation plus élevé.</li> </ul>
Transmission hybride Par courroie et chaîne	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Flexibilité dans la conception pour répondre aux exigences spécifiques.</li> <li>➤ Peut combiner l'efficacité de transmission de puissance de la chaîne avec le fonctionnement silencieux de la courroie.</li> <li>➤ Possibilité de réduire les coûts en utilisant une courroie pour certaines parties du système et une chaîne pour d'autres.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Complexité accrue de la conception et de l'assemblage.</li> <li>➤ Augmentation potentielle des coûts de fabrication et de maintenance.</li> <li>➤ Lubrification.</li> </ul>

#### **IV.4.Conclusion :**

La transmission par courroie est souvent privilégiée pour les applications nécessitant une flexibilité de conception, un fonctionnement silencieux et un coût initial plus bas. D'autre part, la transmission par chaîne est plus adaptée aux applications nécessitant une transmission de puissance élevée, une résistance aux conditions difficiles et une durabilité à long terme. Le choix entre les deux dépendra des exigences spécifiques de chaque application.

Cependant notre système étudié dans ce présent mémoire a été de soulever le fait d'utiliser les deux moyens de transmission à savoir, la courroie et de la chaîne rassemble les avantages et les inconvénients des systèmes pris séparément. Il faudra souligner que un avantage de la courroie par exemple qui la flexibilité est anéanti par la chaîne, et revanche la longue durée de vie de la chaîne sera estampé par celle de la courroie plus courte.

Cette étude aura au moins le mérite d'essayer d'analyser les performances de ce système hybride et comme principal avantage c'est la préservation de l'endommagement du moteur au cas où la chaîne ou la courroie vont se rompre ce qui arrêtera tout le système grave au système intermédiaire que nous avons conçu contrairement au système uniques (chaîne seule ou courroie seule) leurs cassures engendra beaucoup de dégâts au niveau des soupapes, pistons et autres.

D'autre part un autre avantage c'est celui économique la courroie ou chaînes sont de petites dimensions donc leurs prix est moindre.

Parmi les inconvénients c'est de prévoir un système de lubrification de la chaîne partiellement dans le système de distribution.

## **Conclusion générale**

En conclusion, la conception de transmissions hybrides, synchrones par courroie et chaîne offre des solutions polyvalentes et efficaces dans le contexte des moteurs à combustion interne. Chacune de ces technologies présentent des avantages et des inconvénients.

La combinaison d'une courroie et d'une chaîne dans une transmission hybride offre une approche équilibrée en termes d'efficacité, de capacité de charge, de flexibilité de conception et de coûts. La courroie peut être utilisée dans les sections de transmission nécessitant une flexibilité, une réduction du bruit et des vibrations, ainsi qu'une réduction des coûts. Elle permet une transmission de puissance efficace dans des configurations complexes et offre un entretien relativement facile. D'autre part, l'utilisation de chaînes dans les sections de transmission nécessitant une transmission de puissance plus élevée et une résistance accrue est bénéfique. Les chaînes sont capables de supporter des charges importantes, résistent aux conditions de travail sévères et offrent une durabilité à long terme. Cependant, elles peuvent générer plus de bruit et nécessitent une lubrification régulière et un entretien plus intensif.

La conception d'une transmission hybride par courroie et chaîne nécessite une synchronisation précise entre les deux éléments pour garantir un fonctionnement fluide et efficace.

En résumé, la conception d'une transmission hybride par courroie et chaîne combine les avantages de chaque système pour répondre aux besoins spécifiques de l'application. Elle offre une efficacité de transmission de puissance, une capacité de charge, une flexibilité de conception et une durabilité équilibrées.

## Bibliographie

- [1] <https://services.totalenergies.fr/particuliers/conseils/entretienvehicule/huiles/differences-entre-huiles#:~:text=Le%20premier%20chiffre%20indique%20la,coefficient%20de%20viscosit%C3%A9%20%C3%A0%20chaud.>
- [2] Francis Esnault , Construction mécanique transmission de puissance, 2ème édition, 2002.en France par I.F.C.18390 Saint-Germain-du-puy
- [3] Blil Ismail, Messeguem Boumediene, Mémoire master académique (étude comparative des transmissions par chaîne et courroie : cas d'un moteur à combustion interne), Université de sciences et de la technologie Mostaganem UMAB ,Année Universitaire : 2020/ 2021
- [4] <https://www.fiches-auto.fr/articles-auto/fonctionnement-d-une-auto/s-1104-fonctionnement-de-la-distribution-d-un-moteur.php>
- [5] M. M. Benaissa, Cours de Licence3 génie mécanique module moteur ,Université de Mostaganem, département génie mécanique,2021
- [6] M.Bendoukha, Cours de Licence3 génie mécanique module Construction mécanique 1 et 2 , Université de Mostaganem, département génie mécanique,2021.
- [7]André Chevalier, guide de dessinateurs industriel, édition, dunod, 2004,
- [8] Ould Youcef Chahrazed, Zougag Djouhaina, Mémoire master académique (Etude comparative entre une transmission par courroie crantée et une transmission par engrenage : cas d'un moteur à combustion interne), Année Universitaire : 2020/ 2021
- [9] <https://itafran.com/chaine-de-transmission/>
- [10] <https://www.renold.com/media/2037843/fr-renold-tcat-2017-web.pdf>



- [11] <https://www.france-poulies.com/longueur-1260-a-1309-inclus/5436-courroie-poly-v-1281-epj-5-dents.html>
- [12] <https://www.usinenouvelle.com/expo/courroie-synchrone-p1079195.html>
- [13] <https://www.tecpro.be/shop/ha4740x42s3-courroie-plate-soudee-sans-fin-habasis-4740x42mm-type-s3-3mm-3519>
- [14] <https://www.mabeo-direct.com/document/A-756908-mabeo-experts-transmission-determiner-le-pas-de-chaine-et-choisir-ses-maillons>
- [15] <https://www.technoindus.com/chaines-acier/5-metres-chaine-acier-simple-20b-1-pas-de-3175mm-64552.html>
- [16] <https://www.dexis.fr/chaine-pas-15-875-double-10b2-record-boite-5m.html>
- [17] <https://www.prudhomme-trans.com/pourquoi-utiliser-des-chaines-silencieuses-2/>
- [18] <https://www.prudhomme-trans.com/page-68-courroies-trapezoidales>
- [19] <https://www.ebay.fr/itm>
- [20] <https://www.tridistribution.fr/chaine-inox-a-rouleaux-norme-iso-europeenne>
- [21] TECHNIQUE DE L'INGENIEUR. Pdf, - Réf. Internet : 42615 | 3 e édition - Ti100 - Plastiques et composites – Caoutchoucs
- [22] <https://www.zoneindustrie.com/Produit/Systeme-de-lubrification-automatique-pour-chaines-20121.html>
- [23] [http://www.zpag.net/Tecnologies\\_Industrielles/transmission\\_courroies.htm](http://www.zpag.net/Tecnologies_Industrielles/transmission_courroies.htm)
- [24] <https://acier.emile-maurin.fr/fr/acier-construction-allie-35cd4-recuit-etire-rond-34crmo4-10083-3-rcetr/>