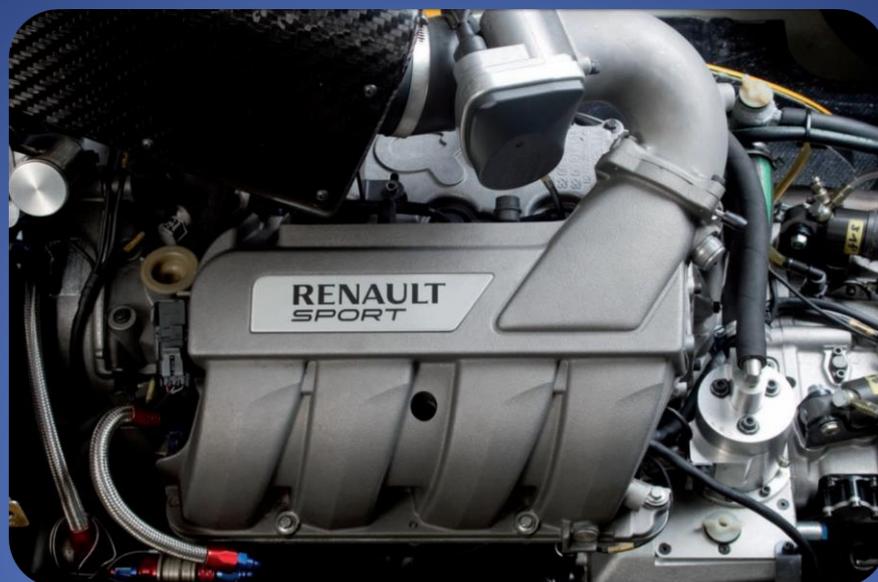


# Moteur



RELAISE PAR :

*SALAH SAFTA & OMAR LAJIMI*

## Sommaire

I.	Généralités sur le moteur.....	6
II.	Les différents éléments du moteur .....	6
1.	Le bloc-cylindres .....	6
2.	Les paliers .....	7
3.	La culasse.....	7
4.	Carter sec d'huile.....	8
5.	Cache soupape, les pièces mobiles, les soupapes.....	8
6.	Le piston .....	9
7.	Les segments : .....	10
8.	Le vilebrequin .....	10
9.	La bielle.....	11
10.	Arbre à came .....	12
11.	Pompe à huile.....	12
III.	Cycle thermodynamique du moteur essence .....	13
IV.	Diagramme réel.....	15
1.	Avant réglage.....	15
2.	Après Réglage .....	16
V.	Métriologie du moteur F4R.....	19
1.	Les outils du mesures .....	19
2.	Les mesures .....	20
a)	Étanchéité soupape :.....	20
b)	Jeu radial des soupapes :.....	20
c)	Les diamètres des têtes de soupapes :.....	21
d)	Diamètre queue de soupape :.....	21
e)	Diamètre intérieur du siège : .....	22
f)	L'angle de portée du siège : .....	22
g)	Largeur de portée des soupapes :.....	22
h)	Retrait des soupapes :.....	22
i)	Longueur libre de ressort : .....	23
j)	Longueur de ressort quand la soupape est fermée : .....	23
k)	Raideur du ressort : .....	24
l)	Force de ressort quand la soupape est fermée :.....	24
m)	Force du ressort quand la soupape est ouverte à fond : .....	24
n)	Calculer la pression de contact soupape/siège :.....	24

## Moteur

o)	Jeu axial des arbres à cames .....	25
p)	Flèche arbre à came .....	26
q)	Levée de cames .....	26
r)	Planéité de la culasse .....	28
s)	Calcul du volume des chambres de combustions .....	28
t)	Retrait des pistons.....	29
u)	Jeu radial des tourillons et les manetons du vilebrequin.....	29
v)	Jeu axial du vilebrequin .....	30
w)	Les mesures des manetons et de tourillons du vilebrequin.....	30
x)	Flèche du vilebrequin .....	31
y)	Poids volant moteur et vilebrequin.....	31
z)	Voile du volant moteur.....	31
aa)	Poids de l'ensemble (piston, axe, bielle).....	32
bb)	Jeu de coupe des segments.....	32
cc)	Diamètre de piston.....	32
dd)	Diamètre transversal des cylindres .....	33
ee)	Jeu cylindre /piston : .....	33
ff)	Déglçage des cylindres .....	34
VI.	Les tableaux de mesure.....	35
a.	Le bas moteur.....	35
b.	La culasse.....	36
VII.	Caractéristiques dimensionnelles du moteur Renault.....	37
VIII.	Recherche et développement .....	39
1.	Piston Forgés .....	39
a.	Forgés .....	39
b.	Traitement surface piston .....	40
2.	Les segments .....	41
3.	Rapport R/L.....	41
4.	La Bielle.....	42
5.	Soupape.....	43
6.	Vilebrequin .....	43
7.	Volant moteur : .....	44
8.	Arbre à came .....	45
9.	Culasse.....	47
a.	Surfaçage du plan de joint pour améliorer le rapport volumétrique.....	47

## Moteur

b.	Optimisation des conduits.....	47
c.	Montage de guides et de sièges de soupapes en bronze spécial .....	47
d.	Usinage de sièges avec un diamètre plus gros.....	48
e.	Equilibrage du volume des chambres de combustion. ....	48
f.	Zone de chasses :.....	48
10.	Equilibrage bielle :.....	49
IX.	Principales anomalies de fonctionnement du moteur :.....	49
1.	Le moteur ne démarre pas ;.....	49
2.	Le moteur chauffe excessivement ; .....	49
3.	Le moteur à un rendement trop bas ;.....	49
4.	Le moteur dégage une fumée noire ou gris foncé ;.....	49
5.	Le moteur dégage une fumée grise (qui tire sur le blanc) ; .....	49
6.	Le moteur dégage une fumée bleue ; .....	49
7.	Le moteur s'arrête ;.....	49
8.	Pression d'huile excessive ou insuffisante ; .....	49
X.	Conclusion .....	55

## Table des figures

Figure 1 : Moteur F4R.....	6
Figure 2 : bloc moteur .....	6
Figure 3 : les paliers.....	7
Figure 4: la culasse .....	7
Figure 5 : carter sec d'huile .....	8
Figure 6: les deux soupapes .....	8
Figure 7: les éléments du soupape.....	9
Figure 8: piston et son axe .....	9
Figure 9: Vue en coupe piston avec logement des segments .....	10
Figure 10: Les segments .....	10
Figure 11: Le vilebrequin .....	10
Figure 12: La bielle.....	11
Figure 13: Vue détaillé de la bielle .....	11
Figure 14: Arbre à came .....	12
Figure 15 : Pompe à huile.....	12
Figure 16: Cycle de Beau de Rochas.....	14
Figure 17: Diagramme réel avant réglage .....	15
Figure 18: Diagramme réel après réglage .....	16
Figure 19: L'épure circulaire .....	16
Figure 20: L'angle de balance des soupapes .....	18
Figure 21:Étanchéité soupape.....	20
Figure 22: Jeu radial des soupapes.....	21
Figure 23: Diamètre queue de soupape .....	21
Figure 24: L'angle portée du siège .....	22
Figure 25: Retrait des soupapes .....	22
Figure 26: Longueur libre de ressort .....	23
Figure 27: Longueur de ressort quand la soupape est fermée .....	23
Figure 28 : Mesure de raideur du ressort.....	24
Figure 29: Forme de la tête soupape .....	25
Figure 30: Mesure le jeu axial d'arbres à came.....	26
Figure 31: Mesure le flèche d'arbre à came.....	26
Figure 32: Mesure Levée de came .....	27
Figure 33: basculeur soupape .....	27
Figure 34: mesure la Planéité de la culasse.....	28
Figure 35: mesure de la chambre de combustion.....	29
Figure 36: Retrait de piston.....	29
Figure 37: Mesure de jeu radial par plastigage .....	30
Figure 38: Mesure les diamètres du vilebrequin.....	30
Figure 39: Poids vilebrequin .....	31
Figure 40: mesure de voile volant moteur .....	31
Figure 41: Mesure jeu de coupe de segment.....	32
Figure 42: Mesure du diamètre de piston.....	33
Figure 43: Mesure du diamètre transversal des cylindres par un pied à coulis.....	33
Figure 44: déglçage du cylindre.....	34

## Moteur

Figure 45 : Course et alésage dans un moteur à combustion interne .....	37
Figure 46: Couple moteur.....	38
Figure 47: Piston forgé .....	39
Figure 48: Traitement surface piston .....	40
Figure 49: Traitement jupe piston.....	40
Figure 50: Courbe d'accélération du piston .....	41
Figure 51: influence du la longueur de la bielle sur les effort transmis ( $F_b, A_c$ et $A_c$ ).....	42
Figure 52 : volant moteur allégé .....	45
Figure 53 : Guides et siège de soupape en bronze.....	47
Figure 54: Surface de contact siège/soupape .....	48
Figure 55: Equilibrage bielle .....	49

## I. Généralités sur le moteur

**Moteur** : Type F4R- 4 cylindres-16 soupapes-1998 cm<sup>3</sup>- Issus de la Clio II Renault Sport, le moteur F4R reste très proche de la série. Le principal changement réside dans le montage d'un carter semi-humide destiné à éviter les déjaugages dans les longs appuis. La prise d'air dynamique, la distribution décalée et la gestion électronique spécifique garantissent l'amélioration des performances par rapport à la version d'origine.

Alésage x course (mm) : 82.7 x 93  
Puissance maxi (Kw) : 144 (196 ch) à 7 000 tr/min  
Couple maxi (N.m) : 222 (21.6 m.Kg) à 4 750 tr/min  
Rapport volumétrique = 11.2/1  
Masse : 100 Kg, carter sec  
Carburant : essence 98 sans plomb  
Huile moteur : 6 L ELF HTX 802 15W50  
Liquide de refroidissement : 7 L

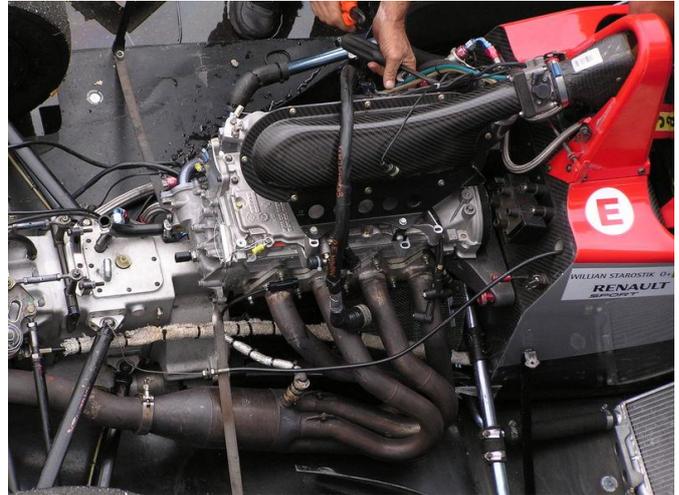


Figure 1 : Moteur F4R

## II. Les différents éléments du moteur

### 1. Le bloc-cylindres

Le bloc-cylindres, aussi appelé bloc-moteur, constitue le bâti du moteur à piston dont la partie intérieure est usinée pour former les cylindres ou les logements des chemises.

Il est fabriqué en fonte monobloc (bonne rigidité et conductibilité thermique) et doit remplir les différentes fonctions comme la résistance à la pression des gaz de la combustion qui tendent à le dilater et le pousser sur la culasse. Il doit guider le piston, d'où la nécessité de réduire le frottement et d'augmenter la résistance à l'usure. Il doit aussi contenir le liquide de refroidissement tout en résistant à la corrosion.



Figure 2 : bloc moteur

## 2. Les paliers

Les paliers ou chapeaux vilebrequin, sont des organes fixes sur le bloc moteur par un système de boulonnage et qui servent à guider le vilebrequin en rotation.



Figure 3 : les paliers

## 3. La culasse

La culasse est en aluminium en une seule pièce ce qui donne un montage stable de l'arbre à came en tête, délimite le haut de la chambre de combustion et les conduits des gaz (air frais ou gaz brûlés).

Il contient les conduites d'admission et d'échappement, les chambres d'eau pour le refroidissement, les soupapes et leur système de commande, les dispositifs d'injection et/ou d'allumage et les dispositifs d'assemblage de la culasse et le bloc-cylindres.

La culasse permet :

- L'arrivée et l'évacuation des gaz à travers les soupapes.

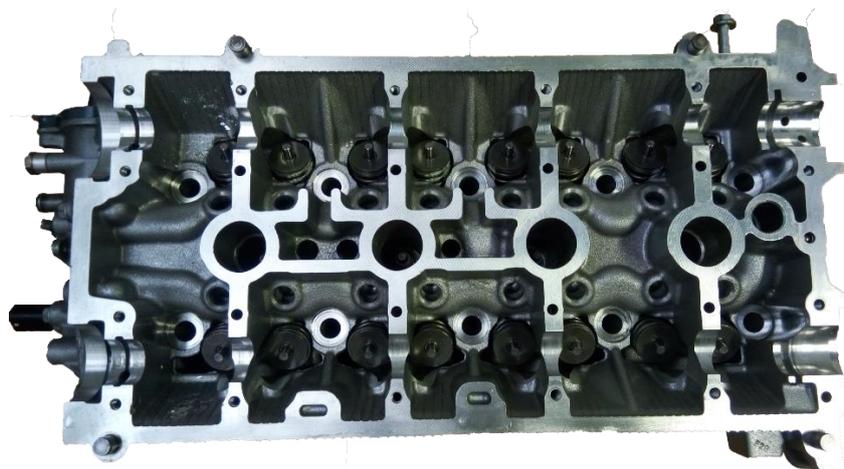


Figure 4: la culasse

#### 4. Carter sec d'huile

Le carter sec est un système de lubrification évolué utilisant un réservoir d'huile séparé du bloc-moteur. Ce système supprime les pertes de puissance liées au barbotage du système bielle-manivelle dans l'huile. Il permet aussi une bonne lubrification des moteurs qui doivent pouvoir fonctionner dans toutes les positions.

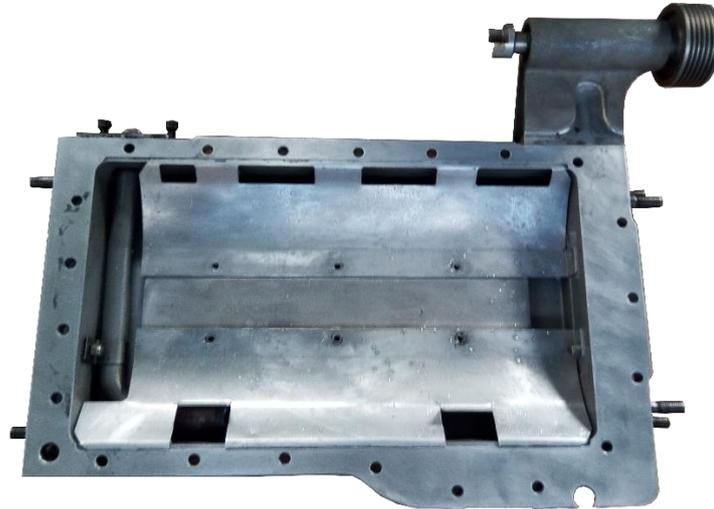


Figure 5 : carter sec d'huile

#### 5. Cache soupape, les pièces mobiles, les soupapes

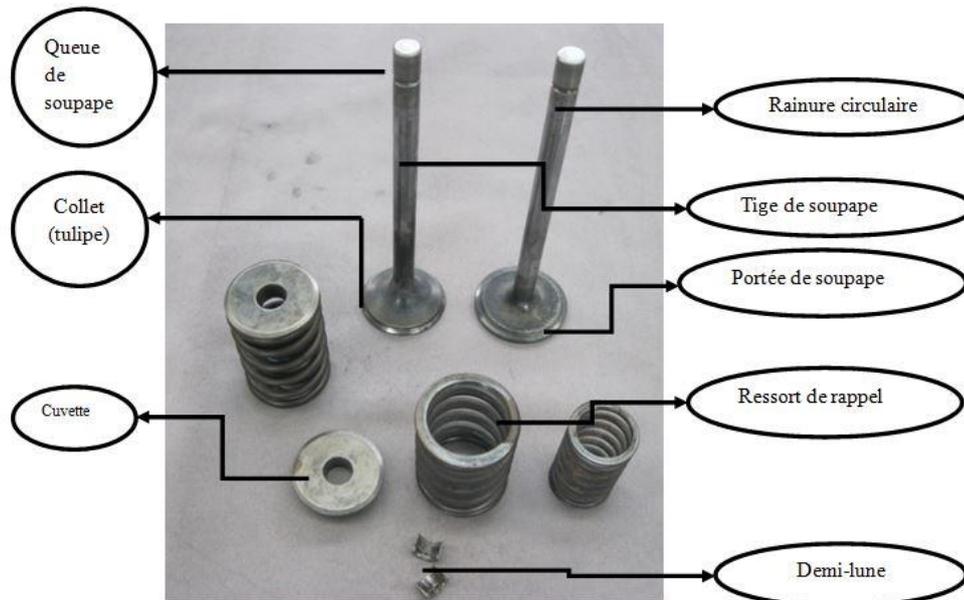


Figure 6: les deux soupapes

Une soupape est un organe mécanique de la distribution des moteurs thermiques permettant l'admission des gaz frais et l'évacuation des gaz brûlés.

Elle est montée de telle sorte que sa tête se trouve vers l'intérieur de la chambre de combustion.

L'ouverture de la soupape est réalisée par la force exercée sur la queue de la soupape et sa fermeture est réalisée par un puissant ressort de rappel.

La queue coulisse dans un guide aménagé dans la culasse.

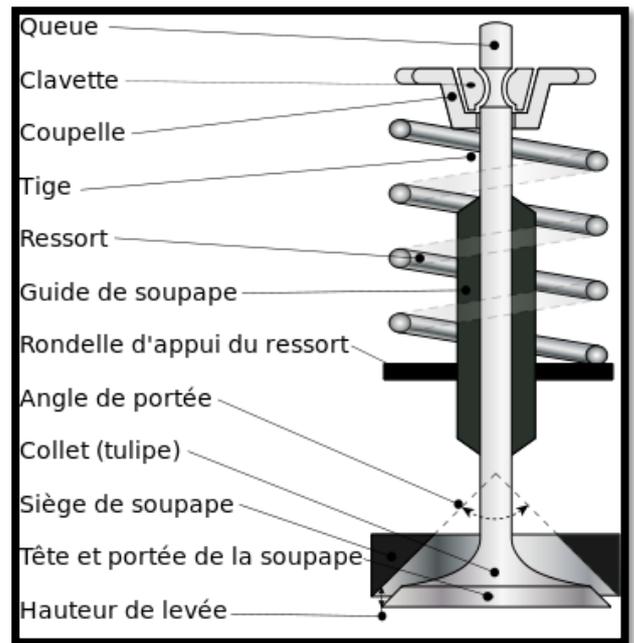


Figure 7: les éléments du soupape

## 6. Le piston



Figure 8: piston et son axe

C'est l'organe qui, en se déplaçant dans le cylindre ou la chemise, transmet la poussée des gaz au vilebrequin par l'intermédiaire de la bielle.

Il est décomposé en quatre parties principales :

- La tête ou fond (reçoit les efforts dus aux gaz).
- Le porte-segments (assure l'étanchéité aux gaz et à l'huile et dissipe une partie des calories reçues vers le fluide de refroidissement).
- Le logement de l'axe de piston ou trou d'axe
- La jupe, ou partie frottant qui guide le porte-segments et dissipe une partie des calories.

Pour lier le piston avec la bielle, on utilise ce qu'on appelle l'axe de piston qui est une pièce cylindrique fabriquée en acier cémenté trempé, puis rectifiée. Il permet le mouvement oscillatoire bielle/piston pendant la rotation du moteur. Il transmet à la bielle la force de pression, que reçoit le piston pendant la phase d'expansion des gaz.

### 7. Les segments :

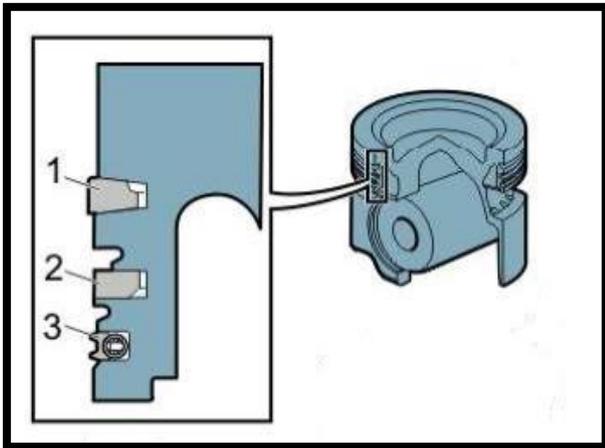


Figure 9: Vue en coupe piston avec logement des segments



Figure 10: Les segments

Ce sont des anneaux brisés, de section carrée ou parallépipédique, travaillant en extension.

Ils doivent assurer des pressions radiales uniformes sur les parois du cylindre.

En partant de la tête du piston, on a le premier segment qui est le segment coup de feu, il présente un profil transversal trapézoïdale, puis le segment de compression qui est à section rectangulaire et enfin le segment racleur d'huile qui est sous contrainte d'un ressort.

### 8. Le vilebrequin



Figure 11: Le vilebrequin

Le vilebrequin est la manivelle qui reçoit la poussée de la bielle et fournit un mouvement rotatif à partir du mouvement alternatif du piston.

A l'une des extrémités du vilebrequin, le couple moteur est utilisé pour entraîner le véhicule. A l'autre extrémité, une fraction du couple disponible est prélevée pour entraîner les

auxiliaires du moteur : la distribution (arbre à cames, soupapes, etc.), le générateur électrique (alternateur).

Il est réalisé par forgeage, en acier au nickel-chrome ou manganèse ou encore il est réalisé par moulage, en fonte au chrome ou silicium.

Il reçoit des traitements thermiques. Les manetons et tourillons sont tournés, puis rectifiés.

Le vilebrequin tourne dans sept paliers. Le montage axial est réalisé par des rondelles butées placées au quatrième palier de vilebrequin.

Les paliers de vilebrequin et de bielles sont munis de coussinets en alliage d'acier, cuivre-plomb-étain plaqué d'indium.

## 9. La bielle



Figure 12: La bielle

Elle est souvent fabriquée en acier très résistant au nickel-chrome, son rôle est de transmettre au vilebrequin les efforts reçus par le piston, en transformant un mouvement rectiligne alternatif en un mouvement circulaire dans un seul sens.

La bielle est soumise à des efforts de combustion et d'inertie.

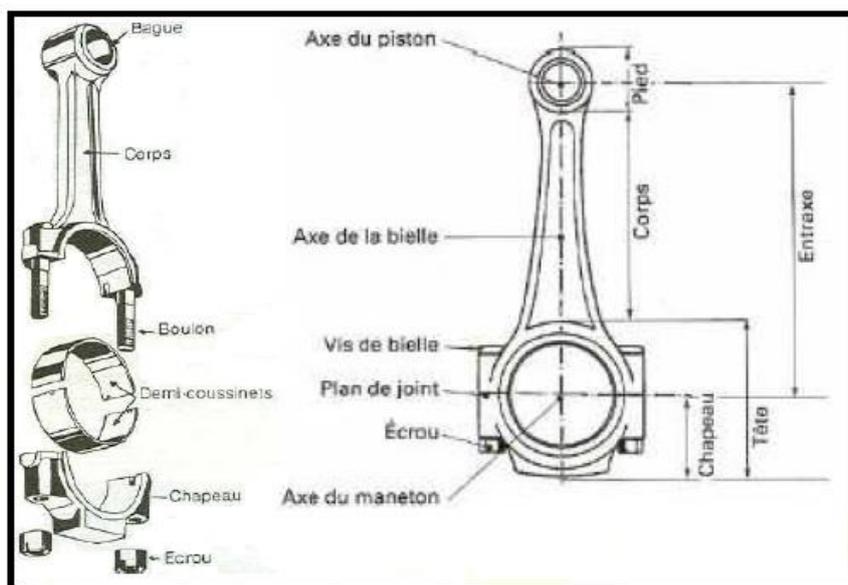


Figure 13: Vue détaillé de la bielle

La tête de bielle est en liaison avec le vilebrequin au niveau des manetons et le pied de bielle est en liaison avec le piston.

Le corps doit être suffisamment rigide pour ne pas se déformer lors de la pression exercée par la combustion.

### 10. Arbre à came



Figure 14: Arbre à came

Un arbre à cames est un dispositif mécanique permettant de synchroniser plusieurs déplacements.

Comme son nom l'indique, il s'agit d'un arbre muni de plusieurs cames. Il transforme le mouvement de rotation continu de l'arbre en un mouvement de translation alterné (exemple : une soupape).

### 11. Pompe à huile



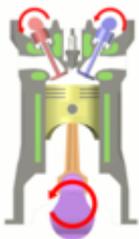
Figure 15 : Pompe à huile

La pompe à huile est un dispositif mécanique permettant de lubrifier un moteur en circulant le lubrifiant dans toutes les pièces qui en ont besoin.

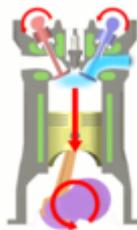
Selon le type de carter, son utilité est légèrement différente.

### III. Cycle thermodynamique du moteur essence

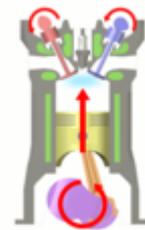
Ce cycle est caractérisé par quatre temps ou mouvements linéaires du piston :



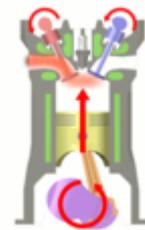
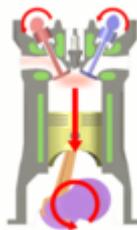
Point mort haut, départ



1 - admission



2-compression



Le carburant est enflammé 3 - détente 4 – échappement

1- Le cycle commence à un point mort haut, lorsque le piston est à son point le plus élevé. Au cours du premier temps le piston descend (admission), un mélange d'air et de carburant est aspiré dans le cylindre via la soupape d'admission.

2- La soupape d'admission se ferme, le piston remonte (compression) comprimant le mélange admis.

3- Le mélange air-carburant est dans ce cas enflammé, généralement par une bougie d'allumage, aux environs du deuxième point mort haut (remontée complète du piston). L'expansion des gaz portés à haute température lors de la combustion force le piston à descendre pour le troisième temps (détente). Ce mouvement est l'unique temps moteur (produisant de l'énergie directement utilisable).

4- Lors du quatrième et dernier temps (l'échappement) les gaz brûlés sont évacués du cylindre via la soupape d'échappement poussés par la remontée du piston.

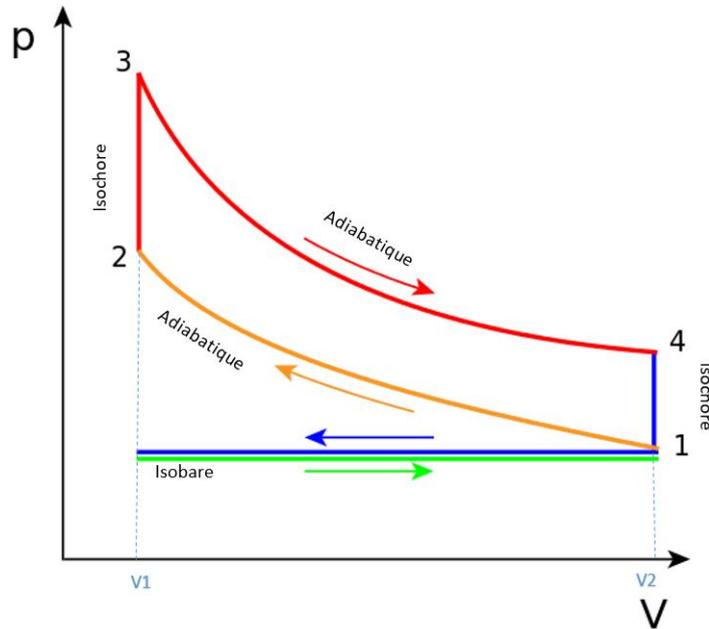


Figure 16: Cycle de Beau de Rochas

## Diagramme Pression-Volume

L' **alimentation** se fait par une détente isobare,

1-2: **compression** adiabatique.

2-3: Chauffage à volume constant (isochore),

3-4: **expansion adiabatique** .

4-1: **refroidissement isochore** ,

le cycle se termine par l'échappement (compression isobare).

On notera  $(P_i, V_i, T_i)$  l'état thermodynamique du gaz contenu dans le cylindre au point  $A_i$ . Le cycle est décrit dans le sens des aiguilles d'une montre, il est donc moteur ( $W < 0$ ). La quantité de chaleur apportée au moteur est  $Q_{23} > 0$ . Nous définirons donc le rendement, grandeur positive, par :

$$\eta = \frac{\text{travail mécanique fourni}}{\text{chaleur apportée}} = \frac{-W}{Q_{23}}$$

Le fluide subit un cycle ; l'application du 1er principe de la thermodynamique donne donc  $W + Q_{23} + Q_{41} = \Delta U = 0$  (il n'y a pas d'échanges thermiques sur les isentropiques qui sont des transformations adiabatiques et réversibles). On a donc

$$\eta = \frac{Q_{23} + Q_{41}}{Q_{23}} = 1 + \frac{Q_{41}}{Q_{23}}$$

Or, sur les isochores, nous avons, en désignant par  $C_V$  la capacité thermique du fluide à volume constant, supposée indépendante de la température :

$$Q_{41} = C_V(T_1 - T_4) \text{ et } Q_{23} = C_V(T_3 - T_2)$$

## IV. Diagramme réel

### 1. Avant réglage

Seulement, les gaz ont une certaine inertie, l'ouverture et la fermeture des soupapes ne sont pas instantanées, la combustion dure  $\sim 0,002s$ , une partie de la chaleur se dissipe.

Il en résulte une faible pression maxi, donc un mauvais rendement.

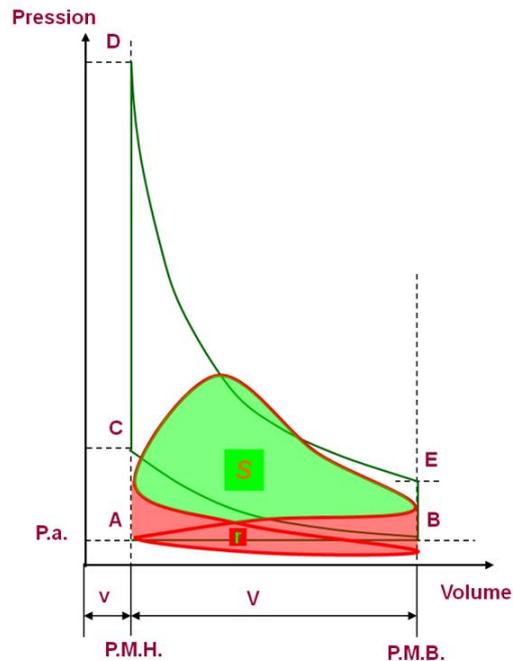


Figure 17: Diagramme réel avant réglage

#### Conclusion

Le travail moteur « S » est faible, le travail résistant « r » augmente.

**Le travail utile « W » (S – r) est insuffisant.**

Il faut augmenter le rendement en améliorant le remplissage et la combustion.

Pour se rapprocher du diagramme théorique et tirer ainsi du moteur un meilleur rendement il faut :

**Compenser la durée de combustion en agissant sur le point d'allumage**

Utiliser l'inertie des gaz par des réglages spécifiques d'ouverture et de fermeture des soupapes.

**AOA : Avance Ouverture admission :** Cette avance évite l'arrêt de la veine gazeuse devant une soupape fermée.

**RFA : Retard Fermeture Admission :** On profite de l'inertie des gaz pour améliorer le remplissage.

**AA : Avance à l'allumage :** Permet d'obtenir une pression maxi élevée sur le piston en compensant la durée de combustion.

**AOE : Avance Ouverture Échappement** : Permet d'accélérer la chute de pression des gaz brûlés afin de diminuer la contre pression pendant la remontée du piston.

**RFE : Retard fermeture Échappement** : On profite de l'inertie des gaz pour faciliter leur évacuation complète.

## 2. Après Réglage

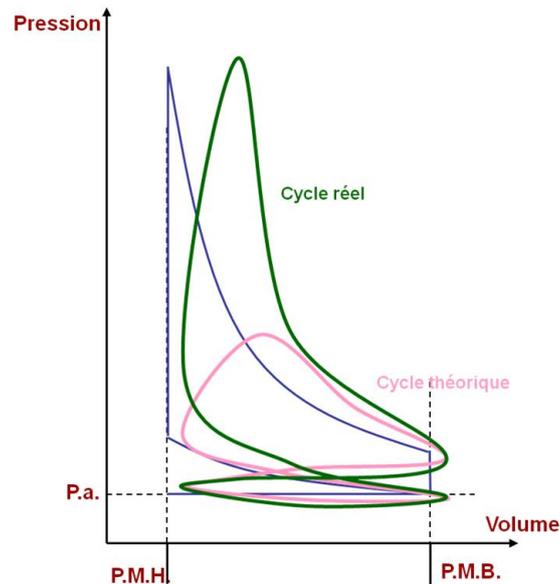


Figure 18: Diagramme réel après réglage

L'épure circulaire est la représentation graphique permettant de visualiser les angles de réglages de la distribution.

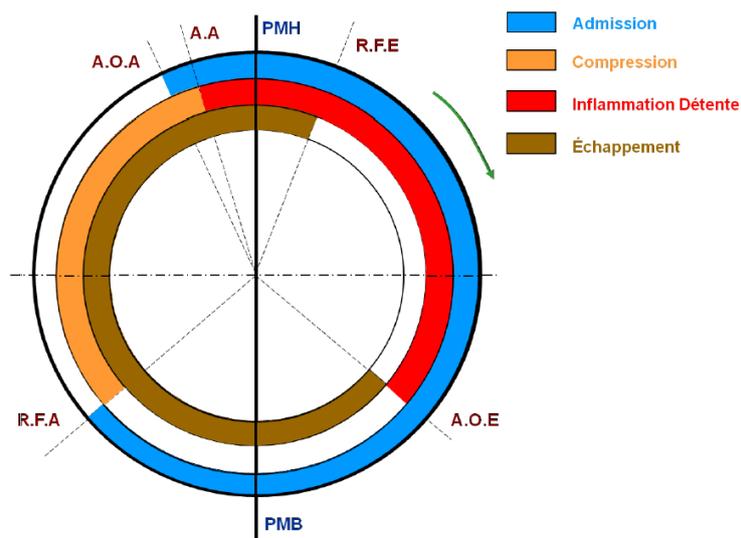
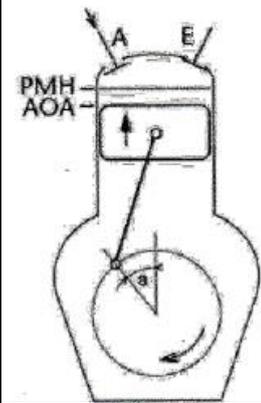
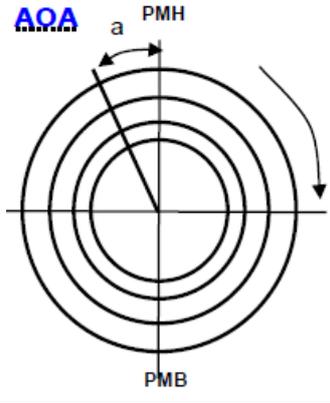
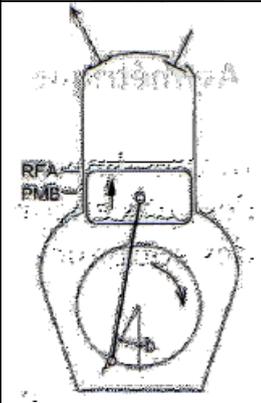
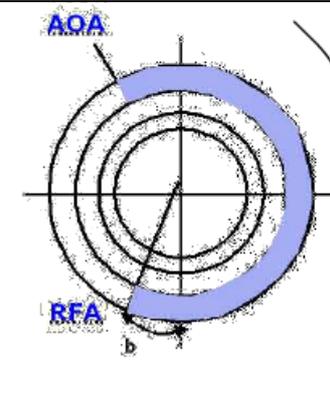
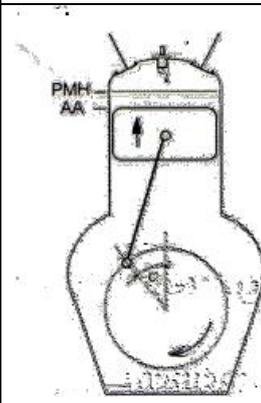
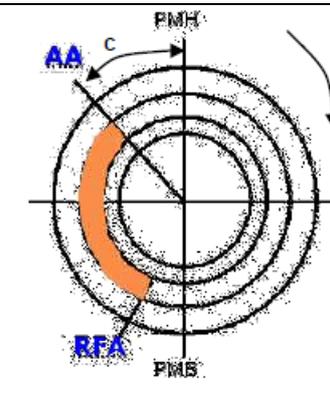
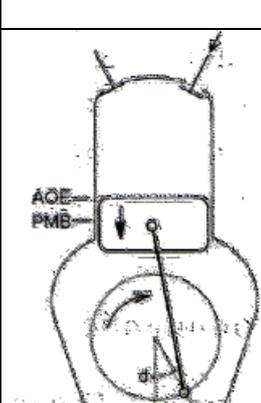
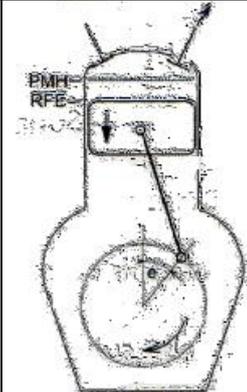
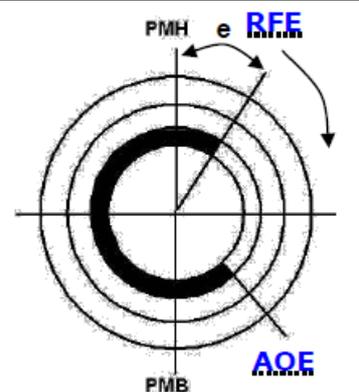


Figure 19: L'épure circulaire

Moteur

Réglage Temps	Position Piston	Position vilebrequin	Schéma de position	Epure circulaire
AOA : Avance Ouverture Admission	Quelques millimètres avant le PMH	Quelques degrés avant le PMH (a)		
Début d'admission				
RFA: Retard Fermeture Admission	Quelques millimètres après le PMB	Quelques degrés après le PMB (b)		
Début d'admission				
AA :Avance Allumage	Quelques millimètres avant le PMH	Quelques degrés avant le PMH (c)		
Compression De RFA à AA				
AOE :Avance Ouverture Echappement	Quelques millimètres avant le PMB	Quelques degrés avant le PMB (d)		
Combustion détente De AA à AOE				

## Moteur

RFE : Retard Fermeture Echappement	Quelques millimètres après le PMH	Quelques degrés après le PMH (e)		
Echappement De AOE à RFE				

On constate que, comme dans le diagramme réel, le temps « admission » commence alors que le temps « échappement » n'est pas encore terminé.

On appelle cet angle l'angle de croisement des soupapes, l'angle de balance des soupapes.

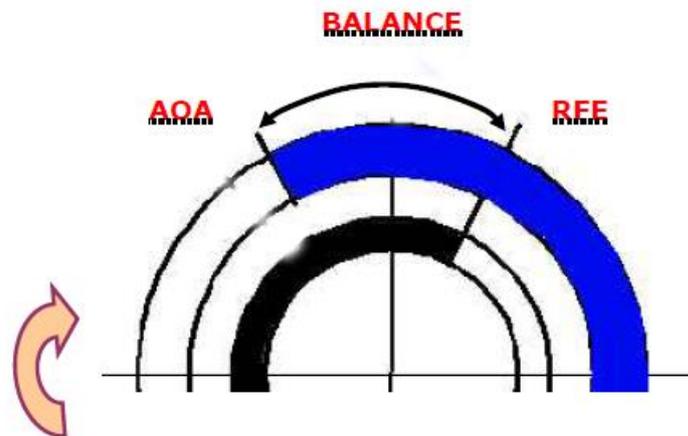


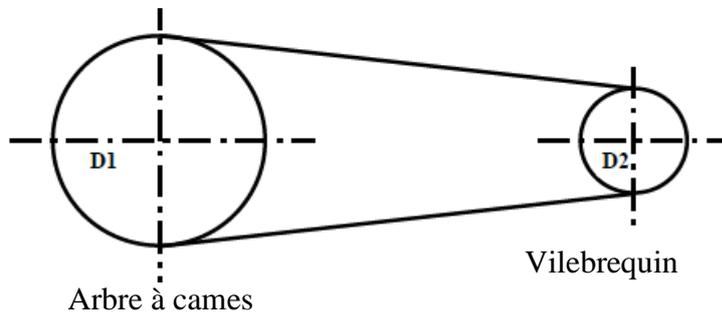
Figure 20: L'angle de balance des soupapes

Temps du cycle	Rotation vilebrequin	S. ADM	S.ECH
Admission	½ tour soit 180°	O	F
Compression	½ tour soit 180°	F	F
Combustion-détente	½ tour soit 180°	F	F
Echappement	½ tour soit 180°	F	O

D'après le tableau, nous remarquons que pour 2 tours de vilebrequin ou 720°, les soupapes d'admission et d'échappement ne s'ouvrent qu'une fois.

## Moteur

Nous pouvons en déduire que pour 2 tours de vilebrequin, l'arbre à cames ne doit effectuer qu'un tour.



**On peut écrire que :**

- $D1 = 2 \times D2$

- $D2 = D1 / 2$

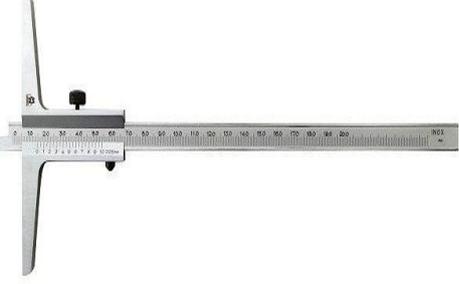
**On peut écrire que :**

- $D1 = 2 \times D2$

- $D2 = D1 / 2$

## V. Métrologie du moteur F4R

### 1. Les outils de mesures

 <p>OUTIL DE CALCUL DE VOLUME DE CHAMBRE DE COMBUSTION</p>	 <p>MICROMETRE</p>
 <p>COMPARATEUR</p>	 <p>PIED A COULISSE</p>
 <p>JAUGE DE PROFONDEUR</p>	 <p>JEU DE CALE</p>

## 2. Les mesures

### a) Étanchéité soupape :

On a testé l'étanchéité de soupape dans la machine de la culasse par l'application de la dépression dans les conduits de la culasse et on mesure la pression pour voir s'il y a des fuites d'air et on trouve que toutes les soupapes sont bien étanches surtout les soupapes d'admission du piston numéro 1 et de l'échappement du piston numéro 3, dont la pression est de moins de 0.75 bar tandis que les autres sont de moins de 0.7



Figure 21: Étanchéité soupape

### b) Jeu radial des soupapes :

C'est le jeu entre le guide soupape et la soupape et pour vérifier l'usure de la guide des soupapes.



Figure 22: Jeu radial des soupapes

**c) Les diamètres des têtes de soupapes :**

On a vérifié tous les diamètres des têtes soupapes si elles sont usées ou grillées pour que toutes les soupapes soient identiques (résultats : voir tableau).

Les cotes d'origine de diamètre soupapes d'admission :  $33.5^{±0.12}$  on observe que les soupapes d'admission « 5,6,7,8 » sont dans l'intervalle et les autres sont hors de l'intervalle d'écart faible qui n'afflue pas sur la fonction de la soupape.

Les cotes d'origines de diamètre des soupapes d'échappement :  $29 ± 0.12$  on observe que tous les soupapes d'échappement sont hors de l'intervalle d'écart très faible qui n'afflux pas sur la fonction de la soupape.

**d) Diamètre queue de soupape :**

La soupape a un mouvement alternatif de translation on observe un frottement entre le guide et la queue soupape donc il faut vérifier l'usure de cette dernière.

Les cotes d'origine des soupapes d'admission :  $5.471^{±0.009}$  on observe que toutes les soupapes d'admission sont dans l'intervalle.

Les cotes d'origines des soupapes d'échappement :  $5.447^{±0.009}$  on observe que toutes les soupapes d'échappement sont dans l'intervalle.

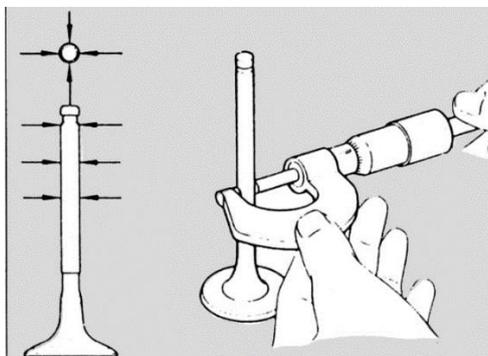


Figure 23: Diamètre queue de soupape

**e) Diamètre intérieur du siège :**

Le diamètre intérieur du siège agit sur la section du passage du gaz à la soupape. Pour avoir un bon remplissage, il faut que tous les diamètres soupapes soit identiques.

**f) L'angle de portée du siège :**

L'angle de portée des soupapes d'échappement sur leur siège est de 90°. Les soupapes d'admission qui subissent des températures moins élevées peuvent avoir de l'angle de portée de 120° offrant une section de passage de gaz plus importante pour une même valeur de levée.



**Figure 24: L'angle portée du siège**

**g) Largeur de portée des soupapes :**

C'est la surface d'appui de soupape sur la culasse plus que la portée moins large plus que la pression de l'étanchéité plus important car on a la même force de fermeture et  $P = \frac{F}{S}$ . Sans compter que dans cette surface se fait l'échange thermique avec la culasse pour refroidir les soupapes

**h) Retrait des soupapes :**

C'est le côté entre la tête de soupape et le plan du joint de la culasse, qui agit sur le volume de chambre de combustion et le rapport volumétrique. Il faut que tous les retraits de soupapes soient identiques pour que le volume de chambre être identique aussi.



**Figure 25: Retrait des soupapes**

**i) Longueur libre de ressort :**

Il faut que la longueur de ressort identique pour que on reçoive la même force du ressort et la même pression d'étanchéité.

La longueur libre du ressort d'après le document technique = 43.57mm. Après mesures, on constate que les longueurs des ressorts sont diminuées à cause de la fatigue.

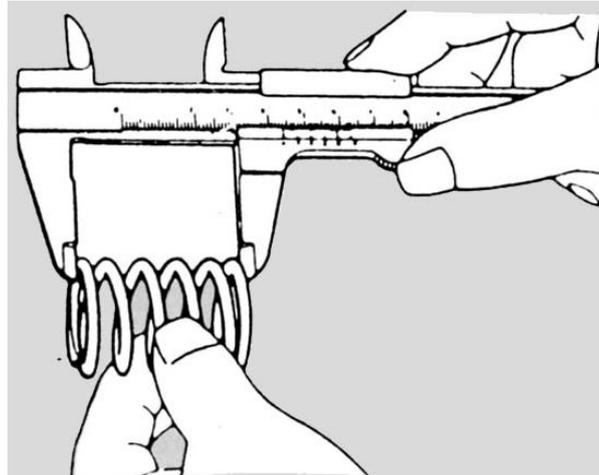


Figure 26: Longueur libre de ressort

**j) Longueur de ressort quand la soupape est fermée :**

La longueur de ressort quand la soupape est fermée doit être identique pour obtenir des forces de fermetures équilibrés et permettre de calculer la raideur.



Figure 27: Longueur de ressort quand la soupape est fermée

### k) Raideur du ressort :

L'arbre à came comprime les ressorts de la soupape à une valeur égale à la valeur de levée de came donc c'est la flèche du ressort. 
$$K = \frac{Force}{Flèche\ du\ ressort} = \frac{Force\ soupape\ ouverte - Force\ soupape\ fermée}{Levée\ de\ came}$$

D'après le document technique on a pour : 27daN → 34.5mm

:65daN → 23.5mm

Donc on peut calculer la raideur d'origine du ressort  $K = \frac{65-27}{34.5-23.5} = 3.45\ daN/mm$

Après calcul de raideur de notre ressort on a trouvé que les raideurs ne sont pas équilibrées et hors intervalle sauf le ressort d'admission numéro 7. On constate qu'il y'a un phénomène d'acyclisme.



Figure 28 : Mesure de raideur du ressort

### l) Force de ressort quand la soupape est fermée :

On a mis tous les ressorts dans l'appareil de mesure de force de ressort et on a comprimé le ressort jusqu'à la longueur du ressort quand la soupape est fermée et on a pris les valeurs des forces en daN.

### m) Force du ressort quand la soupape est ouverte à fond :

Après la mesure de force du ressort quand la soupape est fermée dans l'appareil de ressort on comprime plus le ressort ajoutant la valeur de levée de came et on mesure la force.

### n) Calculer la pression de contact soupape/siège :

Pour calculer la pression de contact de soupape/siège on a la formule suivante :

$$Pression = \frac{\text{Force du ressort quand la soupape est fermé}}{\text{surface de contact}}$$

On a déjà la force du ressort donc il reste à calculer la surface et quand on observe que la portée de la soupape a une forme tronc de cône alors la surface est égale à  $S = \pi \cdot L(r_1 + r_2)$   
d'où  $r_1 = L + r_2$

Avec :

$r_2$  = rayon intérieur du siège

$L$  = largeur de la portée soupape

$r_1$  = rayon extérieur de la portée de soupape

Tableau de calcul des surfaces de contact en mm<sup>2</sup>

$$S = \pi \cdot L(L + 2r_2)$$

	1 coté distribution	2	3	4	5	6	7	DM
<b>ADM</b>	337.99	269	276.33	338.06	311.5	278.84	313.4	301.12
<b>ECH</b>	435.42	416.46	423.52	348.32	388.9	434.61	444.34	442.71

$$P = \frac{F}{\pi \cdot L \cdot (r_1 + r_2)} \text{ (Voir tableaude la culasse)}$$

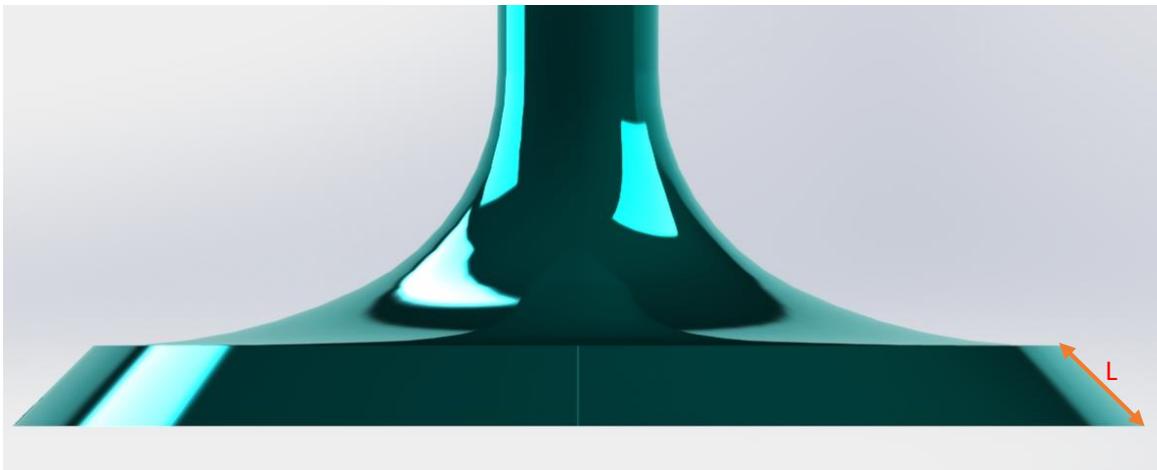


Figure 29: Forme de la tête soupape

### o) Jeu axial des arbres à cames

Mettre l'arbre à cames en place en le poussant vers l'arrière de la culasse.

Mettre le comparateur à cadran à zéro contre l'extrémité de l'arbre à cames. Pousser l'arbre à cames d'avant en arrière et lire le jeu axial. Si le jeu axial est supérieur à la limite de service, remplacer le couvercle de butée et contrôler à nouveau. S'il est toujours en dehors de la limite de service, remplacer l'arbre à cames.

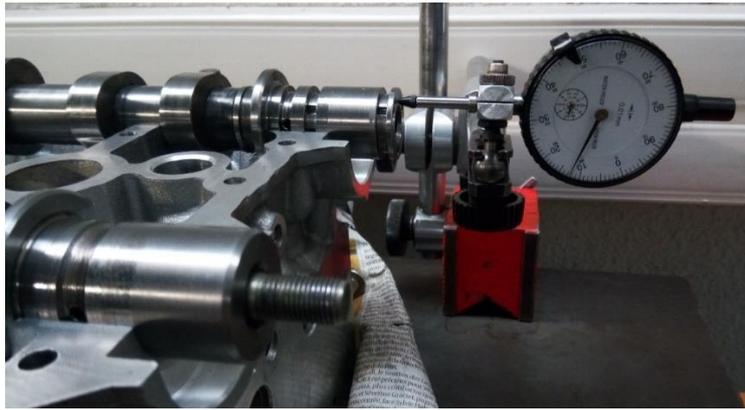


Figure 30: Mesure le jeu axial d'arbres à came

### p) Flèche arbre à came

L'arbre à came est soumis à des contraintes de flexion exercées par les ressorts des soupapes se fait un défaut de balourd et pour cela il faut vérifier la flèche d'arbre à came.

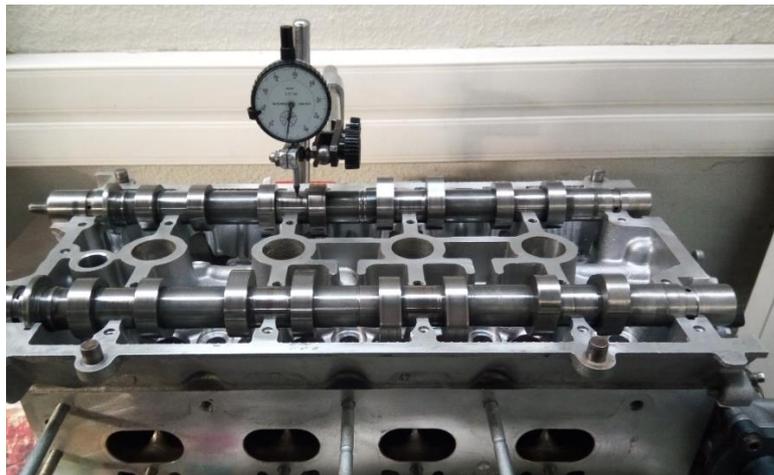


Figure 31: Mesure le flèche d'arbre à came

### q) Levée de cames

L'arbre à came est un dispositif mécanique permettant de transformer le mouvement de rotation continu de l'arbre en mouvement de translation alterné (la soupape) sa course de translation définie par la levée de came. Elle est calculable au micromètre CD et AB puis effectuant la différence  $CD-AB$ .

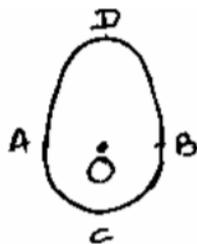




Figure 32: Mesure Levée de came

La levée de la soupape n'est pas la même que la levée de came car on a un basculeur entre la came et la soupape qui multiplie ou réduit la levée de came donc il faut calculer le rapport du basculeur pour connaître la levée réelle de la soupape.

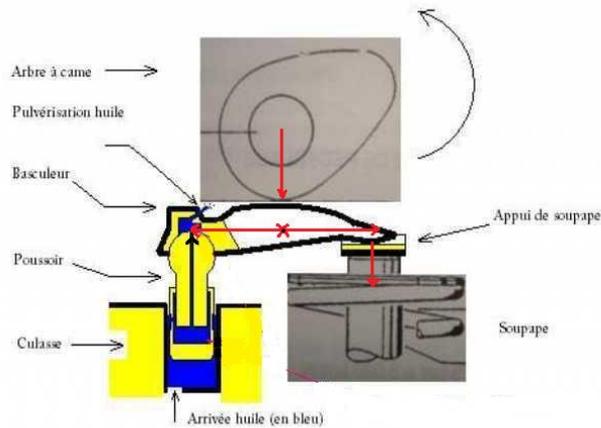
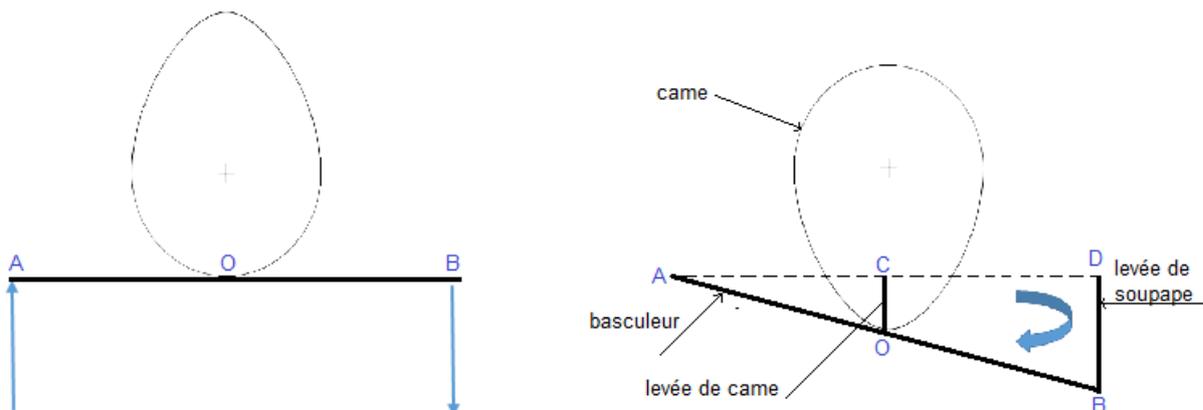


Figure 33: basculeur soupape



Après mesure de centre de basculeur point « O » est dans le centre du basculeur « AB »

Moteur

D'après le théorème de Thalés on a :

$$\frac{AC}{AD} = \frac{AO}{AB} = \frac{CO}{BD} \implies \frac{1}{2} = \frac{CO}{BD} \implies BD = 2 * CO$$

Donc le rapport entre la levée de came et la soupape égale 2. Pour un millimètre de levée de came on a 2 millimètres de levée de soupape.

### r) Planéité de la culasse

La culasse a subi une déformation par un manque de refroidissement cet échauffement provoque la déformation de la culasse par rapport au plan du joint du bloc, il faut donc vérifier la planéité et l'ovalisation de la culasse.



Figure 34: mesure la Planéité de la culasse

### s) Calcul du volume des chambres de combustions

Pour mesurer le volume de chambre de combustion on a suivi les étapes suivantes :

Première étape, monter une bougie.

Bien nettoyer le plan de joint.

Mettre la culasse sur une petite cale de sorte à créer un point haut.

Ensuite monter les soupapes.

Appliquer un peu de graisse autour de la chambre de combustion en fine couche.

Appliquer ensuite la plaque en plexi en vérifiant que la graisse soit bien présente partout

Bien pousser sinon la graisse risque de créer une surépaisseur qui augmentera le volume

Il est possible de vérifier que la graisse est bien répartie en regardant au travers du plexi

Remplir la seringue d'huile

Remplir doucement la chambre par le trou en veillant à ne pas laisser de bulle d'air

Relever le volume sur la Seringue (le volume en ml = volume en cm<sup>3</sup>)

Voilà la chambre dans la culasse est cubée.

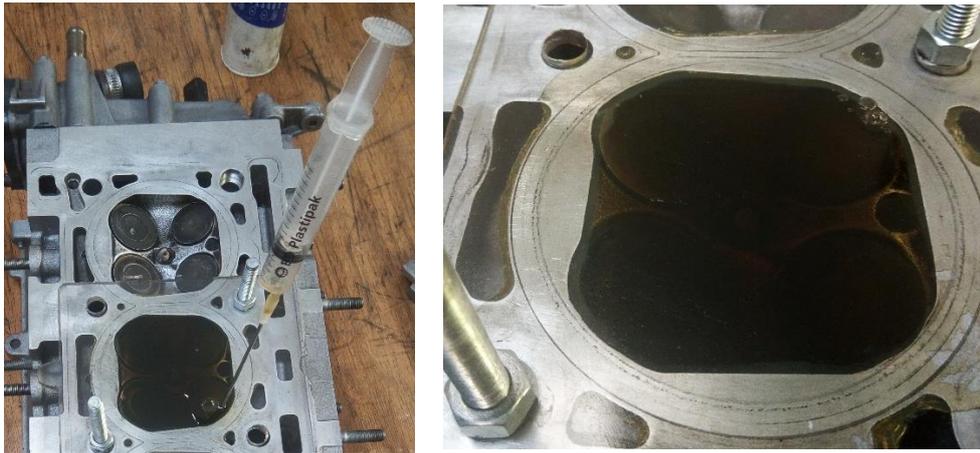


Figure 35: mesure de la chambre de combustion

### t) Retrait des pistons

C'est très important de vérifier le retrait de piston ou déplacement du piston car il y a risque que le piston touche la soupape.

La cote C désigne le dépassement (signalé par +) ou le retrait (signalé par -) du piston au point mort haut par rapport à la surface d'étanchéité du bloc-cylindres

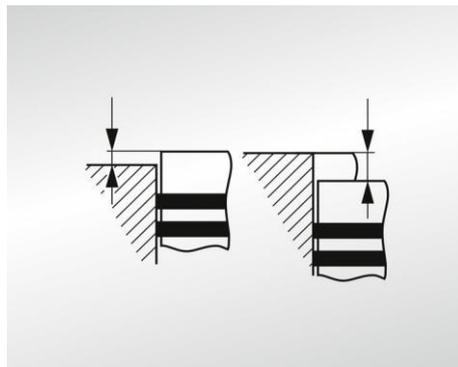


Figure 36: Retrait de piston

### u) Jeu radial des tourillons et les manetons du vilebrequin

C'est le jeu entre le vilebrequin et les deux demi-coussinets.

Si ces jeux sont trop élevés, la bielle ou les paliers taperont contre le vilebrequin. L'usure de ce dernier sera d'autant plus élevée.

Si ces jeux sont trop faibles, le film d'huile qui sert d'interface entre le vilebrequin et le coussinet sera trop faible. L'embellage serrera et le coussinet jouera son rôle de fusible en fondant pour protéger le vilebrequin.

Contrôler le jeu correct entre les coussinets et les manetons avec le méthode du « Plastigage ». Nettoyer soigneusement les parties et monter les bielles sur leurs manetons. Placer une longueur de fil de plastigage contre le maneton. Installer les chapeaux et serrer les écrous. Retirer les chapeaux et utiliser l'échelle sur l'enveloppe pour mesurer la largeur du fil compressé.



Figure 37: Mesure de jeu radial par plastigage

#### v) Jeu axial du vilebrequin

On mesure l'usure des coussinets axiale de demi-lune et toujours le coussinet coté volant moteur est le plus user à cause d'effort d'embrayage.

#### w) Les mesures des manetons et de tourillons du vilebrequin

On a mesuré les diamètres des manetons et de tourillons du vilebrequin et on a trouvé le diamètre de maneton de la bielle numéro 3 est inférieur aux autres diamètre (usée) à cause de manque de film d'huile et sur échauffement de la bielle et de conicité de 0.19mm et d'ovalisation de 0.39mm Donc la manetons est usé et pour ce là on a changé le vilebrequin.

- D'après le document technique, le diamètre normal de maneton est égal à  $48^{+0.02}_0$  mm

Et on trouve que tous les diamètres des manetons hors intervalle sur tout le maneton de la bielle numéro 3.

- Pour le diamètre normal de tourillon est égal 54.795(inclus)à 54.805 (exclu).

On trouve que tous les diamètres des tourillons dans l'intervalle.



Figure 38: Mesure les diamètres du vilebrequin

### x) Flèche du vilebrequin

Le vilebrequin assure la transmission de l'énergie de combustion du carburant dans les cylindres en énergie mécanique disponible sur l'arbre moteur il est soumis à la flexion donc il faut contrôler la flèche de flexion.

### y) Poids volant moteur et vilebrequin

La masse du vilebrequin et du volant moteur sont essentiels, si on lège la masse du volant moteur et vilebrequin le moteur monte très vite au régime donc accélération très importante. Le nouveau vilebrequin est moins lourd par rapport à l'ancien.



Figure 39: Poids vilebrequin

### z) Voile du volant moteur

Le volant moteur est soumis à des efforts appliqués par l'embrayage qui subit à des frottements. Il peut se déformer à cause de sur-échauffement c'est pour ce là il faut contrôler la voile du volant moteur.



Figure 40: mesure de voile volant moteur

### aa) Poids de l'ensemble (piston, axe, bielle)

L'ensemble ' piston, axe, bille' a une mouvement rectiligne alternative. Il a une force d'inertie ( $\text{Force} = \text{Masse} \cdot \text{Accélération}$ ). Pour que cette force d'inertie soit la même dans tous les 4 cylindres il faut que tous les masses de l'ensemble sont identiques.

### bb) Jeu de coupe des segments

Le jeu à la coupe d'un segment est l'écart entre ses deux becs lorsqu'il est monté dans le cylindre.

La mesure du jeu à la coupe des segments permet d'être sûr que les 2 extrémités du segment ne puissent pas venir se rencontrer en cas de forte dilatation de ce dernier.

Le jeu à la coupe des segments est important :

Trop de jeu = une perte de puissance du moteur.

Pas assez de jeu = risque de serrage du segment sur le cylindre.

D'après le dossier technique les jeux à la coupe sont :

Segment coup de feu : 0.2 à 0.35mm

Segment d'étanchéité : 0.4 à 0.6 mm

Segment racleur : 0.25 à 0.75 mm

On trouve que tous les mesures des segments sont dans l'intervalle.

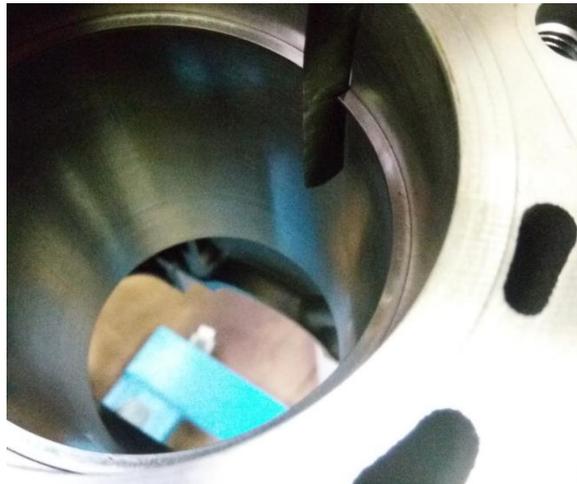


Figure 41: Mesure jeu de coupe de segment

### cc) Diamètre de piston

Pour cette opération, on va utiliser un micromètre.

On positionne le micromètre à une distance 44.01mm du sommet du piston et le plus perpendiculaire à l'axe du piston. Serrer à l'aide de la petite molette à l'extrémité du tambour jusqu'à le tambour ne progresse plus.

D'après le dossier technique le diamètre nominal du piston est 82.680mm et pour nos mesures sont très proche de la valeur nominale et on peut conclure que nos pistons légèrement usés et sont encore fonctionnelles.



Figure 42: Mesure du diamètre de piston

#### dd) Diamètre transversal des cylindres

L'usure des cylindres du moteur est inévitable, mais elle dépasse la norme une fois usé, il aura une incidence sur la puissance du moteur, le rendement du moteur et la vie du moteur. C'est pour cela on a contrôlé les diamètres des cylindres par un pied à coulis mais il n'est pas précis et d'après le document technique la cote nominale d'alésage des cylindres égale à 82.710mm. Par comparaison avec nos valeurs quand a trouvé que le cylindre numéro 2 est un peu usé.

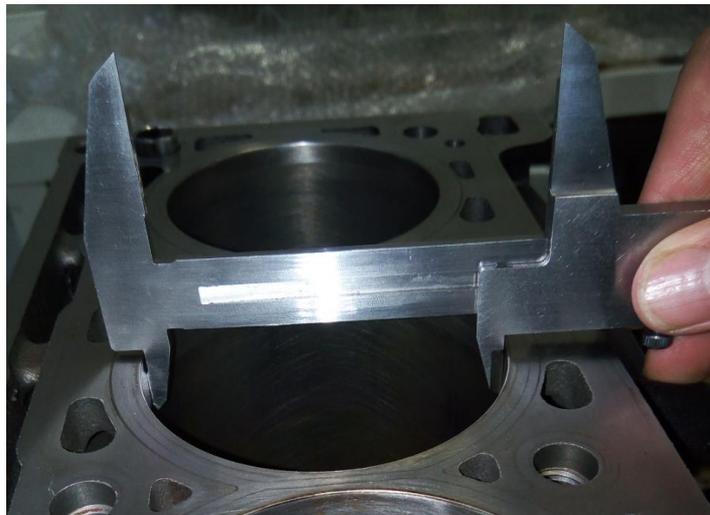


Figure 43: Mesure du diamètre transversal des cylindres par un pied à coulis

#### ee) Jeu cylindre /piston :

Le jeu entre le piston et le cylindre est un jeu qui permet au piston de se dilater -celui-ci a tendance à augmenter avec l'usure puisque le cylindre s'ovalise et a un certain moment on dit qu'il est "hors cote" il faut alors les remplacer (si chemises) soit réalésé et monter des pistons plus gros.

### ff) Déglacage des cylindres

Le glaçage est l'usure du cylindre au point de voir la paroi lisse et brillante comme un miroir.

Le déglacage se fait avec des pierres abrasives qui viennent se plaquer contre les parois du cylindre pour créer des micro-stries hélicoïdales dans le cylindre permettant d'avoir un frottement humide parce que l'huile restera dans ces micro rayures, cette huile est en quantité tellement infime quelle n'engendrera pas de consommation par contre elle favorisera l'étanchéité segment/cylindre à la compression et à l'huile.



Figure 44: déglacage du cylindre

## VI. Les tableaux de mesure

### a. Le bas moteur

	1 coté distribution	2	3	4	5
Retrait des pistons					
Jeu radial tourillon vilebrequin	0.051	0.051	0.051	0.051	0.051
Jeu radial maneton vilebrequin					
Jeu axial du vilebrequin	0.01				
Diamètre des tourillons vilebrequin	54.79	54.78	54.77	54.77	54.78
Diamètre des manetons vilebrequin	47.82	47.82	47.46	47.82	
Ovalisation des tourillons	0	0.005	0	0	0
Conicité des tourillons	0.005	0	0	0.01	0
Ovalisation des manetons	0.005	0	0.39	0	
Conicité des manetons	0.01	0	0.19	0	
Flèche du vilebrequin					
Poids du vilebrequin	13.86 kg				
Poids du volant moteur	2.028 kg				
Voile du volant moteur					
Poids de les ensembles (les pistons ,les bielles et les axes en gramme)	852	852.5	847	857.5	
Jeu à la coupe des segments	Feu	0.2	0.25	0.3	0.2
	Etanchéité	0.45	0.6	0.6	0.6
	Racleurd'H	0.6   0.6	0.6   0.6	0.7   0.6	0.7   0.7
Diamètre des pistons	82.65	82.62	82.63	82.64	
Diamètre transversal des cylindres	Haut	82.71	82.72	82.69	82.68
Ovalisation des cylindres	0	0.1	0	0	
Jeu cylindre/piston					
Entraxe de bielle	143.395	142.985	143.495	143.345	
Poids des bielles en g	590.5	591	589	592	
Equilibrage : Poids des têtes					
Equilibrage : poids des pieds					

## b. La culasse

		1 <sub>coté distribution</sub>		2		3		4	
Etanchéité des soupapes		-0.75 bar		-0.7 bar		-0.7 bar		-0.7 bar	
		-0.7 bar		-0.7 bar		-0.75 bar		-0.7 bar	
Jeu radial des soupapes	Adm	0.24	0.29	0.26	0.25	0.25	0.28	0.25	0.25
	Ech	0.27	0.33	0.27	0.22	0.23	0.24	0.3	0.25
Hauteur des guides de soupapes	Adm	35.68	35.68	35.88	35.76	35.9	35.7	35.68	35.86
	Ech	33.9	33.86	33.8	34	33.88	33.74	34	33.4
Diamètre des têtes soupapes	Adm	33.36	33.36	33.36	33.37	33.38	33.39	33.4	33.38
	Ech	28.83	28.83	28.83	28.83	28.85	28.81	28.80	28.82
Diamètre des Queues soupapes	Adm	5.47	5.47	5.47	5.47	5.47	5.47	5.47	5.47
	Ech	5.45	5.45	5.46	5.45	5.45	5.44	5.45	5.45
Diamètre intérieur du siège	Adm	31.18	30.8	31.18	30.8	31	31	30.78	31.2
	Ech	25.68	25.6	25.6	25.68	25.4	25.74	25.9	25.8
Angle de portée du siège	Adm	120	120	120	120	120	120	120	120
	Ech	90	90	90	90	90	90	90	90
Largeur de portée des soupapes	Adm	1.68	1.36	1.38	1.7	1.56	1.4	1.58	1.5
	Ech	2.57	2.47	2.51	2.09	2.33	2.56	2.6	2.6
Retrait des soupapes	Adm	1.08	1.09	1.09	1.10	1.10	1.10	1.10	1.10
	Ech	1.55	1.50	1.58	1.50	1.50	1.47	1.51	1.57
Longueur libres des ressorts	Adm	43.3	43.22	43.12	43.10	43	43.3	42.8	42.86
	Ech	43.4	43.56	43.5	43	42.76	42.76	42.8	42.56
Longueur des ressorts quand la soupape est fermée	Adm	34.22	34.22	34.22	34.22	34.22	34.22	34.22	34.22
	Ech	34.22	34.22	34.22	34.22	34.22	34.22	34.22	34.22
Raideur des ressorts	Adm	3.27	3.51	3.47	3.47	3.47	3.43	3.45	3.5
	Ech	3.47	3.44	3.62	3.48	3.48	3.46	3.38	3.38
Force du ressort quand la soupapes est fermée (daN)	Adm	26.7	28.7	26.5	27.7	25.5	24.7	24.6	26.9
	Ech	27	27.8	27.2	26.6	26.6	26.4	25.1	25.1
Force du ressort quand la soupapes est ouvert à fond	Adm	44.9	47.9	45.7	46.9	44.9	43.84	43.8	46.3
	Ech	44.2	44.9	45.3	44	44	43.6	44.3	42.2
Calculer la pression de contact soupape/siège	Adm	7.89	10.66	9.58	8.19	8.18	8.85	7.84	8.93
	Ech	6.2	6.67	6.42	7.63	6.83	6.07	5.64	5.66
Jeu axial des arbres à cames	Adm	0.13							
	Ech	0.12							
Flèche des arbres à cames	Adm	0.01							
	Ech	0							
Levée de cames	Adm	5.55	5.54	5.53	5.54	5.59	5.57	5.55	5.53
	Ech	4.95	4.97	4.99	4.99	5	4.97	5.08	5.05
Hauteur de culasse	138.2mm								
Planéité culasse	0.02								
Voile de la culasse	0.03								
Volume des chambres de combustion	43 cm <sup>3</sup>		43 cm <sup>3</sup>		43 cm <sup>3</sup>		43 cm <sup>3</sup>		

## VII. Caractéristiques dimensionnelles du moteur Renault

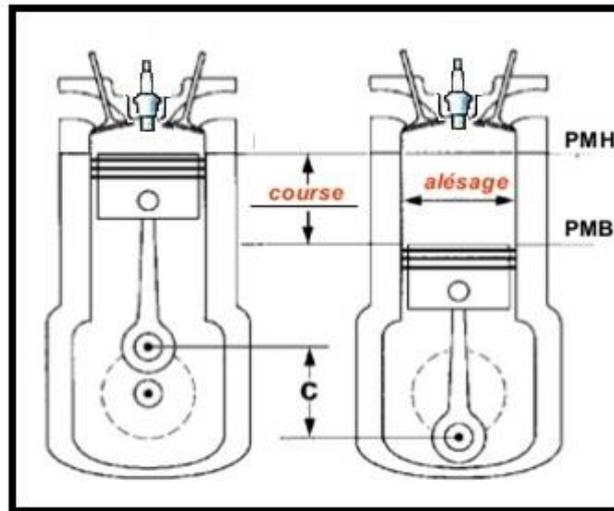


Figure 45 : Course et alésage dans un moteur à combustion interne

- L'alésage « D » est le diamètre intérieur du cylindre

Après notre mesure par le pied à coulisse, nous avons déterminé l'alésage :

$$D = 82.62 \text{ mm}$$

La course « C » est la distance parcourue par le piston entre son point mort haut et son point mort bas.

Elle est déterminée par la distance « r » comprise entre axe de vilebrequin et axe du maneton

$$(C = 2 * r)$$

$$C = 2 * 46.5 = 93 \text{ mm}$$

- La cylindrée unitaire « Cu » est le volume compris dans un cylindre entre le P.M.H et le P.M.B.

$$C_u = S * C = \frac{\pi * D^2}{4} * C$$

$$C_u = \frac{\pi * 82.62^2}{4} * 93 = 498.589 \text{ cm}^3$$

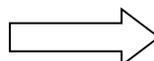
- La cylindrée totale « Ct » est le volume compris dans tous les cylindres du moteur entre le P.M.H et le P.M.B.

$$C_t = S * C * n = \frac{\pi * D^2}{4} * C * n$$

Avec n est le nombre des cylindres (n = 4) ;

$$C_t = 498.539 * 4$$

$$C_t = 1994.156 \text{ cm}^3$$



$$C_t = 1.994 \text{ Litre}$$

- **Le rapport volumétrique** : est le rapport entre le volume total dans le cylindre (quand le piston est au P.M.B) et le volume restant quand le piston est au P.M.H (volume mort, ou volume de la chambre de combustion)

$$\rho = \frac{Cu + v}{v}$$

$$\rho = \frac{498.539 + 43}{43} = 12.59$$

### Couple moteur

La force de poussée des gaz qui s'exerce sur le piston lors du temps combustion détente engendre, par l'intermédiaire de la bielle et du maneton de vilebrequin, un couple moteur. Ce couple provoque la rotation du vilebrequin.

Par définition ce couple correspond au moment de la force  $F_b$  qu'exerce la bielle sur le vilebrequin par rapport à l'axe de rotation du vilebrequin, au point O (voir figure ci-contre).

$$C_i = F_b \times d$$

Avec  $F_b$  : force de la bielle sur le vilebrequin,

$d$  : distance entre la force et le point O,

$C_i$  : couple instantané.

Nous parlons ici de couple instantané, car ce couple n'est pas constant durant la phase de combustion détente.

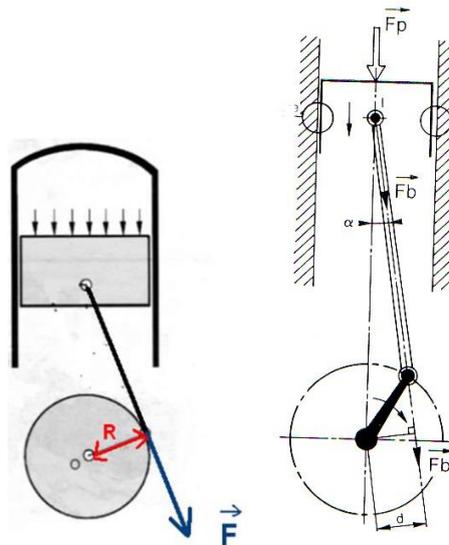


Figure 46: Couple moteur

- **La puissance de moteur**

$$P = C * \omega(\text{Watt}) \text{ Avec } \omega = \frac{\pi * N}{30}(\text{radian}) \quad \text{et} \quad C = \text{couple moteur}(\text{N.m})$$

$$P = 196 \text{ Chevaux} \quad \Longrightarrow \quad P = 196 * 736 = 144256 \text{ Watts} = 144.256 \text{ Kw}$$

## VIII. Recherche et développement

### 1. Piston Forgés

#### a. Forgés

- Réellement plus solides.
- Plus légers d'environ 1/3 par rapport aux classiques, ce qui fait une énorme différence sur les contraintes exercées sur les bielles et le vilebrequin à haut régime.
- Durabilité: Réellement meilleure due à sa structure meilleure.
- Consommation d'huile: Une fois en température, un piston forgé use moins d'huile du fait de segments plus fins mais avec une meilleure étanchéité.
- Plus de puissance: Segments plus fins, moins de chaleur, plus de puissance.
- Détonation: Les pistons classiques sont beaucoup moins tolérants à la détonation, surtout dans la zone des segments.

Le pré-allumage crée très une combustion ultra-rapide et des températures de chalumeau. La fusion intervient en quelques secondes seulement.

La jupe du piston commence après le dernier segment et sert au guidage du piston dans le cylindre.

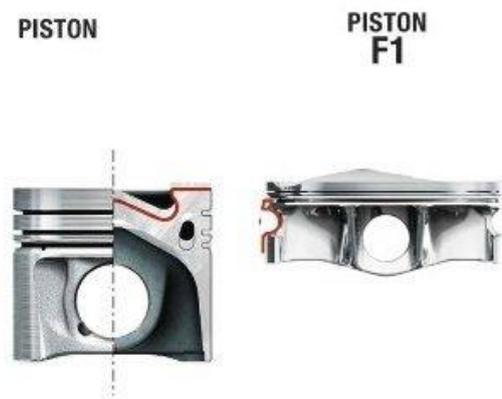


Figure 47: Piston forgé

la jupe est réduite ressemblant plus à une paire de "patin" assurant toujours le guidage contre le cylindre.

En effet, les constructeurs essaient de réduire le poids du piston et les frottements de la jupe sur le cylindre afin d'améliorer les performances du moteur à haut régime.

L'état de surface de la jupe est importante pour assurer une bonne lubrification, parfois un traitement de surface peut être appliqué sur le piston ou uniquement sur la jupe, qui prendrons alors une coloration gris foncé voir noir.

## b. Traitement surface piston



Figure 48: Traitement surface piston

Il y a plusieurs types disponibles.

J'en ai utilisé trois: Un servant de bouclier thermique (céramique), un autre qui est un film lubrifiant solide et un traitement de surface de l'échappement.

J'ai été particulièrement intéressé par le bouclier thermique céramique, qui donne les avantages suivants:

- Réduction des transferts de chaleur
- Elimine les points chauds
- Améliore le front de flamme
- Améliore l'étanchéité du segment coup de feu
- Diminue le dépôt de calamine

Les films solides de lubrifiant (comme le graphite moly-disulfide) projetés sur les jupes de pistons forgés ont les avantages suivants:



Figure 49: Traitement jupe piston

- Améliore la résistance du film d'huile
- Resserre les jeux pistons/cylindre

## 2. Les segments

Toujours on cherche de minimiser les pertes mécanique (frottements) et pour améliorer le rendement du moteur il ne fait pas mettre le chrome avec l'acier (chemise / segments) car sont très mauvais mélange du point de vue frottement de plus il faut mettre cylindre fonte et segments chromées.

Le matériau le plus usité en matière de segment est la fonte grise à graphite lamellaire.

Diminuer sensiblement la tension de segments racleurs gros consommateurs d'énergie.

La forme L qui permette de laisser pénétrer les gaz comprimés à l'intérieur de la gorge, ce qui a pour effet d'augmenter considérablement la pression du segment sur la paroi du cylindre

On est passé depuis longtemps de 5 puis 4 segments très hauts maintenant à 3 segments qui deviennent de plus en plus minces pour diminuer le frottement de la surface de contact.

## 3. Rapport R/L

Rapport R/L et le rapport entre la demi course du moteur et la longueur de la bielle plus ce rapport faible course courte et bielle longue plus les variation de vitesses du piston sont progressives, limiter les accélérations c'est réduire les forces d'inertie et soulager le piston des contraintes mécaniques qu'il subit.

l'allure de la courbe d'accélération du piston prend la alors une allure toute significative. On montre que pour un rapport R/L inférieure à  $1/4$ , cette courbe prend une allure dos de dromadaire alors qu'au contraire, pour des rapports supérieures à  $1/4$ , on enregistre des courbes en dos de chameau de plus en plus prononcé, présentant d'étonnantes variation d'accélération.

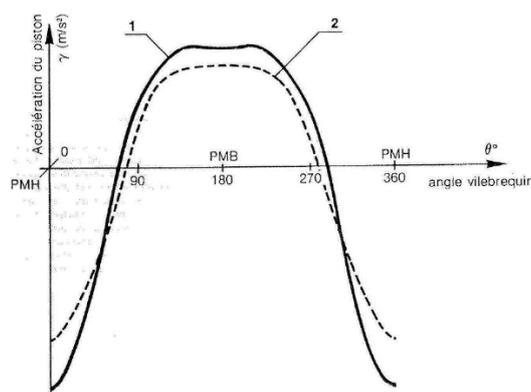


Figure 50: Courbe d'accélération du piston

Si le rapport R/L plus important le piston va subir a des accélération plus fortes et donc des forces d'inertie plus élevées nuisibles à sa résistance mécanique. Sa vitesse maximale augmentera également, ce qui va dans la sens d'une puissance perdue par frottement plus grande

l'obliquité de la bielle devient plus importante, ce qui se traduit par des efforts radiaux du cylindre sur le piston plus élevés  $A_r$

il s'en suit une composante de frottement  $A_f$  également plus grande.

$F_p$  la force motrice

$A_c$  l'action du cylindre sur le piston qui se décompose :

- une force radiale  $A_r$  qui crée l'usure des surface flottantes
- une composante de frottement  $A_f$  force résistance

l'effort sur la bielle  $F_b$  est donc la résultante de ces deux forces  $F_p$  et  $A_c$

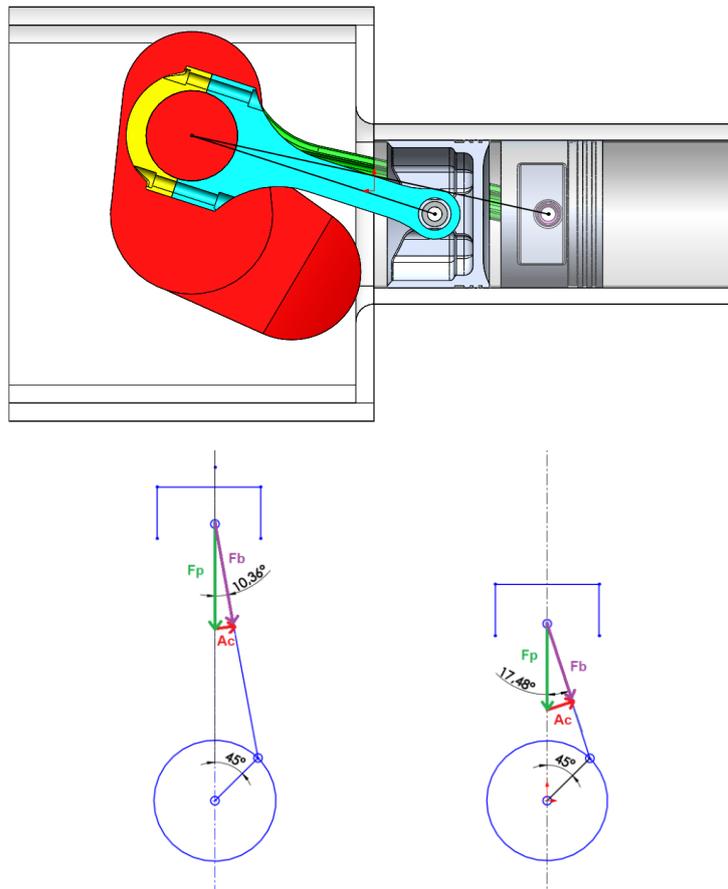


Figure 51: influence du la longueur de la bielle sur les effort transmis ( $F_b, A_c$  et  $A_c$ )

#### 4. La Bielle

La bielle doit être la plus légère envisageable pour diminuer les effets de balourd sur les axes. La totalité bielle + piston nécessite une masse d'équilibrage qu'on trouve sur la manivelle. Comme elle agit en transmetteur d'effort, la bielle est soumise à des sollicitations de traction/compression (le plus fréquemment compression). Sa longueur est limitée par des considérations de résistance au flambage. Sa section en H très larges (au contraire des sections en I ou double T des bielles matricées courantes par conséquent la plus élancée envisageable (grand moment d'inertie). D'autre part, elle doit être la plus longue envisageable pour que le mécanisme bielle-manivelle observe un mouvement suffisamment régulier mais il est risqué de trop alléger des bielles déjà longues, aussi préfère-t-on mettre tous les chances de son côté en faisant réaliser des bielles forgées en alliage de titane très robustes. Bien entendu, tout est un savant dosage : une longue bielle rend aussi le moteur moins compact et sera nécessairement plus lourde. On cherche par conséquent la forme optimale donnant la

possibilité la légèreté, la longueur et la résistance. Ce travail se fait en même temps que le développement du piston pour permettre une longueur maximale de la bielle sans sacrifier la solidité du piston.

## 5. Soupape

Les soupapes se meuvent alternativement dans des guides relativement longs. Les surfaces de contact sont donc importantes et les différences de rectitude entre la queue de soupapes et l'alésage du guide introduisent à elles seuls des frictions.

Pour tenter de réduire les frictions on pourra :

- . Remplacer les guides d'origine en fonte par des guidages en bronze (ces derniers sont de plus en plus fréquents, sur les moteurs de série sportifs, principalement allemands), le coefficient de frottement entre acier et bronze étant en effet meilleur que celui entre acier et fonte. Citons aussi le bronze fritté, plus performant par son effet autolubrifiant.

- . Diminuer légèrement la longueur des guides, en restant prudent côté échappement. Ce travail se fera obligatoirement côté conduit, ce qui améliorera en même temps l'écroulement des gaz.

- . Supprimer éventuellement les joints à lèvres racleurs d'huile recteurs d'huile fixés sur la partie haute des guides.

Toujours on préfère deux petites soupapes à une seule plus grosse, justement pour cette question de poids et d'inertie. Ce qui explique que les moteurs à 4 soupapes par cylindre, outre le fait qu'ils soient mieux « remplis » à haut régime, peuvent tourner plus vite.

Il est possible d'alléger légèrement la tête des soupapes en creusant en cône l'intérieur de la forme tulipée.

On n'en oubliera pas moins, si ce n'est déjà fait sur les soupapes spéciales, de polir la zone tulipée, toujours pour éviter tout risque de bris par concentration de contraintes aux amorces de rupture, l'écoulement du flux gazeux en sera amélioré, et les dépôts de calamine à l'échappement (poids en supplément) retardés.

## 6. Vilebrequin

La course du piston, c'est deux fois l'excentration du maneton, c'est-à-dire le double du rayon de la manivelle :  $C=2R$

Il est possible de rectifier le vilebrequin d'origine, de manière à décentrer le maneton et par conséquent augmenter son excentration.

Un déplacement de l'excentration de 1 mm aura pour effet d'augmenter la course du piston du double, soit 2mm.

Si on obtient plus de 3 ou 4 mm de course supplémentaire on rencontrera des problèmes de résistance mécanique.

En effet, le diamètre du maneton diminuant, sa résistance sous charge diminue, de même que la rigidité en flexion et torsion du vilebrequin. Si l'on conserve les bielles d'origine ce qui n'est pas conseillé, il est alors nécessaire de monter des coussinets spéciaux à support épais, de telle sorte que l'épaisseur de la couche d'antifricction soit la plus faible possible :

La capacité de charge transmissible par le coussinet en dépend de la durée de vie relative en fonction de l'épaisseur d'antifriction. Sinon il faut trouver des bielles avec des diamètres de tête plus faibles.

Pour l'allègement du vilebrequin est une chose délicate ou l'expérience compte beaucoup ; sur certains vilebrequins moulés largement surdimensionnés, on peut gagner pas mal de poids sur les rapports de manetons et contrepoids, mais il faut toujours veiller à ne pas détruire irrémédiablement l'équilibrage statique et dynamique du vilebrequin.

Pour l'équilibrage d'un vilebrequin montre que le vilebrequin à 4 contre poids n'est pas la panacée. Le 8 contre poids offre un équilibrage dynamique nettement meilleur si l'on compare les déformations.

### **7. Volant moteur :**

Son rôle est double. Non seulement il supporte le mécanisme d'embrayage et sert de face d'appui au disque d'embrayage, en assurant ainsi la transmission du mouvement moteur, mais il a aussi un rôle important de volant d'inertie : par sa masse, il absorbe l'énergie saccadée des combustions des cylindres pour la restituer régulièrement et écrêter ainsi les variations du mouvement.

Il permet ainsi l'équilibrage du moteur et évite des vibrations destructrices pour la mécanique et génératrices d'inconfort de conduite.

Alléger le volant moteur, c'est permettre au moteur de moins dépenser d'énergie pour le faire tourner. Le moteur peut donc transmettre plus d'énergie au châssis pour le faire avancer meilleure accélération.

En réduisant sa masse, on gagne en accélération moteur

En effet,  $C = J * \frac{d\omega}{dt}$  ( C:couple/J : moment d'inertie / $\frac{d\omega}{dt}$  :accélération angulaire ) . Si on diminue J en laissant C constant (puisque'il n'y a pas de raison que C diminue... on a toujours la même quantité d'air et de carburant dans le moteur, toujours la même avance, etc...), on augmente donc  $\frac{d\omega}{dt}$  c'est à dire l'accélération. Voilà pourquoi le moteur prend plus vite ses tours.

La réciproque est vraie. Si le moteur prend plus vite ses tours quand on lui applique un couple positif, il perd plus vite les tours quand on lui applique un couple négatif. Donc moins de freins moteur.

Les avantages de l'allègement du volant moteur sont les suivants :

- Des montées en régime plus rapides ;
- Une puissance plus rapidement atteinte ;
- Des performances accrues.

Mais il présente aussi des inconvénients :

- Un fonctionnement irrégulier et des vibrations accrues ;
- Un fonctionnement au ralenti irrégulier ;
- Une consommation accrue (plus de combustions).



Figure 52 : volant moteur allégé

## 8. Arbre à came

L'arbre à came, véritable horloge de synchronisation du moteur, présente encore quelques mystères pour qui veut affûter un peu sa mécanique.

Il sert à une chose

**Ouvrir et fermer les soupapes d'admission et d'échappement au bon moment.**

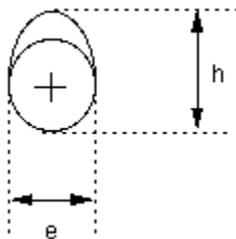
La forme des cames détermine la quantité de gaz et la durée du remplissage de ceux-ci.

La position des cames détermine le moment d'admission et de reflux des gaz.

CARACTERISTIQUES DES AC :

Les arbres à cames sont caractérisés par 3 paramètres :

**La levée de soupape.**



Il s'agit de l'ouverture maximum (levée maximum) que peuvent emprunter les gaz.

La levée de soupape est donnée par la différence des côtes  $h-e$  si les culbuteurs sont symétriques ou si l'arbre à came agit en tête de soupape.

Plus la levée de soupape est importante, mieux les gaz circulent (et meilleur est le rendement).

### **Le temps d'ouverture.**

Il s'agit du temps pendant lequel la soupape reste ouverte. Ce temps est fixé par le profil de la came. Plus la came est pointue, plus le temps d'ouverture est court, et plus la came est "plate", plus le temps d'ouverture est long.

En effet, pour améliorer le remplissage à haut régime, les comes d'un moteur poussé ont un profil nettement plus carré que celles d'un moteur standard.

### **Les angles d'ouverture.**

Il s'agit du moment (exprimé en angle de rotation du moteur) où la soupape commence à s'ouvrir, et où elle commence à se fermer.

Désignons par PMH (Point Mort Haut) et PMB (Point Mort Bas) les positions respectives où le piston est en haut et en bas.

Dans un moteur à 4 temps, une course complète du piston est nécessaire, tant pour aspirer les gaz frais que pour laisser échapper les gaz brûlés. On peut donc admettre que dans la course d'admission (mouvement du piston vers le PMB), la soupape d'admission est ouverte au moment du PMH et qu'elle se ferme lorsque le piston arrive au PMB en n'aspirant plus aucun gaz. Le même raisonnement vaut pour la phase d'échappement.

La réalité est très différente :

Comme les soupapes ne peuvent s'ouvrir à une vitesse illimitée (à cause des forces d'accélération), il faut placer un point d'ouverture ou de fermeture respectivement avant le PMH et le PMB. De plus, l'écoulement des gaz représente à ces vitesses et pressions une masse non négligeable, et il faut un certain temps pour qu'ils se mettent en mouvement. Tous ces paramètres sont optimisés par ce que l'on appelle le CROISEMENT de l'arbre à came (Les 4 valeurs angulaires AOE-RFE-AOA-RFA)

Ces angles d'ouverture et de fermeture sont définis comme suit :

#### **AOE : Avance à l'Ouverture de l'Echappement**

C'est le nombre de degrés de rotation du vilebrequin entre le début d'ouverture de la soupape d'échappement, et le point mort bas en fin d'explosion (PMBex).

#### **RFE : Retard à la Fermeture de l'Echappement**

Retard de fermeture de la soupape d'échappement après le point mort haut en fin d'échappement (PMH ech).

#### **AOA : Avance à l'Ouverture de l'Admission**

Avance de l'ouverture de la soupape d'admission avant ce même PMHech.

Le croisement de l'arbre à came est égal à  $AOA + RFE$ , nombre de degrés pendant lequel les deux soupapes sont ouvertes en même temps.

### **RFA : Retard à la Fermeture de l'Admission**

Retard de fermeture de la soupape d'admission après le point mort bas en fin d'admission (PMB adm).

## **9. Culasse**

La préparation de la culasse est nécessaire pour le développement de la puissance.

### **a. Surfaçage du plan de joint pour améliorer le rapport volumétrique.**

Le rapport volumétrique est une caractéristique moteur définie par l'équation  $R = (V + v) / v$  ;  
R : rapport volumétrique ; V : volume du cylindre délimité par le parcours du piston du point mort bas au point mort haut ; v : volume de la chambre de combustion.

Le surfaçage permet de diminuer la hauteur de la culasse, donc le volume des chambres de combustion ; la compression des gaz au point mort haut des pistons est alors plus importante, permettant une meilleure combustion.

### **b. Optimisation des conduits**

Les conduits d'admission et d'échappement permettent respectivement aux gaz frais d'entrer dans le moteur et aux gaz brûlés de la quitter après combustion. Dans l'idéal, l'écoulement à travers ces conduits doit être le plus fluide possible mais, pour des raisons de coûts, ce n'est généralement pas le cas sur un moteur ordinaire. Les aspérités liées au moulage, la taille des conduits, les distorsions, etc... sont tous des freins à l'admission et à l'échappement. Le polissage des surfaces, jusqu'à obtenir un fini digne d'un miroir, permet de parvenir à un écoulement plus régulier des gaz. En revanche, si le polissage seul des conduits est susceptible d'améliorer le comportement du moteur à haut régime, vous n'en tirerez tout le bénéfice que si vous l'associez à une préparation complète du haut moteur incluant le polissage de la culasse et le remplacement du ou des arbres à cames.

### **c. Montage de guides et de sièges de soupapes en bronze spécial**

Le bronze au plomb possédant d'excellentes propriétés de frottement et un bon pouvoir lubrifiant. Utilisé dans des cas de vitesses élevées sous faible charge et graissage difficile c'est pour ce là on monte des guides soupapes en bronze pour minimiser les frottements et des sièges soupapes en bronze pour bonne étanchéité et absorber les choc



**Figure 53 : Guides et siège de soupape en bronze**

#### d. Usinage de sièges avec un diamètre plus gros.

Pour bénéficier du diamètre de siège optimal (pour un diamètre de tête de soupape donnée), l'idée consiste :

D'une part à déplacer la portée de soupape le plus possible vers la tête (côté du plus grand diamètre), ce qui, autrement dit, revient à « enfoncer » au maximum la soupape sur son siège ;

D'autre part à réduire le plus possible la largeur de la portée, ce qui améliorera en outre l'étanchéité puisqu'à surface de contact réduite pression plus forte ; toutefois, et afin de ne pas trop entraver le transfert des calories de la soupape au siège, ce qui risquerait de griller la portée, la largeur de celle-ci ne devra pas descendre au-dessous de 1 mm, une largeur de 1.5 mm étant à considérer comme un maximum ; à noter qu'en terme de surface et de transfert de chaleur .

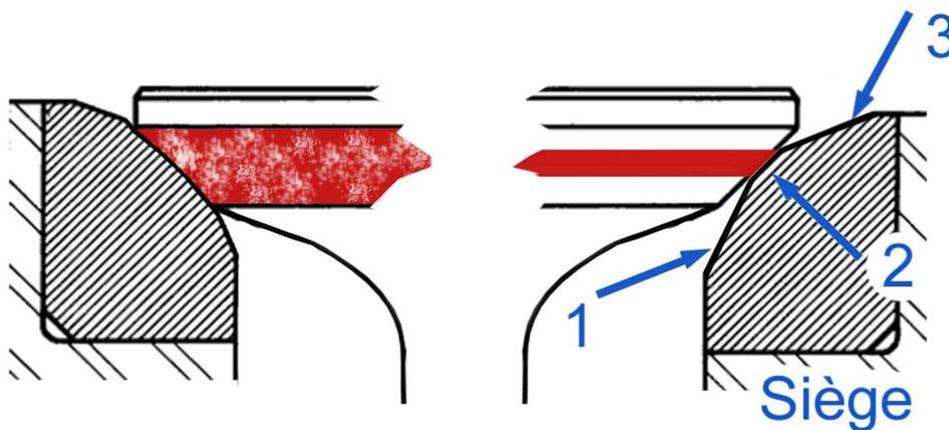


Figure 54: Surface de contact siège/soupape

#### e. Equilibrage du volume des chambres de combustion.

Volume des chambres non équilibré c'est à dire des forces motrice non équilibré cette déséquilibre de pression engendre un acyclisme, qui se traduit par une vitesse de rotation non uniforme et des vibrations.

#### f. Zone de chasses :

La situation peut être sensiblement améliorée en pratiquant dans la chambre ce qu'on appelle des « chasses », parallèlement à chaque ligne de soi papes. Cet artifice qui donne aux chambres une forme en « toit » au vrai sens du terme, permet de réduire la surface d'ouverture de la chambre par rapport à celle du cylindre ; ainsi au moment où le piston atteint le mélange fortement comprimé dans cette zone, est vivement « chassé » vers le centre de la chambre, là où est placée la bougie ; la turbulence de compression est activée, la présence de ces « chasses » contribuant d'autre part à réduire le trajet du front de flamme ,et par conséquent à accélérer la combustion.

## 10. Equilibrage bielle :

Les forces d'inertie alternatives du premier ordre sur le vilebrequin sont éliminés de par sa conception avec des manetons déphasés de  $180^\circ$  et des masselottes d'équilibrage...oui, mais ... si on ajoute les bielles, on fausse cet équilibre

Les bielles doivent être "balancées", c'est à dire qu'elles doivent avoir la même masse et avoir leur centre de gravité au même endroit

en position horizontale, les têtes de bielles devront avoir le même poids, ainsi que les pieds de bielles. Il vous faudra donc faire un petit montage, 2 blocs et un axe de piston suffisent, une balance numérique au gramme près étant suffisamment précise.

Il faut également que le poids soit réparti de la même façon sur les 4 bielles entre le pied et la tête.

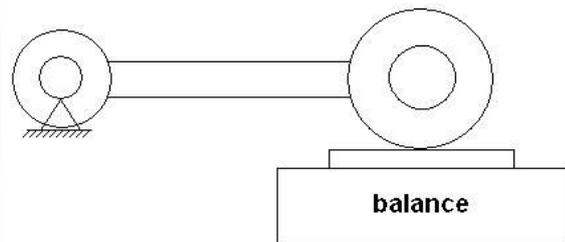
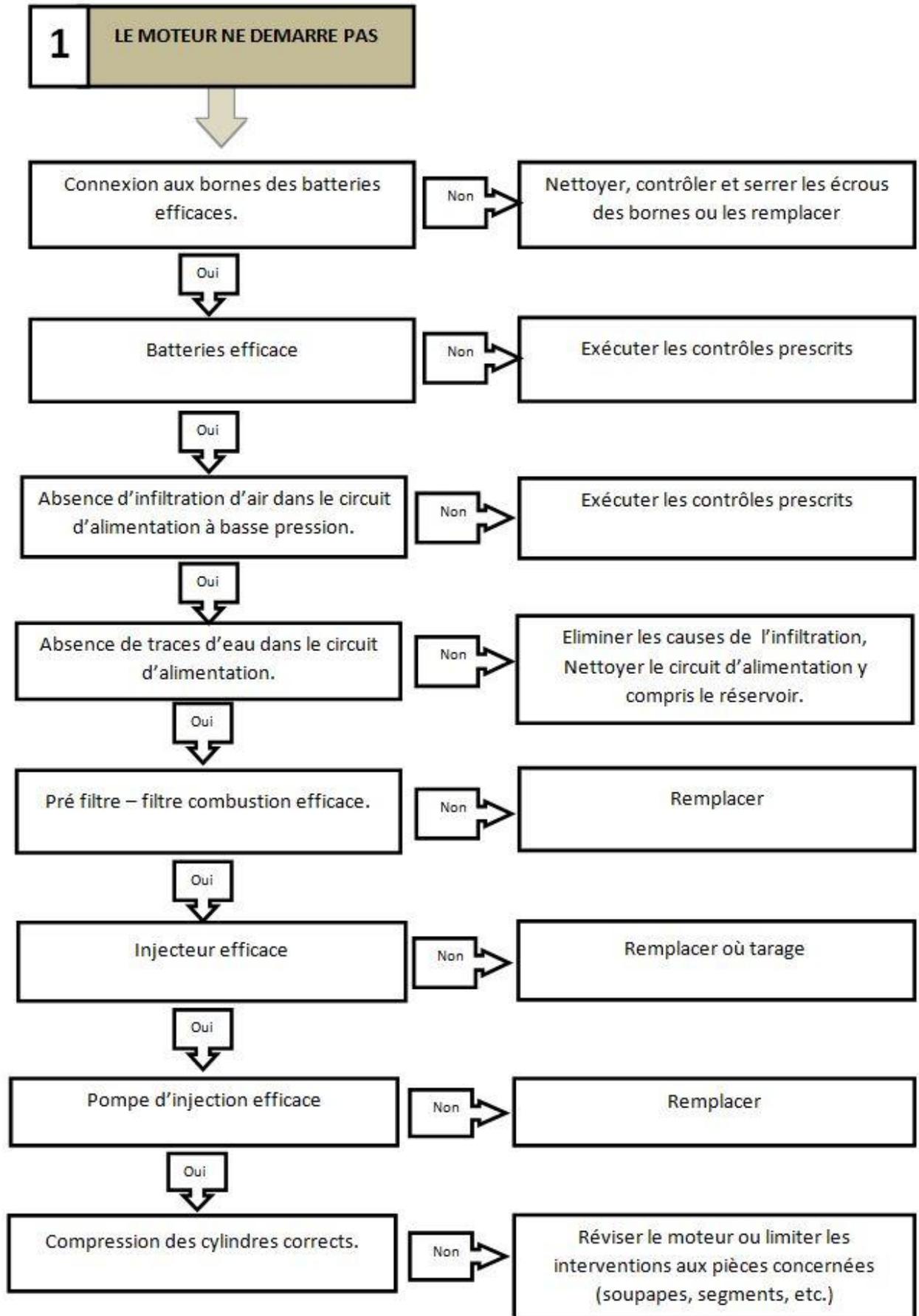
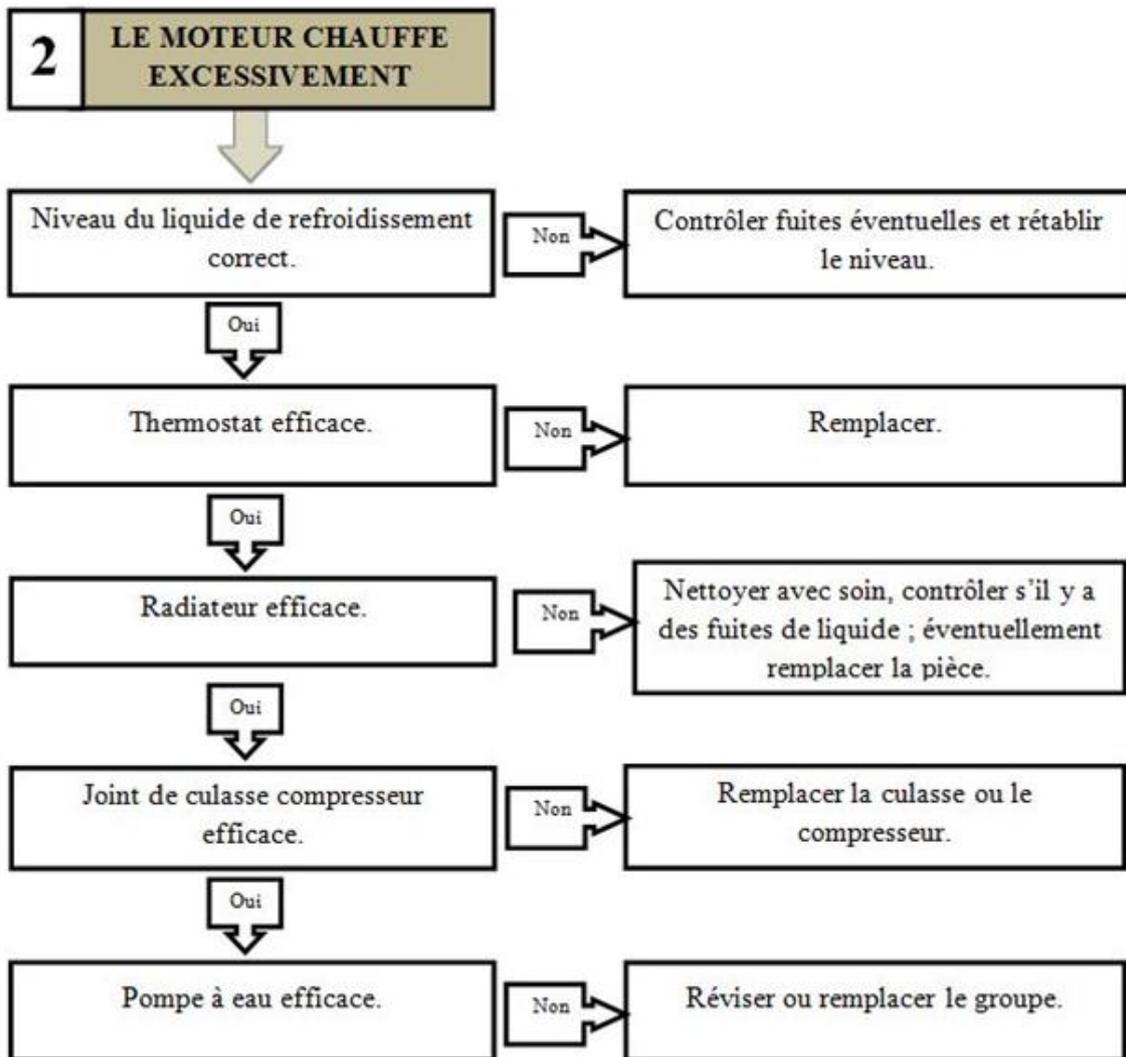


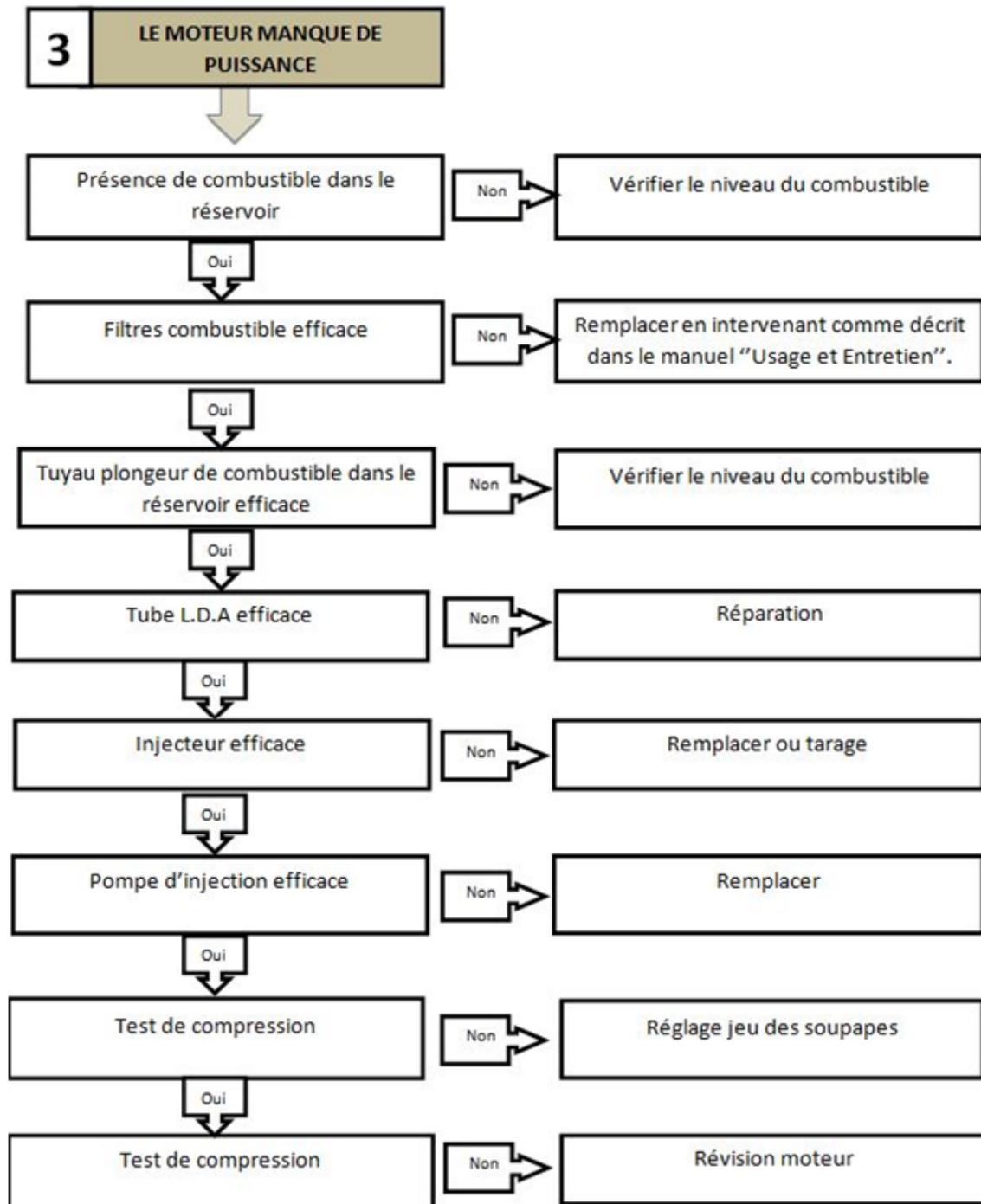
Figure 55: Equilibrage bielle

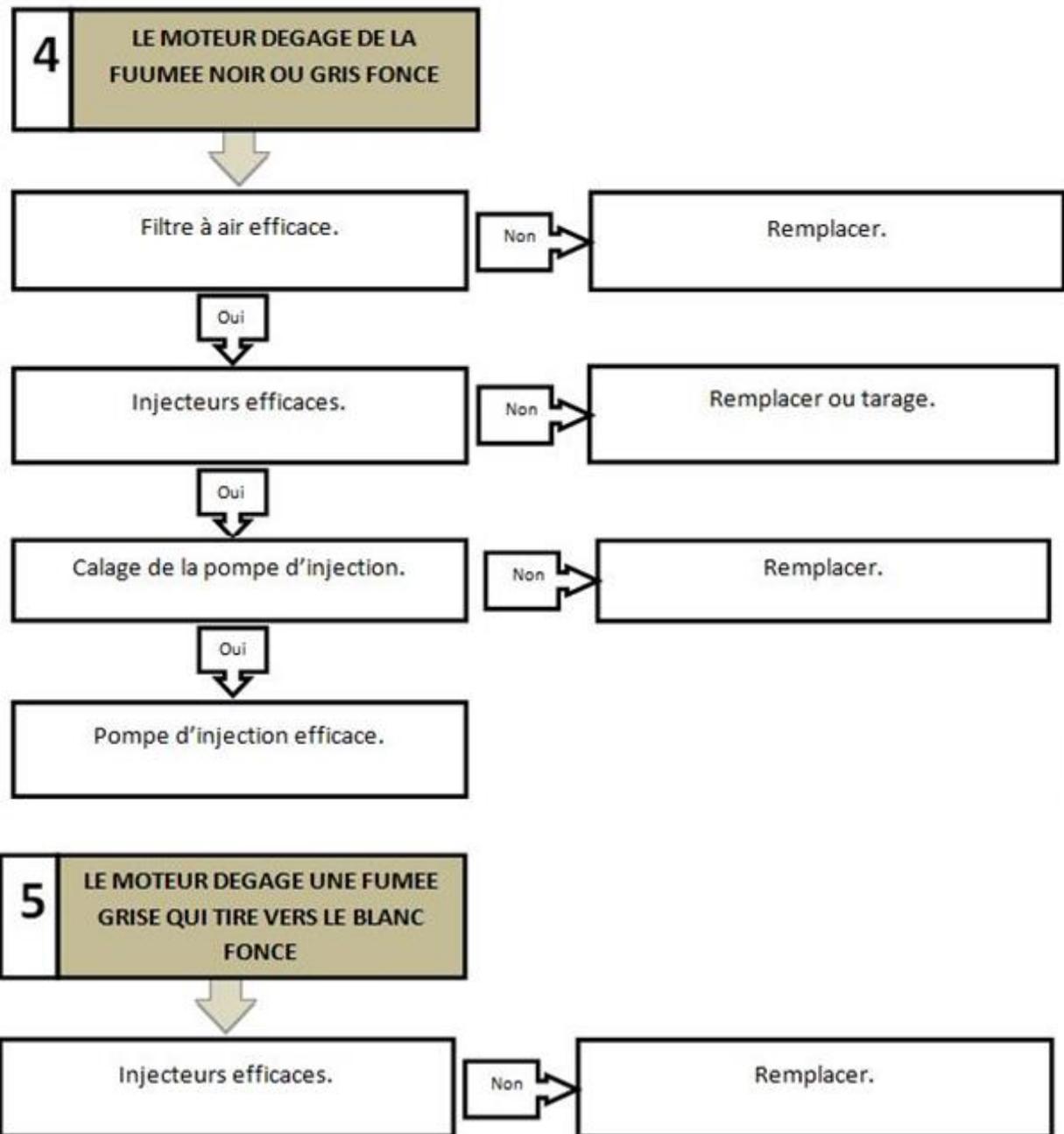
## IX. Principales anomalies de fonctionnement du moteur :

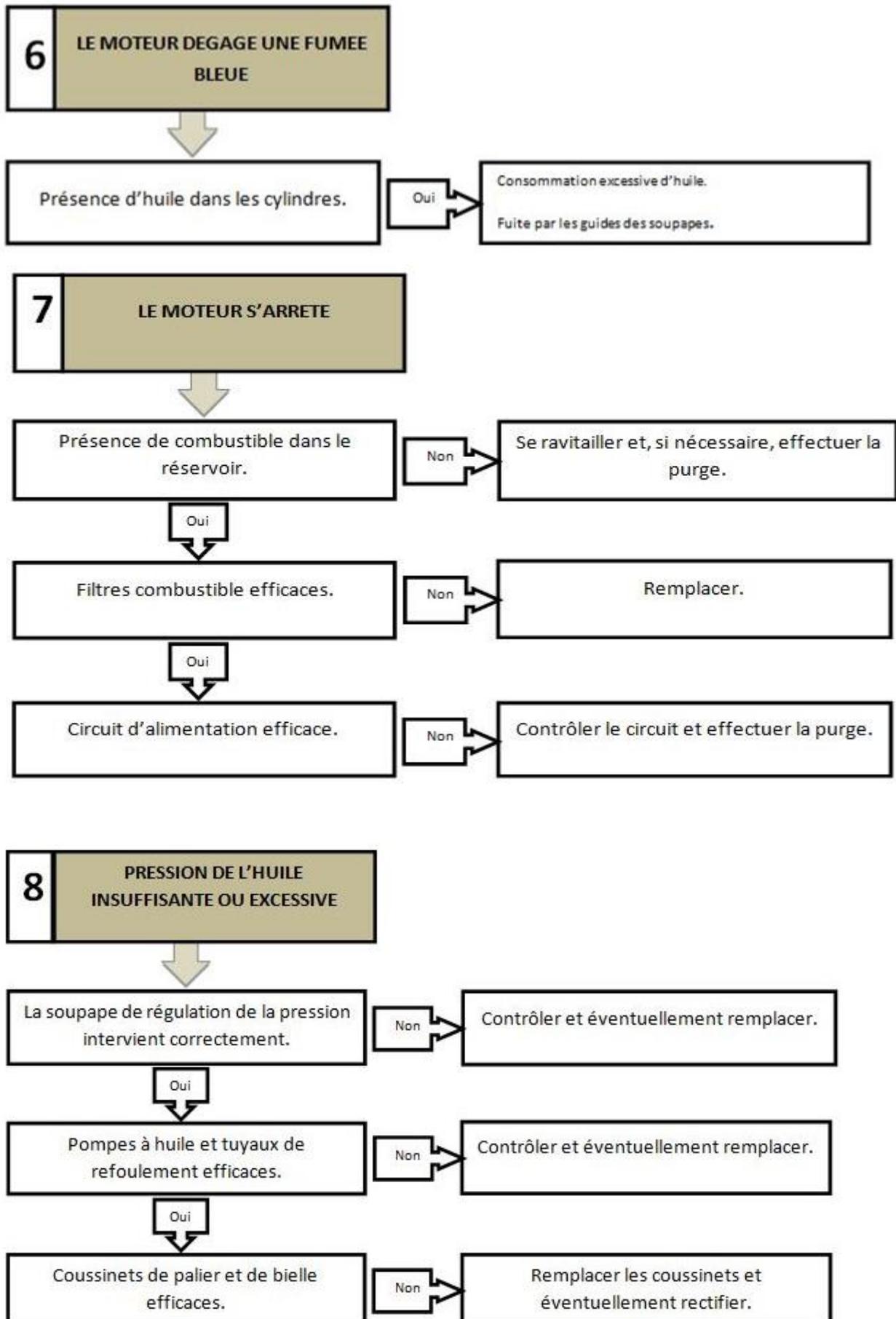
1. Le moteur ne démarre pas ;
2. Le moteur chauffe excessivement ;
3. Le moteur à un rendement trop bas ;
4. Le moteur dégage une fumée noire ou gris foncé ;
5. Le moteur dégage une fumée grise (qui tire sur le blanc) ;
6. Le moteur dégage une fumée bleue ;
7. Le moteur s'arrête ;
8. Pression d'huile excessive ou insuffisante ;











## **X. Conclusion**

Ainsi ce travail prend fin. On espère qu'on a réussi à accomplir la totalité des exigences du cahier des charges pour aboutir à introduire des moyens de préparation et suivi des performances d'un moteur F4R de Formule Renault.

Notre projet était basé sur l'élaboration d'un dossier technique et sur une analyse les défaillances des différents éléments de moteur Renault F4R équipés dans différents types de Formule Renault.