

ROYAUME DE BELGIQUE

NUMERO DE PUBLICATION : 1017617A5

SPF ECONOMIE, P.M.E.,  
CLASSES MOYENNES & ENERGIE

NUMERO DE DEPOT : 2007/0255

Classif. Internat. : F02B F01L

Date de délivrance le : 03 Février 2009

Office de la Propriété intellectuelle

**Le Ministre de l'Economie,**

Vu la loi du 28 Mars 1984 sur les brevets d'invention, notamment l'article 22;

Vu l'arrêté royal du 2 Décembre 1986 relatif à la demande, à la délivrance et au maintien en vigueur des brevets d'invention, notamment l'article 28;

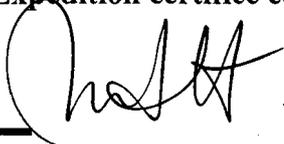
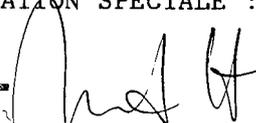
Vu le procès verbal dressé le 24 Mai 2007 à 16H45 à l'Office de la Propriété Intellectuelle

**ARRETE :**ARTICLE 1.- Il est délivré à : SCHMITZ Gerhard  
Am Sonnenhang 26, B-4780 SAINT-VITH(BELGIQUE)représenté(e)s par : CAUCHIE Daniel, OFFICE PARETTE (Fred. Maes) S.c.A., Avenue  
Gabrielle Petit 2 - B 7940 BRUGELETTE.un brevet d'invention d'une durée de 20 ans, sous réserve du paiement des taxes  
annuelles, pour : MOTEUR A COMBUSTION INTERNE A QUATRE TEMPS ET DEMI.

INVENTEUR(S) : Schmitz Gerhard, Am Sonnenhang 26, B-4780 Saint-Vith (BE)

ARTICLE 2.- Ce brevet est délivré sans examen préalable de la brevetabilité  
de l'invention, sans garantie du mérite de l'invention ou de l'exactitude de  
la description de celle-ci et aux risques et périls du(des) demandeurs(s).

Pour Expédition certifiée conforme

Bruxelles, le 03 Février 2009  
PAR DELEGATION SPECIALE :PETIT M.  
Attaché  
M. PETIT  
Attaché

5

MOTEUR A COMBUSTION INTERNE A QUATRE TEMPS ET DEMI

La présente invention se rapporte, d'une manière générale, à un moteur à combustion interne.

10 Plus précisément, l'invention concerne un moteur à combustion interne qui comprend au moins un cylindre du type comprenant une chambre de travail de volume variable par le déplacement dans ce cylindre d'un piston entre une position de point mort haut et une position de point mort  
15 bas, à chaque tel cylindre étant associés des moyens d'admission et d'évacuation d'un fluide gazeux, le piston de chaque tel cylindre étant relié à un arbre vilebrequin dudit moteur, ce moteur utilisant:

a) d'une part, au moins un tel cylindre fonctionnant en  
20 cylindre basse pression suivant un mode du type deux temps, qui comprennent l'admission accompagnée de la détente produisant un travail utile au cours de chaque course du piston de ce cylindre basse pression vers son point mort bas et l'échappement d'un fluide gazeux au  
25 cours de chaque course du piston vers son point mort haut, et,

b) d'autre part, deux tels cylindres fonctionnant en cylindres comburants haute pression suivant un mode du type quatre temps, qui comprennent l'admission de l'air  
30 ou d'un mélange air-combustible au cours de la première course du piston de chacun desdits cylindres comburants vers son point mort bas, la compression de l'air ou d'un mélange air-combustible au cours de la première course du piston vers son point mort haut, suivie de la combustion,  
35 la détente des gaz comburés au cours de la deuxième course du piston vers son point mort bas produisant un travail utile et le refoulement des gaz comburés au cours

5 de la deuxième course du piston vers son point mort haut,  
la cylindrée de chacun des cylindres comburants étant  
inférieure à celle du cylindre basse pression, ces  
cylindres comburants, également dénommés cylindres haute  
pression, refoulant alternativement leurs gaz comburés  
10 vers le cylindre basse pression en vue d'une deuxième  
détente des gaz comburés.

Le moteur à combustion interne à cinq temps, décrit  
dans le brevet européen N° 1201892 (Gerhard Schmitz) ou  
le brevet des Etats-Unis d'Amérique N° 6553977 (Gerhard  
15 Schmitz) est fondamentalement un moteur à trois cylindres  
rangés en lignes. Les deux cylindres aux extrémités du  
vilebrequin, appelés cylindres haute pression (HP), ont  
des cylindrées égales et nettement plus petites que celle  
du cylindre central, appelé lui cylindre basse pression  
20 (BP). Les deux pistons des cylindres HP se déplacent en  
parfaite phase entre eux et en opposition de phase par  
rapport au piston du cylindre BP. Les deux cylindres HP  
sont alimentés, de préférence par un mélange  
air/combustible pré comprimé au cours de la première  
25 course descendante du piston du cylindre HP. En remontant  
la première fois, le piston du cylindre HP comprime le  
mélange air/combustible admis, ce mélange étant brûlé  
lorsque le piston du cylindre HP est proche de son point  
mort haut (PMH), ce qui fait augmenter fortement la  
30 pression à l'intérieur du cylindre HP. Ce gaz comburé est  
détendu une première fois pendant la deuxième course  
descendante du piston du cylindre HP. Quand le piston du  
cylindre HP atteint son point mort bas (PMB), le piston  
du cylindre BP, quant à lui, s'approche de son PMH: à ce  
35 moment, une communication entre le cylindre HP et le  
cylindre BP est établie. Pendant la deuxième course du  
piston du cylindre HP vers son PMH, le piston du cylindre

5 BP descendant vers son PMB, le gaz comburé est transvasé  
du cylindre HP vers le cylindre BP et, la cylindrée du  
cylindre BP étant nettement plus grande que celle du  
cylindre HP, le gaz comburé est détendu une deuxième  
10 fois. Quand le piston du cylindre HP atteint son PMH et  
le piston du cylindre BP son PMB, la communication entre  
les cylindres HP et BP va être interrompue pendant que la  
soupape d'échappement du cylindre BP va commencer à  
s'ouvrir et le rester pendant la course ascendante du  
15 piston du cylindre BP afin de permettre finalement  
l'échappement des gaz comburés du moteur. Pendant le même  
temps, le piston du cylindre HP redescend et commence un  
nouveau cycle en aspirant un nouveau mélange  
air/combustible. L'autre cylindre HP, quant à lui,  
réalise le même cycle que le premier cylindre HP, mais  
20 avec un retard équivalant à un angle de  $360^\circ$  au niveau du  
vilebrequin par rapport au premier, de manière que le  
second cylindre HP puisse transvaser ses gaz comburés  
vers le même cylindre BP pendant que le piston de ce  
dernier descend la deuxième fois, et ainsi de suite.

25 La présente invention a pour but de proposer un moteur  
à combustion interne qui permet d'améliorer ce moteur de  
l'état de la technique.

Pour atteindre ce but, un moteur du type indiqué  
précédemment est, selon un de ses aspects, caractérisé en  
30 ce que les manivelles du vilebrequin, auxquelles sont  
reliées les bielles attachées aux pistons des cylindres  
haute pression alimentant alternativement un même  
cylindre basse pression, sont parallèles entre elles et  
forment avec la manivelle, à laquelle est reliée la  
35 bielle attachée au piston du cylindre basse pression en  
question, un angle d'une valeur proche de  $90^\circ$ , de façon à  
ce que le piston du cylindre basse pression atteigne son

5 point mort haut sensiblement avant que les pistons des cylindres haute pression adjacents n'atteignent leur point mort bas respectif.

Cette configuration permet d'optimiser le rapport de détente global du cycle réalisé dans le moteur. Ce  
10 rapport ou taux de détente global est défini de la manière suivante:

$$\text{Taux de détente globale} = \text{taux HP} \times \text{taux BP}$$

15 où le taux HP est égal au volume intermédiaire du cylindre HP divisé par le volume mort de ce cylindre HP (c'est-à-dire le volume de la chambre de combustion), ledit volumé intermédiaire du cylindre HP étant le contenu de ce cylindre haute pression au moment où le  
20 piston du cylindre basse pression se trouve en son PMH, et

où le taux BP est égal au maximum du volume total contenu à la fois dans le cylindre HP, dans le canal de transvasement et dans le cylindre basse pression, ce  
25 maximum étant atteint lors de la course descendante du piston du cylindre BP, divisé par le volume intermédiaire défini ci-dessus.

Toutefois, ce volume maximal, de l'ordre de 30° AV (c'est-à-dire pour un angle avant ou AV de 30° du vilebrequin, à savoir un angle AV de 30° entre les  
30 manivelles des cylindres HP et la position verticale haute ou position de l'axe des cylindres HP au PMH), sera obtenu avant que le piston du cylindre BP n'atteigne son PMB (voir Figure 4). Ceci est du au fait que les vitesses  
35 des pistons des cylindres HP et BP ne sont pas uniformes en raison de la cinématique manivelle/bielle.

5 Si pour des raisons mécaniques et thermodynamiques les autres paramètres géométriques sont fixés c'est-à-dire les cylindrées des cylindres HP et BP, les taux de compression volumétrique des cylindres HP et BP, le volume du canal de transvasement et les rapports  
10 bielles/manivelles, le taux global de détente, dans ce cas, n'est plus fonction que de l'angle A, angle que forment les manivelles HP (parallèles entre elles) avec la manivelle du cylindre BP reliée au piston du cylindre BP correspondant (voir Figure 5). Dans le cas où ces  
15 autres paramètres géométriques prennent des valeurs courantes, voire techniquement possibles, à savoir rapport de compression et ou détente volumétrique du cylindre BP de l'ordre de 32 et volume du canal de transvasement égal à environ 6% de la cylindrée du  
20 cylindre BP, ce taux de détente global du moteur est atteint si l'angle A est proche de  $90^\circ$ .

En raison du fait que le volume au cours de la deuxième détente est déjà atteint avant que le piston du cylindre BP n'atteigne son PMB (environ  $30^\circ$  AV avant  
25 PMB), la durée disponible pour l'échappement peut être augmentée de ce temps ou, d'une autre manière, l'ouverture de la ou des soupapes d'échappement du cylindre BP peut être ainsi avancée d'environ  $30^\circ$  AV. L'évacuation des gaz comburés résiduels de la chambre de  
30 combustion du cylindre HP peut être également améliorée grâce à cette avance de l'ouverture d'échappement du cylindre BP. En effet, le susdit volume maximal total étant atteint quand le piston du cylindre HP se trouve à peine à mi-hauteur dans son cylindre l'échappement du  
35 cylindre BP sera, par conséquent, déjà ouvert pendant la montée restante du piston du cylindre HP. Il y a, en conséquence, intérêt à maintenir la ou les soupapes de

5 transvasement ouvertes pendant toute cette durée afin d'évacuer davantage les gaz comburés résiduels de la chambre de combustion du cylindre HP pour réduire au maximum la portion de gaz comburés résiduels dans la charge fraîche à comburer lors du cycle suivant.

10 En outre, selon un autre de ses aspects, un moteur du type indiqué précédemment est caractérisé en ce que l'axe des cylindres haute pression est déplacé par rapport à l'axe du vilebrequin de façon à ce que la manivelle, à laquelle est attachée la bielle du piston du cylindre  
15 haute pression, se trouve du même côté, par rapport à l'axe du vilebrequin, que l'axe du cylindre haute pression en question au moment où le piston de ce cylindre haute pression, se trouvant à mi-chemin entre son point mort haut et son point mort bas, est en train  
20 de descendre et en ce que l'axe du cylindre basse pression est déplacé par rapport à l'axe du vilebrequin de façon à ce que la manivelle, à laquelle est attachée la bielle du piston de ce cylindre basse pression, se trouve du même côté, par rapport à l'axe du vilebrequin,  
25 que l'axe du cylindre basse pression en question au moment où le piston de ce cylindre basse pression, se trouvant à mi-chemin entre son point mort bas et son point mort haut, est en train de monter.

En outre, selon une autre caractéristique de  
30 l'invention, le moteur à combustion interne comporte deux rangées de trois cylindres en ligne, ces rangées formant un angle entre elles de  $180^\circ$  et se trouvant de part et d'autre d'un même vilebrequin unique à trois manivelles, les deux manivelles se trouvant aux extrémités de ce  
35 vilebrequin étant parallèles et reliées aux pistons des cylindres haute pression par les bielles correspondantes, la troisième manivelle se trouvant au milieu et étant

5 reliée aux pistons des cylindres basse pression par les  
bielles correspondantes, cette dernière manivelle formant  
un angle d'environ  $90^\circ$  avec les deux autres manivelles,  
de sorte que les pistons des cylindres basse pression  
atteignent leur point mort haut respectif sensiblement  
10 avant que les pistons des cylindres haute pression  
adjacents n'atteignent leur point mort bas respectif.

Par ailleurs, selon une autre caractéristique de  
l'invention, le moteur à combustion interne comporte des  
canaux de transvasement qui comprennent chacun une  
15 soupape principale de transvasement, ou soupape  
d'échappement du cylindre HP, et une soupape auxiliaire  
de transvasement laquelle fonctionne comme soupape  
d'admission du cylindre basse pression, la soupape  
principale de transvasement et cette soupape auxiliaire  
20 de transvasement du canal de transvasement qui aboutit au  
cylindre haute pression correspondant étant configurées  
de manière que ladite soupape auxiliaire s'ouvre  
sensiblement avant que le piston du cylindre basse  
pression n'atteigne son point mort haut, instant proche  
25 duquel va démarrer le transvasement des gaz comburés du  
cylindre haute pression correspondant à travers ledit  
canal de transvasement de sorte que ce canal de  
transvasement est mis sous pression par une partie des  
gaz comburés résiduels contenus dans le cylindre basse  
30 pression avant que ne s'ouvre la soupape principale de  
transvasement fonctionnant comme soupape d'échappement  
dudit cylindre haute pression correspondant et obturant  
ledit canal de transvasement du côté de ce cylindre haute  
pression et sans que ne s'accroisse de manière trop  
35 importante la profondeur de la pochette de soupape  
aménagée dans la surface supérieure du piston du cylindre  
basse pression pour éviter tout contact entre la soupape

5   auxiliaire de transvasement et le piston du cylindre  
basse pression.

En outre, selon une caractéristique supplémentaire de  
l'invention, le cylindre basse pression du moteur à  
combustion interne comporte une ou plusieurs soupapes  
10 d'échappement commandées par un arbre à cames tournant à  
la vitesse du vilebrequin. D'autre part, selon une autre  
caractéristique de l'invention, l'arbre à cames en  
question est doté de masses d'équilibrage disposées et  
dimensionnées de manière à réduire les vibrations du  
15 moteur engendrées par d'autres masses existantes et se  
déplaçant à la fréquence de rotation du vilebrequin.

L'invention sera mieux comprise et d'autres buts,  
caractéristiques et avantages de celle-ci apparaîtront  
plus clairement au cours de la description qui va suivre  
20 faite en référence aux dessins schématiques donnés  
uniquement à titre d'exemples illustrant des modes de  
réalisation de l'invention et dans lesquels:

- la figure 1 est une représentation schématique et en  
perspective du vilebrequin d'un moteur à combustion  
25 interne à cinq temps selon l'état de la technique,

- la figure 1a est une représentation schématique et  
en perspective du vilebrequin d'un moteur à combustion  
interne à quatre temps et demi selon l'invention,

- la figure 2 est une vue schématique frontale des  
30 axes des cylindres sans culasse par rapport au  
vilebrequin et de l'angle réduit entre les manivelles des  
cylindres HP d'une part et la manivelle du cylindre BP  
d'autre part,

- la figure 3 est une vue schématique en plan de la  
35 culasse des cylindres HP et du cylindre BP, avec  
arrangement des soupapes et canaux de transvasement,

- 5 • la figure 4 est une représentation graphique du diagramme d'évolution des volumes dans le cylindre BP et les cylindres HP pendant un tour de vilebrequin, l'angle A entre les manivelles des cylindres HP et la manivelle du cylindre BP étant égal à  $90^\circ$ ,
- 10 • la figure 5 est une représentation graphique du rapport de détente en fonction de l'angle A entre les manivelles des cylindres HP et la manivelle du cylindre BP,
- 15 • la figure 6 est une représentation graphique de la levée de la soupape auxiliaire de transvasement du cylindre BP avec «plateau»,
- 20 • les figures 7 et 7a, 8 et 8a, 9 et 9a, 10 et 10a, 11 et 11a, 12 et 12a, 13 et 13a, 14 et 14a sont respectivement des vues frontales et latérales du moteur selon l'invention avec vilebrequin à respectivement  $5^\circ$ ,  $95^\circ$ ,  $185^\circ$ ,  $275^\circ$ ,  $365^\circ$ ,  $455^\circ$ ,  $545^\circ$ ,  $635^\circ$  après le PMH d'admission dans le cylindre HP gauche,
- 25 • la figure 15 est une légende graphique pour le description du fonctionnement du moteur à combustion interne aux figures 16 et 17,
- 30 • les figures 16, 17, 18 et 19 sont des représentations schématiques du fonctionnement d'un moteur à combustion interne à quatre temps et demi comprenant deux rangées de 3 cylindres opposés et dont le vilebrequin est positionné respectivement à  $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  et  $270^\circ$ .

Dans ces figures, différents éléments du moteur selon l'invention sont représentés schématiquement lesquels sont référencés comme suit:

- 35 1 : cylindre basse pression  
2 : cylindre haute pression

- 5      3 : cylindre haute pression  
       4 : piston du cylindre basse pression  
       5 : piston du cylindre haute pression  
       6 : piston du cylindre haute pression  
       7 : soupape d'échappement du cylindre basse pression  
 10     8 : soupape d'admission du cylindre haute pression  
       9 : soupape principale de transvasement ou soupape  
           d'échappement du cylindre haute pression  
      10: soupape d'admission du cylindre haute pression  
      11: soupape principale de transvasement ou soupape  
 15     d'échappement du cylindre haute pression  
      12: vilebrequin  
      13: tubulure d'admission du cylindre haute pression  
      14: tubulure d'admission du cylindre haute pression  
      16: canal de transvasement  
 20     17: canal de transvasement  
      19: tubulure d'échappement du cylindre basse  
           pression  
      23: soupape auxiliaire de transvasement ou soupape  
           d'admission du cylindre basse pression  
 25     24: soupape auxiliaire de transvasement ou soupape  
           d'admission du cylindre basse pression  
      25: poche de soupape  
      26: manivelle à laquelle est attaché le piston du  
           cylindre basse pression  
 30     27: manivelle à laquelle est attaché le piston du  
           cylindre haute pression  
      28: bielle du cylindre basse pression  
      29: bielle du cylindre haute pression

35 1. A la Figure 1a, l'angle entre les manivelles 27  
 reliées aux pistons des cylindres HP et la manivelle 26  
 reliée au piston du cylindre BP, qui est normalement égal

5 à  $180^\circ$ , est fortement réduit à une valeur proche de  $90^\circ$ , de façon à ce que le « retard » du piston 4 du cylindre BP sur les pistons 5 des cylindres HP soit réduit, tel que représenté par l'angle A à la Figure 2.

Cette modification conduit à un « rapprochement » des cycles se déroulant dans les cylindres HP et le cylindre BP respectivement. Plus cet angle est petit, plus les cylindres HP contribuent au volume total de détente (voir Figure 4) et par conséquent plus grand est le rapport global de détente, les différentes cylindrées haute et basse pression restant inchangées. Ceci n'est vrai qu'en théorie où l'espace mort du cylindre basse pression, y compris les volumes des canaux de transvasement, serait égal à zéro. La Figure 5 montre l'évolution du rapport total de détente dans un cas réaliste, c.à.d. où l'espace mort du cylindre basse pression n'est pas égal à zéro. En effet, si l'angle en question est nettement plus petit que  $180^\circ$ , p. ex.  $90^\circ$ , la deuxième détente du cycle initial à cinq temps démarre au moment où le piston du cylindre haute pression 5 descendant se trouve à mi-chemin entre PMH et PMB. Par conséquent, la première détente, qui se déroule uniquement dans le cylindre haute pression, n'est accomplie qu'à moitié au moment où la deuxième détente faisant intervenir les deux cylindres, haute et basse pression, démarre. En d'autres termes, la détente globale, qui est réalisée lors de la mise en œuvre du moteur selon l'invention, est le rapport entre le volume au moment de la combustion, c.à.d. l'espace mort du cylindre HP, et le volume maximal occupé par les gaz comburés avant l'échappement, c.à.d. la somme du volume dans le cylindre BP quand le piston 4 se trouve proche de son PMB et le volume du cylindre HP, son piston 5 se trouvant à « mi-chemin » entre PMB et PMH. Pour cette

5 raison, le moteur à combustion interne selon l'invention  
peut être qualifié de « moteur à combustion interne à  
quatre temps et demi ». Cette augmentation du rapport  
global de détente conduit à un meilleur rendement  
10 énergétique du moteur. Ce « rapprochement » des cycles,  
se déroulant dans les parties haute et basse pression, a  
en plus comme effet de réduire le temps total de séjour  
des gaz comburés sous pression à l'intérieur du moteur,  
càd. la durée s'écoulant entre allumage et ouverture de  
la soupape d'échappement. Ce temps de séjour est de  
15 l'ordre de  $360^\circ\text{AV}$  (avant) dans le moteur à combustion  
interne à cinq temps et ne sera plus que  $270^\circ\text{AV}$  dans le  
moteur avec un angle  $A$  du vilebrequin de  $90^\circ$ . Par  
conséquent les pertes thermiques globales à travers les  
parois du bloc moteur vont être réduites. En effet le  
20 niveau global de température et de pression n'étant pas  
altéré par la modification en question, les pertes  
thermiques à travers les parois vont être réduites par  
simple effet d'un temps de séjour réduit.

2. L'axe des cylindres HP est déplacé par rapport au  
25 vilebrequin de la manière suivante. Si l'on se place  
« devant » càd. face au moteur, dans la prolongation de  
l'axe du vilebrequin, l'axe des cylindres HP étant  
vertical et le vilebrequin tournant dans le sens anti-  
horlogique, l'axe des cylindres HP est alors déplacé vers  
30 la gauche par rapport à l'axe du vilebrequin. Si le  
moteur tourne dans le sens horlogique, l'axe des  
cylindres HP est alors déplacé vers la droite. L'axe du  
cylindre BP est déplacé dans le sens opposé du  
déplacement de l'axe des cylindres HP par rapport au  
35 vilebrequin.

Ces modifications sont apportées pour pouvoir  
optimiser l'arrangement des soupapes du cylindre BP dans

5 le but de profiter au maximum de l'espace disponible en  
diminuant en même temps le volume des canaux de  
transvasement le plus possible et ce, en réduisant leurs  
longueurs au maximum (voir Figure 3). Ces déplacements  
latéraux des axes des cylindres contribuent, eux aussi au  
10 « rapprochement » angulaire ou temporel des cycles  
thermodynamiques se déroulant respectivement dans les  
cylindres HP et BP, dont il a été question au point 1  
précédent. En effet, suite à ces déplacements latéraux,  
le piston du cylindre BP atteint son point mort haut  
15 avant que les pistons des cylindres HP n'atteignent leurs  
points morts bas respectifs, même dans le cas d'un moteur  
à combustion interne à cinq temps « classique » à  
vilebrequin plat, c.à.d. dont les manivelles des cylindres  
HP et BP forment un angle de  $180^\circ$ .

20 3. Chaque canal de transvasement 16,17 reliant un  
cylindre HP au cylindre BP peut être doté d'une soupape  
auxiliaire, celles-ci étant référencées respectivement  
23 et 24 à la Figure 3, ce qui équivaut à munir le  
cylindre BP d'une soupape d'admission pour les gaz  
25 comburés. La levée de cette dernière est caractérisée par  
l'apparition d'un « plateau » du côté ouverture de sorte  
que l'ouverture de la soupape en question peut être  
avancée par rapport au PMH du piston BP sans que les  
poches 25 de soupape, à la Figure 7, aménagées dans la  
30 face supérieure du piston du cylindre BP 4 pour pouvoir  
accueillir les soupapes, ne deviennent trop profondes  
(voir Figure 8a, soupape 24 ainsi que Figure 12a, soupape  
23). Cette avance d'ouverture des soupapes en question  
sert à mettre le canal de transvasement en question sous  
35 pression juste avant que la connexion entre cylindres HP  
et BP à travers le canal en question soit réalisée. Ceci  
procure un avantage thermodynamique en évitant une

5 augmentation défavorable d'entropie, qui elle serait la  
conséquence d'une chute de pression trop importante au  
moment de l'ouverture de la soupape d'échappement du  
cylindre HP.

4. Un moteur, selon l'invention, à quatre temps et demi  
10 conçu sous la forme d'un moteur à deux fois 3 cylindres  
opposés avec un vilebrequin, dont l'angle entre les  
manivelles des cylindres HP et BP est de  $90^\circ$ , a  
l'avantage de réaliser une course à puissance tous les  
 $90^\circ$  d'angle du vilebrequin (Figure 15 à Figure 19). Dans  
15 cette réalisation le vilebrequin est constitué de trois  
manivelles. Les deux manivelles se trouvant aux  
extrémités du vilebrequin sont reliées chacune aux  
pistons des deux cylindres HP se déplaçant dans les  
cylindres correspondants arrangés de manière opposée. La  
20 manivelle centrale est reliée, quant à elle, aux pistons  
des deux cylindres BP qui, eux aussi, se déplacent dans  
deux cylindres BP arrangés de manière opposée. Dans une  
telle réalisation du moteur à quatre temps et demi, il  
sera difficile de profiter des avantages offerts par le  
25 déplacement des axes des cylindres hors l'axe du  
vilebrequin. En effet, s'il s'avère utile de profiter de  
ce déplacement, il apparaîtra nécessaire de positionner  
les soupapes d'échappement des cylindres BP des deux  
côtés du bloc moteur (pour un cylindre BP « au-dessus »  
30 et pour l'autre cylindre BP « en-dessous » du bloc  
moteur). Ceci va conduire à un arrangement des tubulures  
d'échappement moins favorable au point de vue espace  
nécessaire.

5. Dans le cas où deux arbres à cames sont présents,  
35 dont un ne commande que les soupapes d'échappement du  
cylindre BP, celui-ci peut tourner à la vitesse du  
vilebrequin, puisque la(les) soupape(s) d'échappement du

5 cylindre BP doit (doivent) s'ouvrir à chaque tour du vilebrequin, le cylindre BP travaillant en fait suivant un cycle à deux temps, si on le considère d'une manière isolée. Cette modification n'apporte pas d'avantages au cycle thermodynamique, mais permet un profil de came  
10 avantageux au point de vue pression de contact entre came et appui (pression Hertz). Comme cet arbre tourne à la vitesse du vilebrequin, il est possible d'envisager d'en profiter afin d'y prévoir des masses pour équilibrer les forces mécaniques engendrées par les masses qui se  
15 déplacent à la fréquence de rotation du vilebrequin, c.à.d. les pistons et les manivelles du vilebrequin lui-même.

**Description détaillée des cycles thermodynamiques  
20 dans le moteur selon l'invention à trois cylindres**

Les cycles thermodynamiques qui sont réalisés lors d'une mise en œuvre du moteur selon l'invention dans le cas où celui-ci correspond à un moteur à trois cylindres  
25 et dont l'angle entre les manivelles des cylindres HP et la manivelle du cylindre BP du vilebrequin 12 est égal à  $90^\circ$ , sont décrits en détails ci-après en se référant aux Figures 7,7a à 14,14a. Celles-ci montrent respectivement une vue frontale (sans culasse) et une vue latérale  
30 schématiques du moteur à quatre temps et demi à trois cylindres pour une position angulaire du vilebrequin donnée.

**Figures 7 et 7a.** Les manivelles des cylindres HP se  
35 trouvent à un angle égal à  $5^\circ$  par rapport à la position verticale haute. Le piston 5 du cylindre HP à gauche entame sa descente et est en train d'admettre un nouveau

5 mélange air/combustible à travers la soupape d'admission  
8 du cylindre HP 2, qui vient de s'ouvrir. La soupape  
d'échappement 9 du cylindre HP à gauche est en train de  
se fermer et permet le balayage des gaz comburés  
résiduels vers le cylindre BP 1 à travers le canal de  
10 transvasement 16 à gauche par l'arrivée du mélange  
frais. Le piston 4 du cylindre BP central est en train  
de monter et chasse la grande partie des gaz comburés  
vers le système d'échappement à travers la soupape  
d'échappement 7 du cylindre BP, qui est ouverte. Une  
15 partie des gaz d'échappement est envoyée vers le canal de  
transvasement 17 à droite à travers la soupape  
auxiliaire de transvasement 24 à droite, dont la levée  
est celle du « plateau » d'ouverture mentionnée ci-dessus  
(voir Figure 6). A l'intérieur du cylindre HP 3 à droite  
20 vient se dérouler la combustion tandis que le piston  
correspondant 6 vient d'entamer sa descente. Les deux  
soupapes correspondantes 10, 11 sont fermées.

**Figures 8 et 8a.** Les manivelles des cylindres HP se  
25 trouvent à un angle égal à  $95^\circ$  par rapport à la position  
verticale haute. Le piston 5 du cylindre HP à gauche  
continue sa descente et est en train d'admettre un  
nouveau mélange air/combustible à travers la soupape  
d'admission 8 du cylindre HP 2, qui est ouverte. La  
30 soupape d'échappement 9 du cylindre HP à gauche est  
fermée. Le piston 4 du cylindre BP central vient de  
passer par son PMH, entame sa descente et commence à  
admettre les gaz comburés en provenance du cylindre HP 3  
à droite lesquels passent à travers la soupape  
35 d'échappement 11 du cylindre HP à droite, le canal de  
transvasement 17 du côté droit et la soupape auxiliaire  
de transvasement 24 à droite, les deux soupapes étant

5    ouvertes. La soupape d'échappement 7 du cylindre BP et  
la soupape auxiliaire de transvasement 23 à gauche sont  
fermées. Le piston 6 du cylindre HP à droite poursuit sa  
descente et se trouve à mi-chemin entre ses PMH et PMB,  
en poursuivant la détente des gaz comburés et en  
10   produisant ainsi un travail utile.

**Figures 9 et 9a.** Les manivelles des cylindres HP se  
trouvent à un angle égal à  $185^\circ$  par rapport à la position  
verticale haute. Le piston 5 du cylindre HP à gauche  
15   entame sa remontée et va comprimer le nouveau mélange  
air/combustible. La soupape d'admission 8 du cylindre HP  
à gauche va bientôt se fermer. La soupape d'échappement  
9 du cylindre HP à gauche est fermée. Le piston 4 du  
cylindre BP central continue sa descente et se trouve à  
20   mi-chemin entre ses PMH et PMB et continue à admettre les  
gaz comburés en provenance du cylindre HP 3 à droite  
lesquels passent à travers la soupape d'échappement 11 du  
cylindre HP à droite, le canal de transvasement 17 à  
droite et la soupape auxiliaire de transvasement 24 à  
25   droite, les deux soupapes étant ouvertes, et détend ces  
gaz comburés en même temps, produisant ainsi un travail  
utile. La soupape d'échappement 7 du cylindre BP et la  
soupape auxiliaire de transvasement 23 à gauche sont  
fermées. Le piston 6 du cylindre HP à droite entame sa  
30   remontée pour chasser les gaz comburés à travers le canal  
de transvasement 17 vers le cylindre BP central tandis  
que le piston 4 du cylindre BP poursuit sa descente en  
direction de son PMB. A partir de ce moment, ce n'est  
plus que le piston du cylindre BP qui produit un travail  
35   utile, le piston 6 du cylindre HP à droite consommant du  
travail pendant sa remontée.

5     **Figures 10 et 10a.**     Les manivelles des cylindres HP se trouvent à un angle égal à  $275^\circ$  par rapport à la position verticale haute. Le piston 5 du cylindre HP à gauche continue sa remontée et comprime le nouveau mélange air/combustible. Toutes les soupapes 8,9 du  
10 cylindre HP à gauche sont fermées. Le piston 4 du cylindre BP central se trouve proche de son PMB et entame sa remontée. La soupape d'échappement 7 du cylindre BP vient de s'ouvrir afin d'évacuer les gaz  
15 comburés contenus dans le cylindre BP en direction du système d'échappement. Le piston 6 du cylindre HP à droite continue sa remontée et continue à chasser les gaz comburés contenus dans le cylindre HP 3 à droite à travers la soupape d'échappement 11 à droite, le canal de transvasement 17 à droite et la soupape auxiliaire de  
20 transvasement 24 vers le cylindre BP, les deux soupapes étant ouvertes.

**Figures 11 et 11a, Figures 12 et 12a, Figures 13 et 13a et Figures 14 et 14a.** Un nouveau cycle démarre avec  
25 l'admission d'un nouveau mélange air/combustible dans le cylindre HP droit 3 et les différentes phases correspondent à celles décrites dans les Figures 7 et 7a, Figures 8 et 8a, Figures 9 et 9a et Figures 10 et 10a en inversant les côtés gauche et droit.

5

Revendications

1. Moteur à combustion interne du type comprenant au moins un cylindre qui comprend une chambre de travail de volume variable par le déplacement dans ce cylindre d'un piston entre une position de point mort haut et une position de point mort bas, à chaque tel cylindre étant associés des moyens d'admission et d'évacuation d'un fluide gazeux, le piston de chaque tel cylindre étant relié à un arbre vilebrequin dudit moteur, ce moteur utilisant:

a) d'une part au moins un tel cylindre (1) fonctionnant en cylindre basse pression suivant un mode du type deux temps, qui comprennent l'admission accompagnée de la détente produisant un travail utile au cours de chaque course du piston de ce cylindre basse pression (1) vers son point mort bas et l'échappement d'un fluide gazeux au cours de chaque course du piston (4) vers son point mort haut, et

b) d'autre part, deux tels cylindres (2, 3) fonctionnant en cylindres comburants haute pression suivant un mode du type quatre temps, qui comprennent l'admission de l'air ou d'un mélange air-combustible au cours de la première course du piston de chacun desdits cylindres comburants (2, 3) vers son point mort bas, la compression de l'air ou d'un mélange air-combustible au cours de la première course du piston vers son point mort haut, suivie de la combustion, la détente des gaz comburés au cours de la deuxième course du piston vers son point mort bas produisant un travail utile et le refoulement des gaz comburés au cours de la deuxième course du piston vers son point mort haut, la cylindrée de chacun des cylindres comburants (2, 3) étant

5 inférieure à celle du cylindre basse pression (1), les  
cylindres comburants (2, 3) refoulant alternativement  
leurs gaz comburés vers le cylindre basse pression (1) en  
vue d'une deuxième détente des gaz comburés, **caractérisé**  
**en ce que** les manivelles (27) du vilebrequin, auxquelles  
10 sont reliées les bielles (29) attachées aux pistons (5 ;  
6) des cylindres haute pression alimentant  
alternativement un même cylindre basse pression, sont  
parallèles entre elles et forment avec la manivelle (26),  
à laquelle est reliée la bielle (28) attachée au piston  
15 dudit cylindre basse pression (1), un angle d'une valeur  
proche de 90°, de façon à ce que le piston (4) du  
cylindre basse pression atteigne son point mort haut  
sensiblement avant que les pistons (5 ; 6) des cylindres  
haute pression adjacents n'atteignent leur point mort bas  
20 respectif.

2. Moteur à combustion interne selon la revendication 1,  
**caractérisé en ce que** les manivelles (27) du vilebrequin  
auxquelles sont reliées les bielles (29) forment un angle  
de 90° avec la manivelle (26), à laquelle est reliée la  
25 bielle (28) attachée au piston du cylindre basse pression  
(1).

3. Moteur à combustion interne selon la revendication 1  
ou 2, **caractérisé en ce qu'il** comporte deux rangées de  
trois cylindres en ligne, ces rangées formant un angle  
30 entre elles de 180° et se trouvant de part et d'autre  
d'un même vilebrequin unique à trois manivelles (26 ;  
27), les deux manivelles se trouvant aux extrémités de ce  
vilebrequin (27) étant parallèles et reliées aux pistons  
(5 ; 6) des cylindres haute pression par les bielles  
35 correspondantes (27), la troisième manivelle (26) se  
trouvant au milieu et étant reliée aux pistons (4) des  
cylindres basse pression par les bielles (29)

5 correspondantes, cette dernière manivelle (26) formant un angle d'environ 90° avec les deux autres manivelles (27), de sorte que les pistons (4) des cylindres basse pression atteignent leur point mort haut respectif sensiblement avant que les pistons (5 ; 6) des cylindres haute  
10 pression adjacents (2 ; 3) n'atteignent leur point mort bas respectif.

4. Moteur à combustion interne selon l'une des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce qu'il comporte des** canaux de transvasement qui comprennent chacun une  
15 soupape principale de transvasement (9 ; 11) et une soupape auxiliaire de transvasement (23 ; 24) laquelle fonctionne comme soupape d'admission du cylindre basse pression, la soupape principale de transvasement (9 ; 11) et cette soupape auxiliaire de transvasement (23 ; 24) du  
20 canal de transvasement (16 ; 17) qui aboutit au cylindre haute pression correspondant (2 ; 3) étant configurées de manière que ladite soupape auxiliaire (23 ; 24) s'ouvre avant que le piston (4) du cylindre basse pression n'atteigne son point mort haut, instant proche  
25 duquel va démarrer le transvasement des gaz comburés du cylindre haute pression correspondant (2 ; 3) à travers ledit canal de transvasement (16 ; 17) de sorte que ce canal de transvasement (16 ; 17) est mis sous pression par une partie des gaz comburés résiduels contenus dans  
30 le cylindre basse pression (1) avant que ne s'ouvre la soupape principale de transvasement (9 ; 11) fonctionnant comme soupape d'échappement dudit cylindre haute pression correspondant (2 ; 3) et obturant ledit canal de transvasement (16 ; 17) du côté de ce cylindre haute  
35 pression (2 ; 3) et sans que ne s'accroisse de manière trop importante la profondeur (25) de la pochette de soupape aménagée dans la surface supérieure du piston

- 5 (4) du cylindre basse pression pour éviter tout contact entre la soupape auxiliaire de transvasement (23 ; 24) et le piston (4) du cylindre basse pression.
5. Moteur à combustion interne selon l'une des revendications 1 à 4, **caractérisé en ce** que le cylindre
- 10 basse pression (1) comporte une ou plusieurs soupapes d'échappement (7) commandées par un arbre à cames tournant à la vitesse du vilebrequin.
6. Moteur à combustion interne selon la revendication 5, **caractérisé en ce que** l'arbre à cames commandant les
- 15 soupapes du cylindre basse pression et tournant à la vitesse du vilebrequin est doté de masses d'équilibrage disposées et dimensionnées de manière à réduire les vibrations du moteur engendrées par d'autres masses existantes et se déplaçant à la fréquence de rotation du
- 20 vilebrequin.

1/10

Vilebrequin du moteur à combustion interne à **cinq temps**

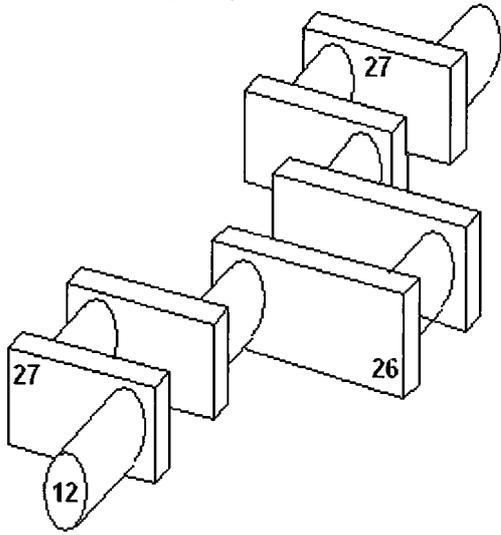


Figure 1

Vilebrequin du moteur à combustion interne à **quatre temps et demi**

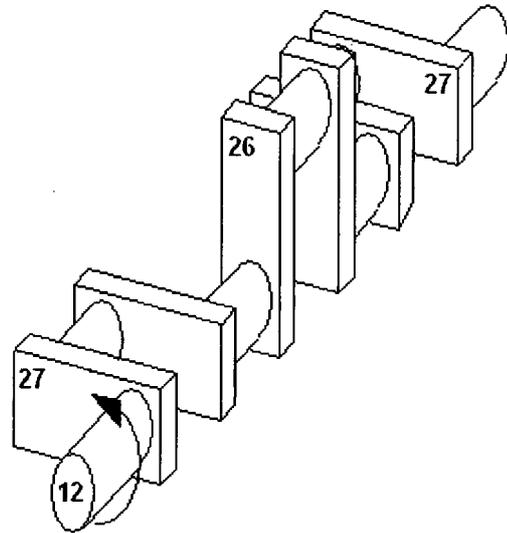
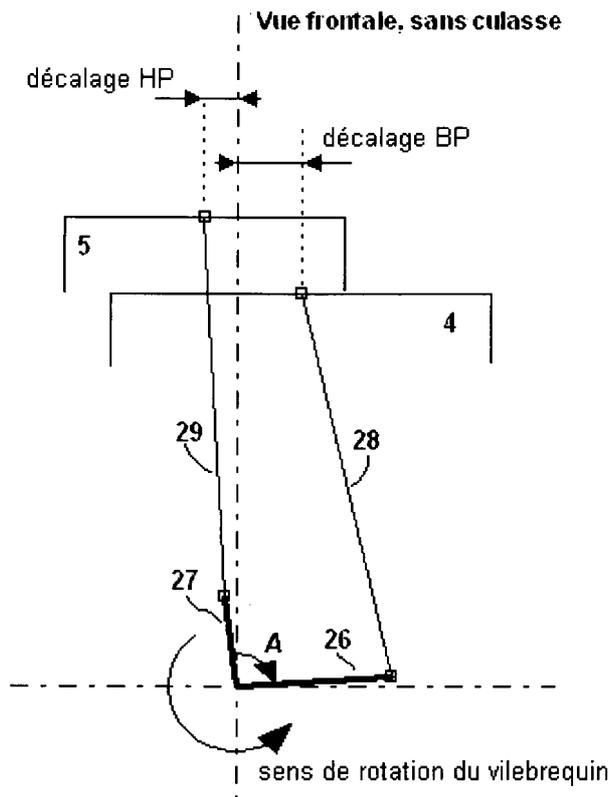


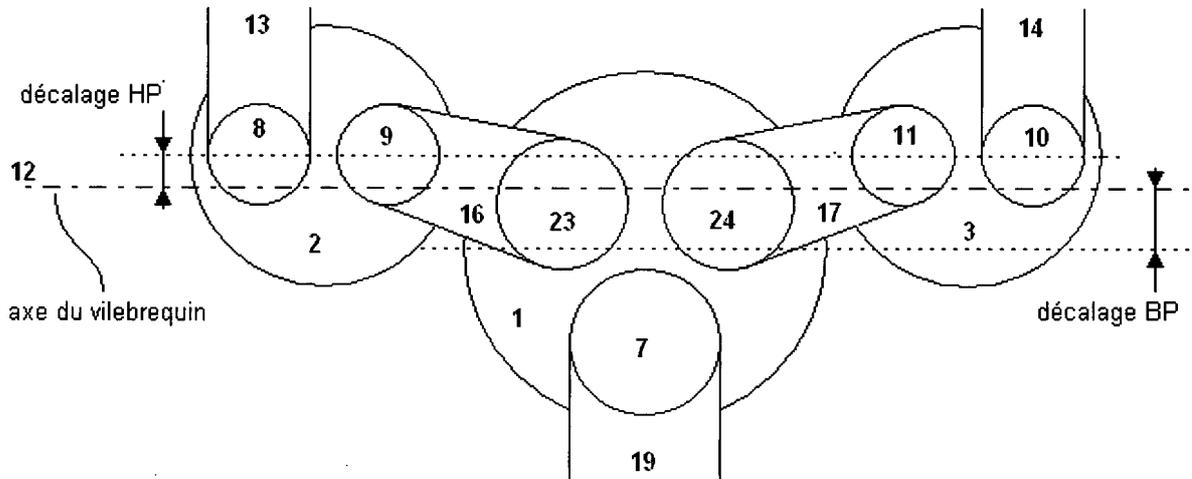
Figure 1a



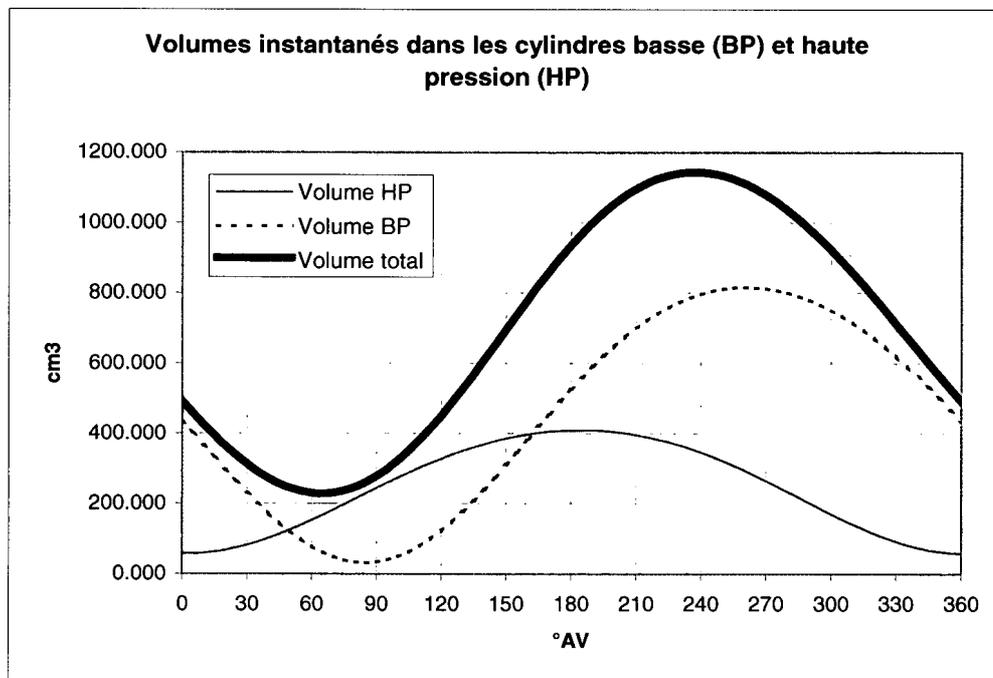
**Figure 2:** **Vue frontale (sans culasse)** -Décalages des axes des cylindres par rapport au vilebrequin et angle réduit entre manivelles haute pression d'une part et manivelle basse pression d'autre part

2/10

Vue du dessus



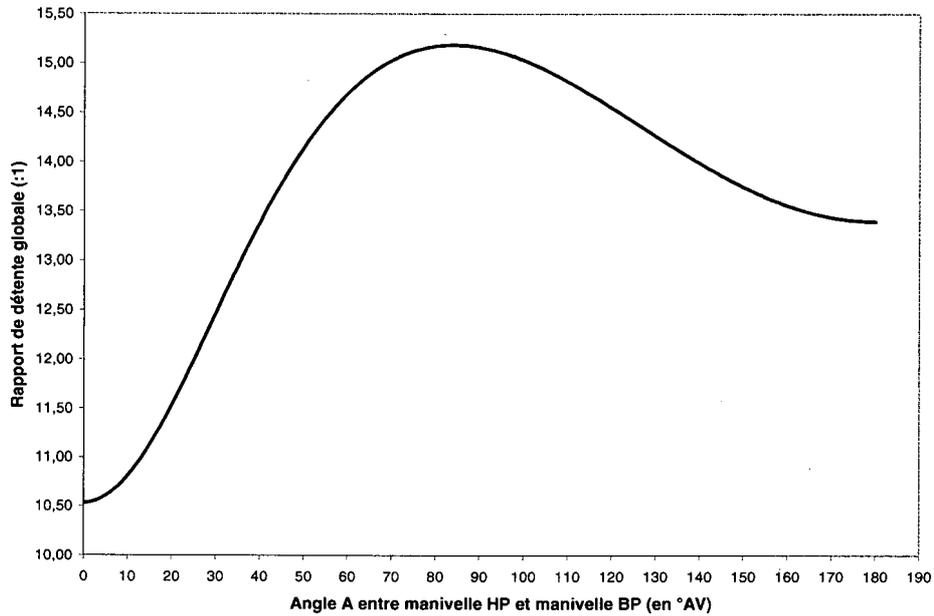
**Figure 3:** Vue du dessus de la culasse, avec arrangement des soupapes et canaux de transvasement



**Figure 4:** Evolution des volumes dans les cylindres basse et haute pression pendant un tour de vilebrequin, l'angle  $A$  étant égal à  $90^\circ$ .

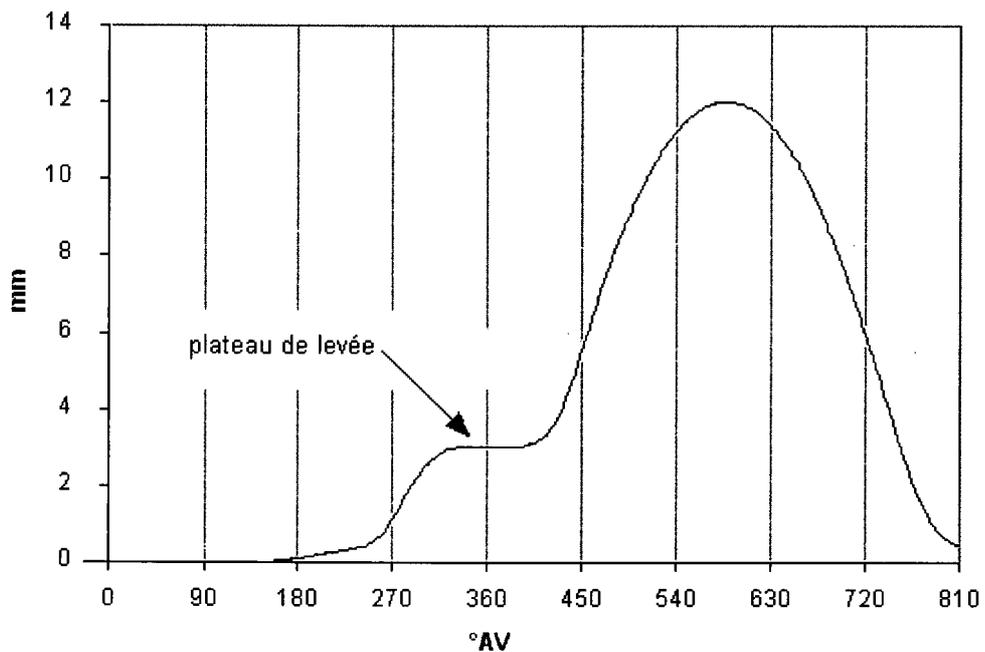
3/10

**Rapport de détente globale en fonction de l'angle A entre manivelle HP et manivelle BP**  
 A = 0°AV, càd. HP//BP ; A = 180°AV, càd. HP  $\leftrightarrow$  BP

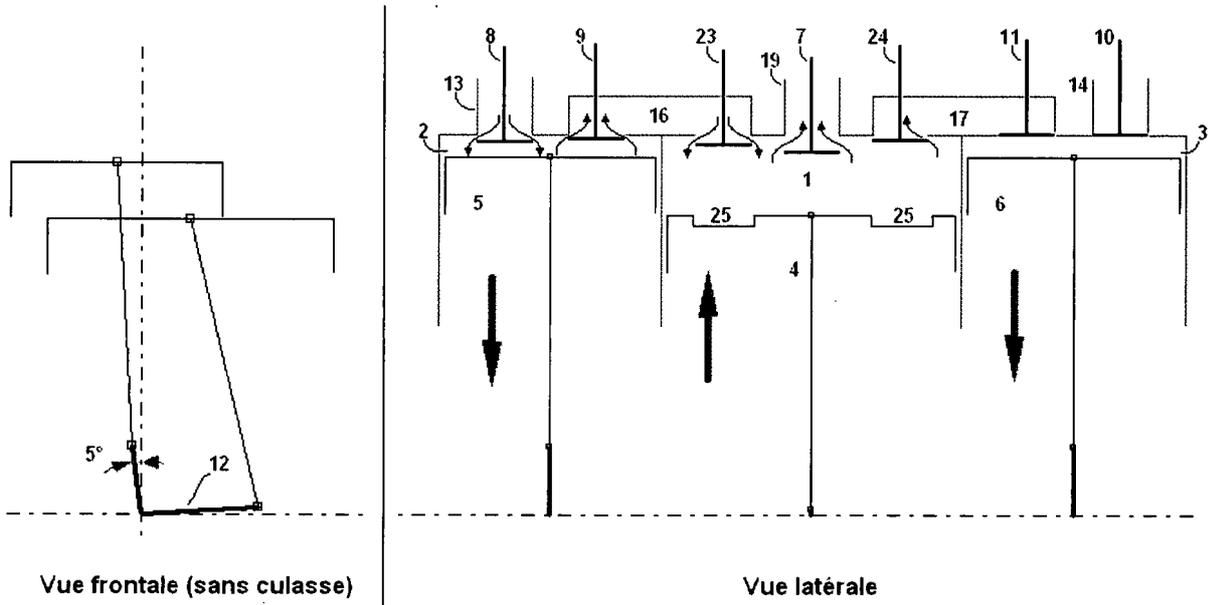


**Figure 5:** Dépendance du rapport de détente globale de l'angle entre manivelle cyl. HP et manivelle cyl. BP, angle A (voir **Figure 2**).

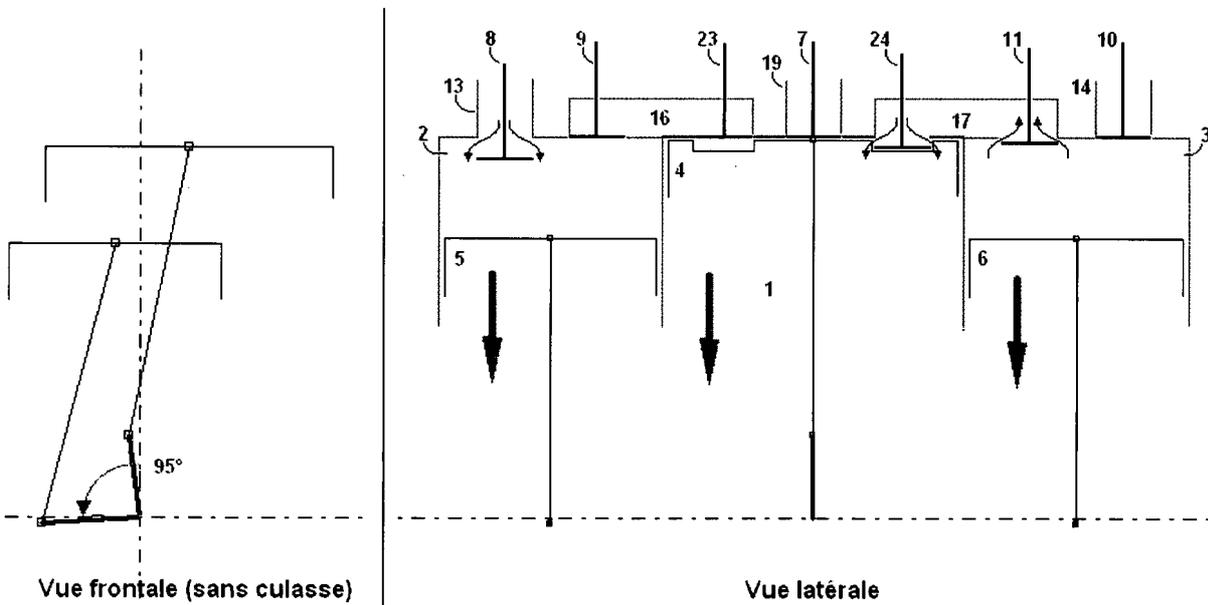
**Levée de soupape d'admission du cylindre BP**



**Figure 6:** Levée de soupape de transvasement auxiliaire du cylindre BP avec « plateau »

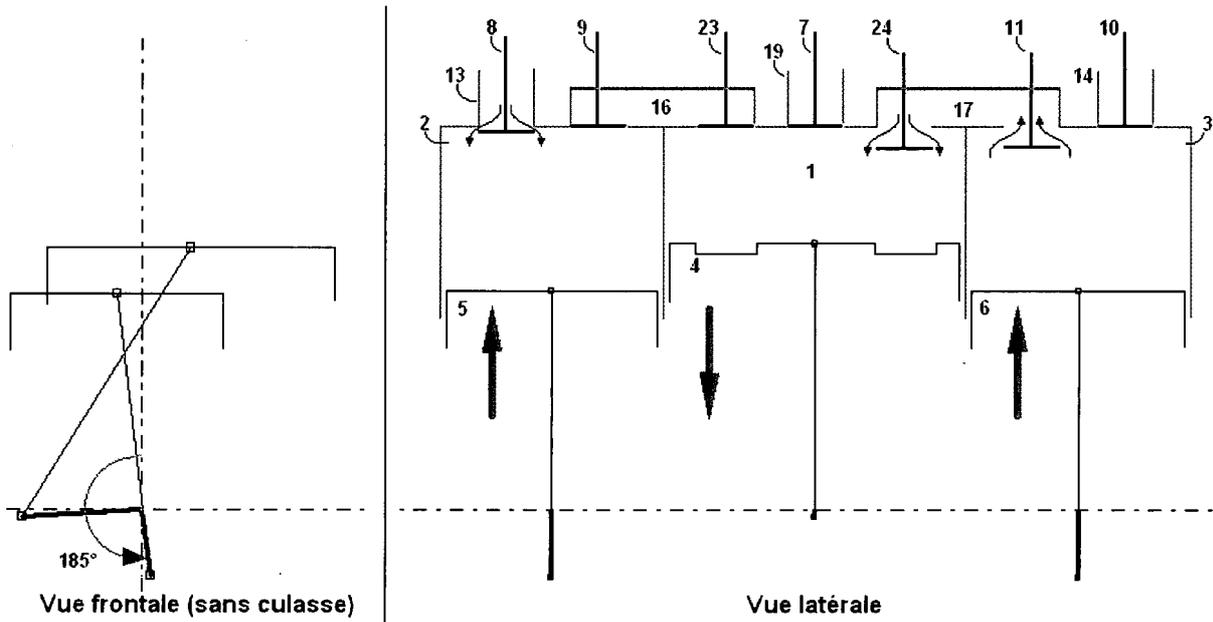


**Figures 7 et 7a:** Vues du moteur avec vilebrequin à  $5^\circ$  après PMH admission cylindre haute pression gauche

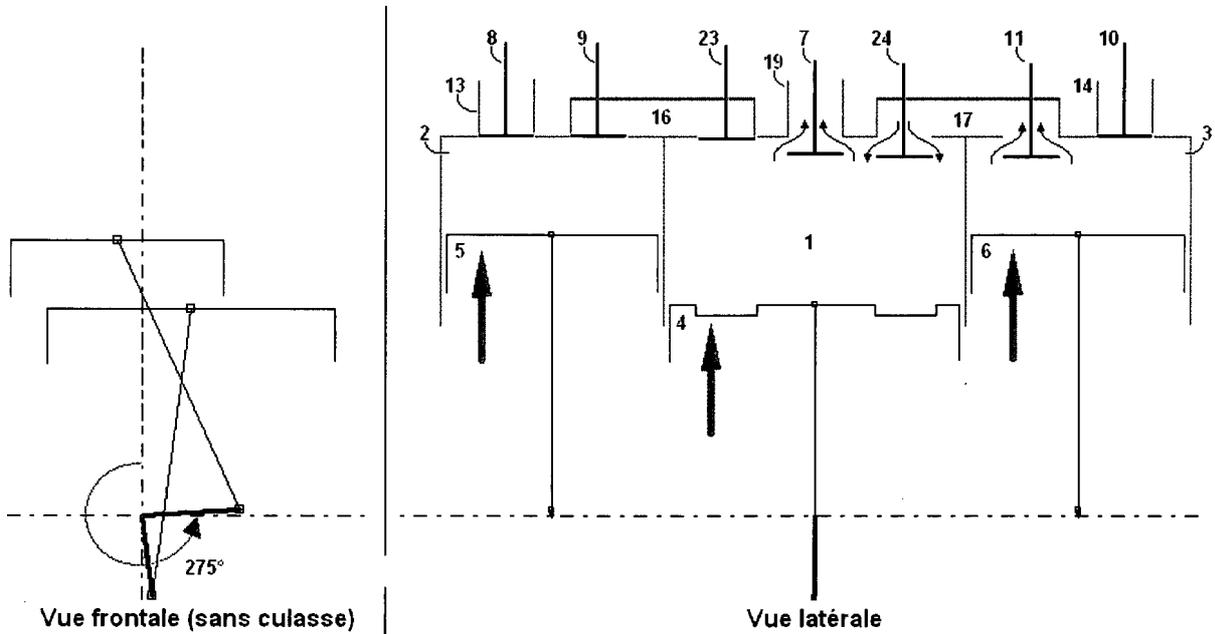


**Figures 8 et 8a:** Vues du moteur avec vilebrequin à  $95^\circ$  après PMH admission cylindre haute pression gauche

5/10

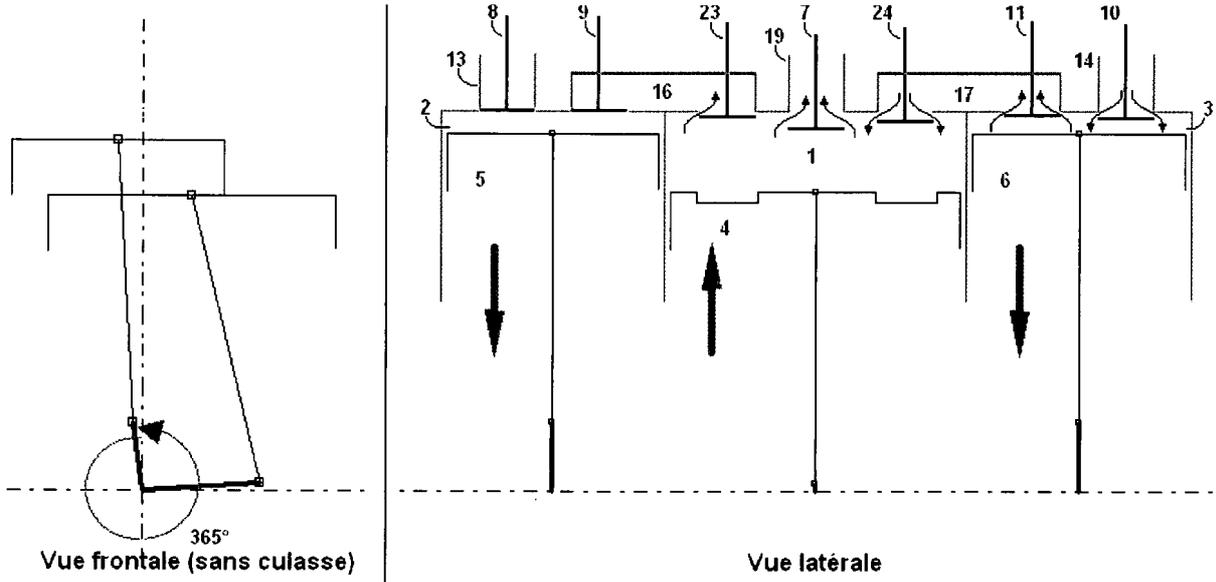


**Figures 9 et 9a:** Vues du moteur avec vilebrequin à 185° après PMH admission cylindre haute pression gauche

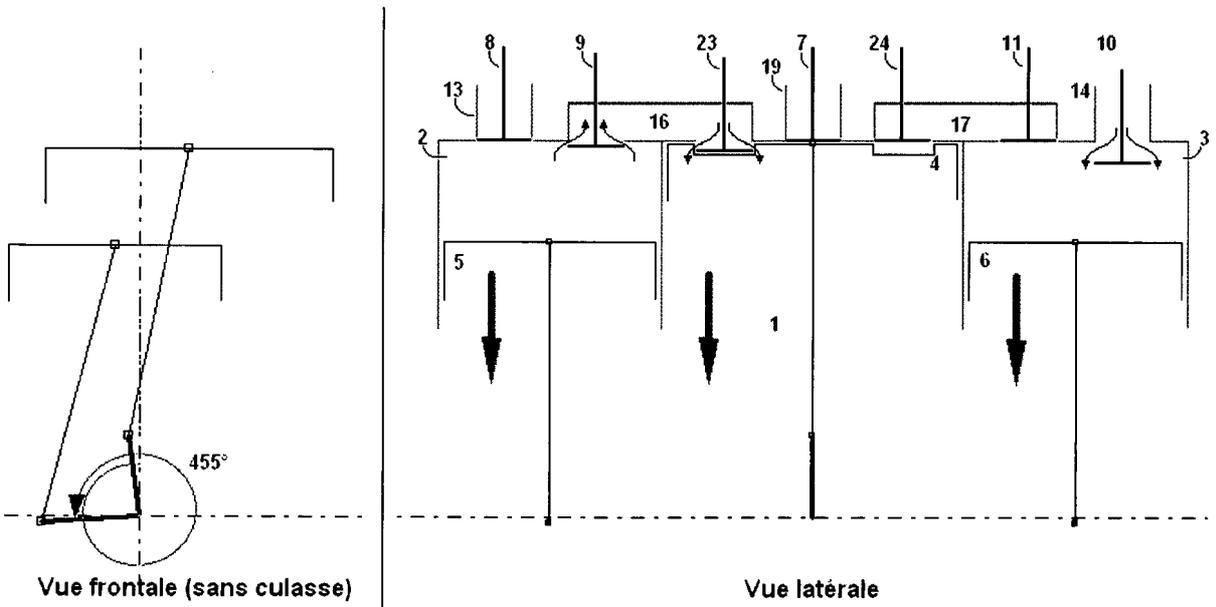


**Figures 10 et 10a:** Vues du moteur avec vilebrequin à 275° après PMH admission cylindre haute pression gauche

6/10

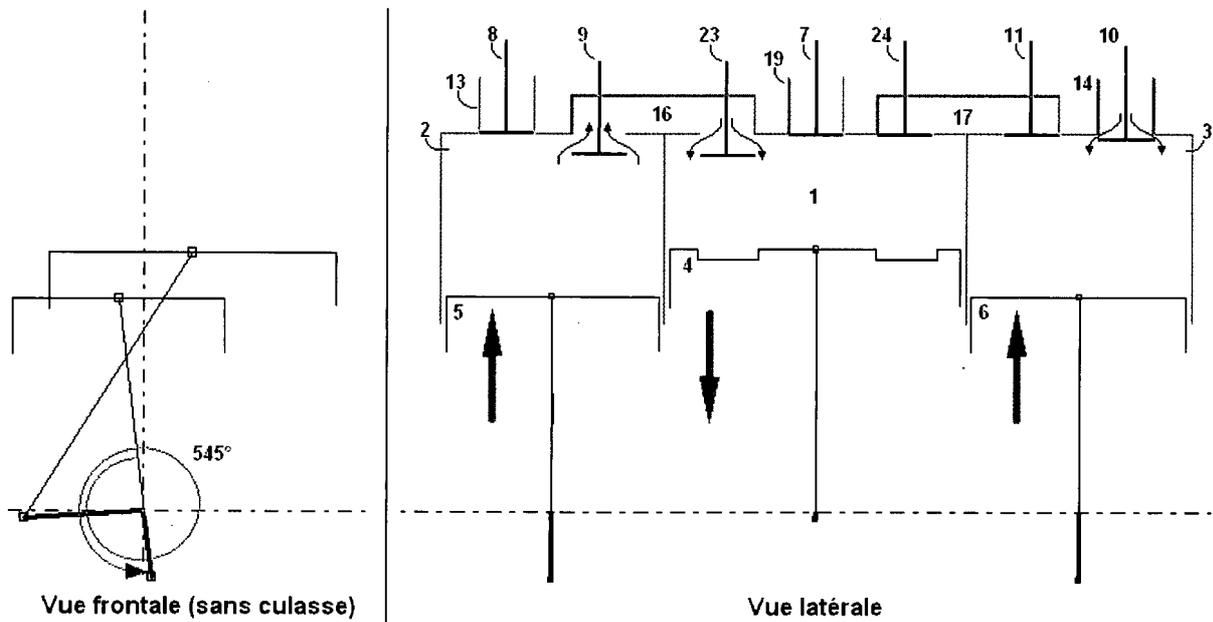


**Figures 11 et 11a:** Vues du moteur avec vilebrequin à  $365^\circ$  après PMH admission cylindre haute pression

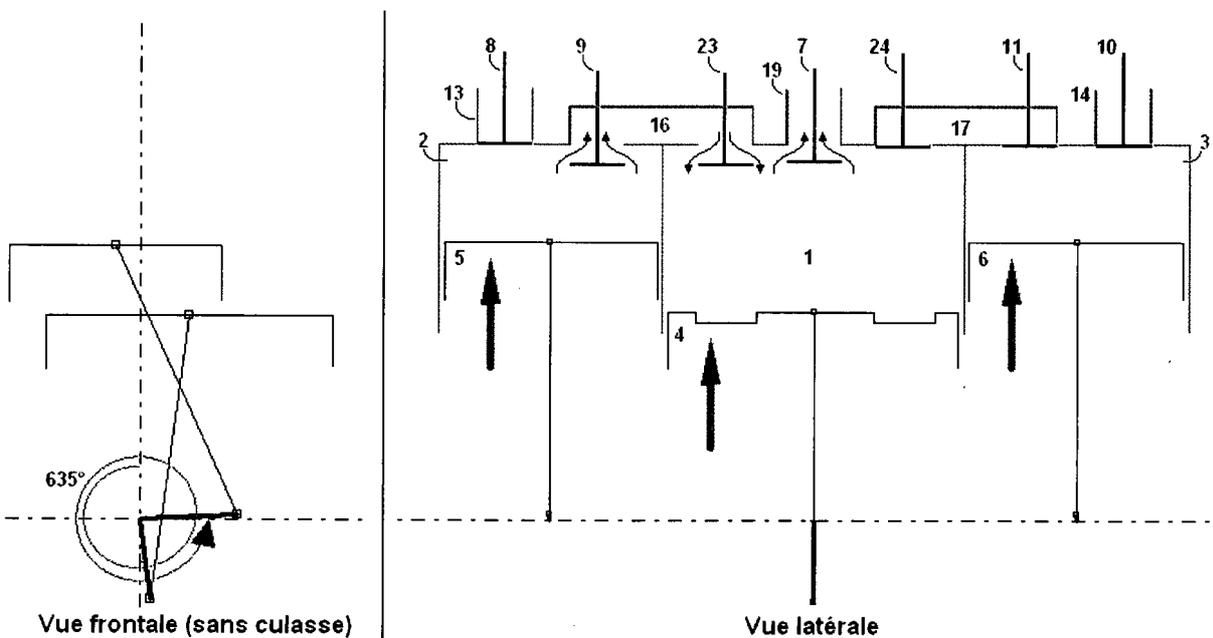


**Figures 12 et 12a:** Vues du moteur avec vilebrequin à  $455^\circ$  après PMH admission cylindre haute pression

7/10

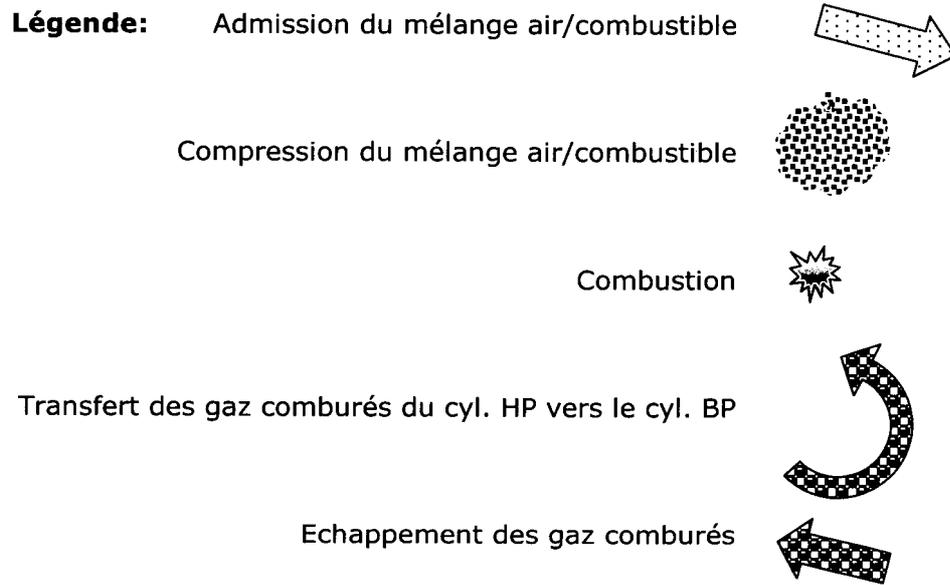


**Figures 13 et 13a:** Vues du moteur avec vilebrequin à  $545^\circ$  après PMH admission cylindre haute pression



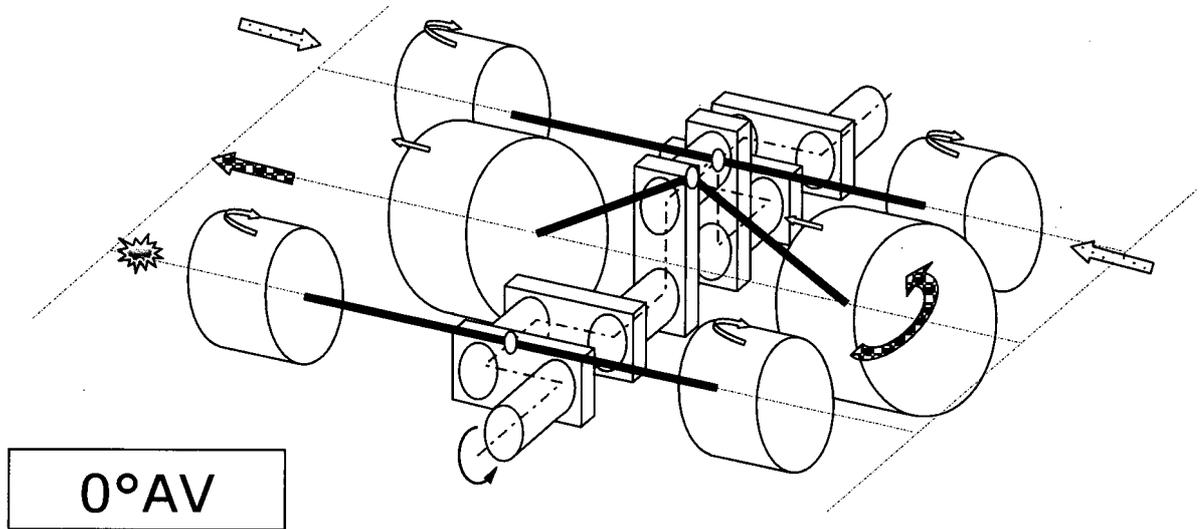
**Figures 14 et 14a:** Vues du moteur avec vilebrequin à  $635^\circ$  après PMH admission cylindre haute pression

8/10

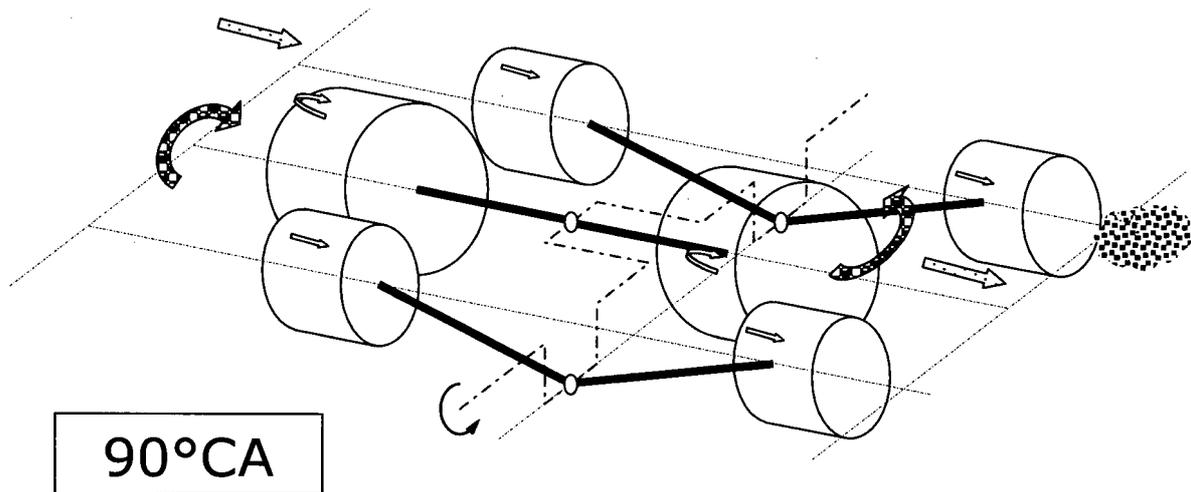


**Figure 15:** Légende pour la description du fonctionnement du moteur à combustion interne à quatre temps et demi à 2 fois 3 cylindres opposés avec vilebrequin à angle de 90° (Figures 16 à 19).

9/10

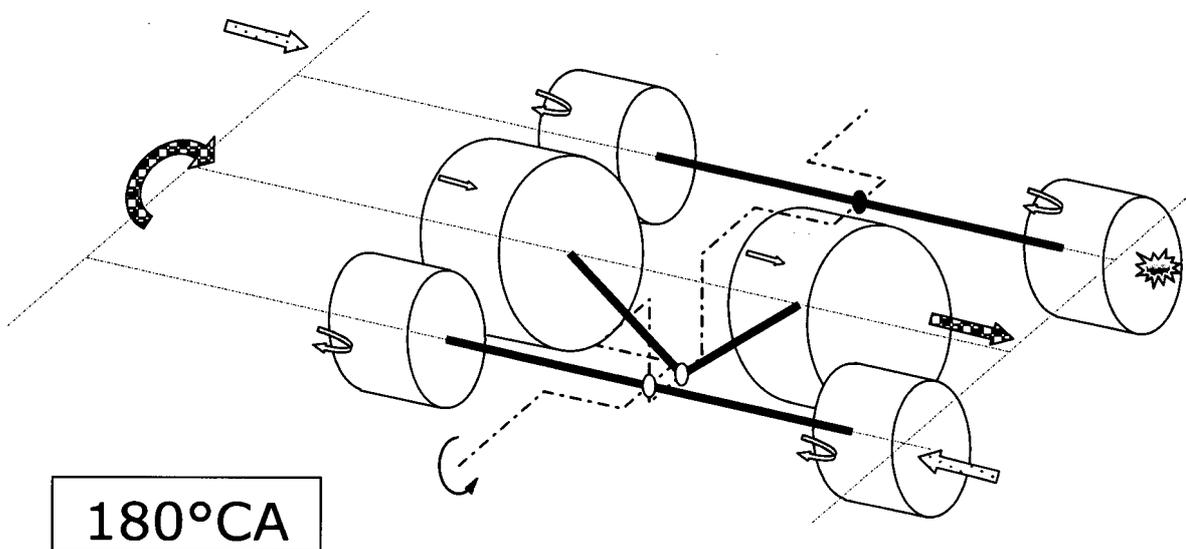


**Figure 16:** Fonctionnement du moteur à combustion interne à quatre temps et demi à 2 fois 3 cylindres opposés - Position du vilebrequin: **0°AV**

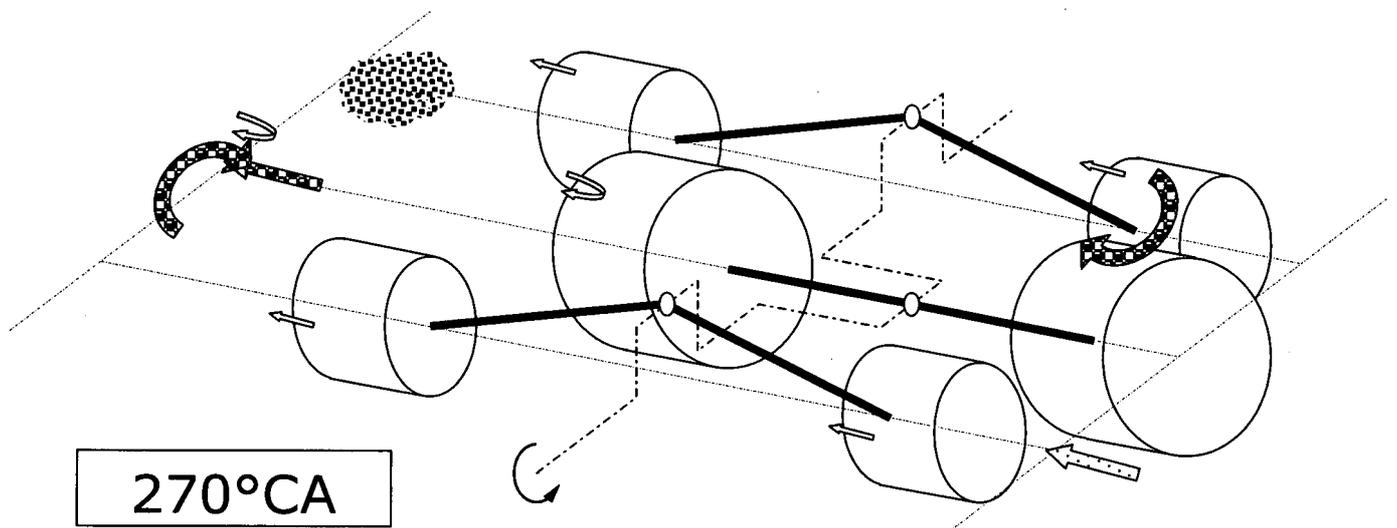


**Figure 17:** Fonctionnement du moteur à combustion interne à quatre temps et demi à 2 fois 3 cylindres opposés - Position du vilebrequin: **90°AV**

10/10



**Figure 18:** Fonctionnement du moteur à combustion interne à quatre temps et demi à 2 fois 3 cylindres opposés - Position du vilebrequin: **180°AV**



**Figure 19:** Fonctionnement du moteur à combustion interne à quatre temps et demi à 2 fois 3 cylindres opposés - Position du vilebrequin: **270°AV**

ABRÉGÉMOTEUR À COMBUSTION INTERNE A QUATRE TEMPS ET DEMI

L'invention se rapporte à un moteur à combustion interne utilisant:

a) d'une part au moins un cylindre (1) fonctionnant en cylindre basse pression suivant un mode du type deux temps, et

b) d'autre part, deux cylindres (2,3) fonctionnant en cylindres comburants haute pression suivant un mode du type quatre temps, la cylindrée de chacun des cylindres comburants (2, 3) étant inférieure à celle du cylindre basse pression (1), les cylindres comburants (2, 3) refoulant alternativement leurs gaz comburés vers le cylindre basse pression (1) en vue d'une deuxième détente des gaz comburés.

L'invention est caractérisée en ce que les manivelles (27) du vilebrequin (12), auxquelles sont reliées les bielles (29) attachées aux pistons (5 ; 6) des cylindres haute pression alimentant alternativement un même cylindre basse pression, sont parallèles entre elles et forment avec la manivelle (26), à laquelle est reliée la bielle (28) attachée au piston dudit cylindre basse pression (1), un angle d'une valeur proche de 90°, en particulier 90°, de façon à ce que le piston (4) du cylindre basse pression atteigne son point mort haut sensiblement avant que les pistons (5 ; 6) des cylindres haute pression adjacents n'atteignent leur point mort bas respectif.

Fig. 1



Office européen des brevets

**RAPPORT DE RECHERCHE**  
 établi en vertu de l'article 21 § 1 et 2  
 de la loi belge sur les brevets d'invention  
 du 28 mars 1984

BO 9334  
 BE 200700255

DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS			
Catégorie	Citation du document avec indication, en cas de besoin, des parties pertinentes	Revendication concernée	CLASSEMENT DE LA DEMANDE (IPC)
	ABSENCE D'UNITE D'INVENTION voir feuille supplémentaire B -----		INV. F02B41/08 F02B41/06 F01L1/047
X	FR 1 058 109 A (RAVARD) 15 mars 1954 (1954-03-15)	1,4,5	
Y	* page 1, dernière ligne, alinéa 3 * * page 1, colonne de droite, ligne 3 - page 2, colonne de droite, ligne 4; figures *	3	
X	DE 29 47 280 A1 (NOACK HEINZ) 27 mai 1981 (1981-05-27)	1	
A	* page 5, alinéa 2 - alinéa 3; figure 1 *	4	
X	FR 910 136 A (MELIN) 28 mai 1946 (1946-05-28) * le document en entier *	1	
X	FR 823 706 A (JULLIEN) 25 janvier 1938 (1938-01-25) * page 3, ligne 32 - ligne 48; figures 1,2 *	1	DOMAINES TECHNIQUES RECHERCHES (IPC)
Y	EP 0 006 747 A (BIRCHALL STANLEY) 9 janvier 1980 (1980-01-09)	3	F02B F01L
A	* page 4, alinéa 3 - page 8, alinéa 2; figures 1,2 *	1	
A	AU 48374 79 A (OLDS WM & SONS PTY LTD) 3 janvier 1980 (1980-01-03) * le document en entier *	1,5	
Date d'achèvement de la recherche		Examineur	
28 février 2008		von Arx, Hans	
CATEGORIE DES DOCUMENTS CITES			
X : particulièrement pertinent à lui seul		T : théorie ou principe à la base de l'invention	
Y : particulièrement pertinent en combinaison avec un autre document de la même catégorie		E : document de brevet antérieur, mais publié à la date de dépôt ou après cette date	
A : arriére-plan technologique		D : cité dans la demande	
O : divulgation non-écrite		L : cité pour d'autres raisons	
P : document intercalaire		& : membre de la même famille, document correspondant	

**ABSENCE D'UNITÉ D'INVENTION  
FEUILLE SUPPLÉMENTAIRE B**

Numéro de la demande

BO 9334  
BE 200700255

La division de la recherche estime que la présente demande de brevet ne satisfait pas à l'exigence relative à l'unité d'invention et concerne plusieurs inventions ou pluralités d'inventions, à savoir :

1. revendications: 1 et 3-6 pour autant qu'elles dépendent de la revendication 1

Moteur à combustion interne avec 1 cylindre basse pression à deux temps et 2 cylindres haute pression à quatre temps, dont les manivelles, reliées aux bielles des pistons des cylindres haute pression, forment avec la manivelle, reliée à la bielle du piston du cylindre basse pression, un angle plus petit que  $180^\circ$ .

---

2. revendications: 2 et 3-6 pour autant qu'elles dépendent de la revendication 2

Moteur à combustion interne avec 1 cylindre basse pression à deux temps et 2 cylindres haute pression à quatre temps, dont les axes des cylindres sont déplacés par rapport à l'axe du vilebrequin.

---

La recherche a été limitée au premier sujet.

**ANNEXE AU RAPPORT DE RECHERCHE  
RELATIF A LA DEMANDE DE BREVET BELGE NO.**

BO 9334  
BE 200700255

La présente annexe indique les membres de la famille de brevets relatifs aux documents brevets cités dans le rapport de recherche visé ci-dessus.  
Lesdits membres sont contenus au fichier informatique de l'Office européen des brevets à la date du  
Les renseignements fournis sont donnés à titre indicatif et n'engagent pas la responsabilité de l'Office européen des brevets.

28-02-2008

Document brevet cité au rapport de recherche		Date de publication	Membre(s) de la famille de brevet(s)	Date de publication
FR 1058109	A	15-03-1954	AUCUN	
DE 2947280	A1	27-05-1981	AUCUN	
FR 910136	A	28-05-1946	AUCUN	
FR 823706	A	25-01-1938	AUCUN	
EP 0006747	A	09-01-1980	AUCUN	
AU 4837479	A	03-01-1980	AUCUN	

**Concernant le point III**

Il est considéré que les revendications couvrent les 2 inventions suivantes:

- I) Revendications 1 et 3-6, en tant qu'elles dépendent de la revendication 1, concernant un moteur à combustion interne avec 1 cylindre basse pression à deux temps et 2 cylindres haute pression à quatre temps, dont les manivelles, reliées aux bielles des pistons des cylindres haute pression, forment avec la manivelle, reliée à la bielle du piston du cylindre basse pression, un angle plus petit que 180°.
- II) Revendications 2 et 3-6, en tant qu'elles dépendent de la revendication 2, concernant un moteur à combustion interne avec 1 cylindre basse pression à deux temps et 2 cylindres haute pression à quatre temps, dont les axes des cylindres sont déplacés par rapport à l'axe du vilebrequin.

Les raisons pour lesquelles la présente demande porte sur deux inventions non liées entre elles de telle sorte qu'elles ne formeraient qu'un seul concept inventif général, sont les suivantes:

- 1 L'état de la technique est représenté par le document **AU-A-48374 79 (OLDS WM. + SONS PTY. LTD.)**, qui décrit un moteur à combustion interne avec 1 cylindre basse pression à deux temps et 2 cylindres haute pression à quatre temps.
  - 2.1 L'élément suivant apparaît comme l'élément technique particulier de l'invention I:  
**les manivelles, reliées aux bielles des pistons des cylindres haute pression, forment avec la manivelle, reliée à la bielle du piston du cylindre basse pression, un angle plus petit que 180°.**
  - 2.2 Le problème résolu par cet élément technique particulier peut donc être considéré comme étant **l'amélioration du rendement énergétique du moteur.**
- 3.1 L'élément suivant apparaît comme l'élément technique particulier de l'invention II:  
**les axes des cylindres sont déplacés par rapport à l'axe du vilebrequin.**
- 3.2 Le problème résolu par cet élément technique particulier peut donc être considéré comme étant **comment profiter au maximum de l'espace disponible.**

- 4 L'analyse ci-dessus montre que ni l'élément technique particulier des groupes d'invention ni les problèmes objectifs à résoudre par ces inventions ne sont identiques ou correspondants, et qu'aucun concept inventif général ne lie entre eux les groupes d'inventions. **La présente demande ne remplit donc pas les conditions d'unité d'invention.**

**Concernant le point V**

Déclaration motivée quant à la nouveauté, l'activité inventive et la possibilité d'application industrielle; citations et explications à l'appui de cette déclaration

- 1 Il est fait référence aux documents suivants:  
D1: FR-A-1 058 109 (RAVARD) 15 mars 1954 (1954-03-15)  
D2: DE 29 47 280 A1 (NOACK HEINZ) 27 mai 1981 (1981-05-27)  
D3: FR 910 136 A (MELIN) 28 mai 1946 (1946-05-28)  
D4: FR 823 706 A (JULLIEN) 25 janvier 1938 (1938-01-25)  
D5: EP-A-0 006 747 (BIRCHALL STANLEY) 9 janvier 1980 (1980-01-09)  
D6: AU 48374 79 A (OLDS WM & SONS PTY LTD) 3 janvier 1980 (1980-01-03)
- 2 **Les revendications 1 et 4 ne sont pas claires.**
- 2.1 Le terme ayant un sens relatif "**sensiblement**", utilisé dans les revendications 1 (page 18, ligne 13) et 4 (page 20, ligne 33), n'a pas de signification bien établie et reconnue et laisse un doute quant à la signification de la caractéristique technique à laquelle il se réfère. L'objet des dites revendications n'est donc pas clairement défini. Il faut supprimer le mot "sensiblement" ou définir l'angle d'une manière exacte (p.ex. "un angle de 170°" ou "un angle entre 150° et 160°").
- 3 **Nouveauté**
- 3.1 Par ailleurs, en dépit du manque de clarté mentionné ci-dessus, l'objet de la revendication 1 n'est pas nouveau; par conséquent, les conditions de brevetabilité ne sont pas remplies.
- 3.2 Le document D1 décrit, voir page 1, colonne de droite, lignes 11-17 et les figures 2 et

3 (les références entre parenthèses s'appliquent à ce document) :

**un moteur à combustion interne avec une cylindre basse pression à deux temps (3) et deux cylindres haute pression à quatre temps (1 et 2), dont les manivelles, reliées aux bielles des pistons des cylindres haute pression, forment avec la manivelle, reliée à la bielle du piston du cylindre basse pression, un angle plus petit que 180° (150°).**

Par conséquent, le document D1 décrit en combinaison toutes les caractéristiques définies dans la revendication 1. L'objet de la revendication 1 n'est donc pas nouveau. }

3.3 La même s'applique pour le document D2, D3 et D4.

#### 4 **Revendications dépendantes**

Les revendications dépendantes 3-6 ne contiennent aucune caractéristique qui, en combinaison avec celles de l'une quelconque des revendications à laquelle elles se réfèrent, définisse un objet qui satisfasse aux exigences de brevetabilité en ce qui concerne la nouveauté, et ce pour les raisons suivantes: les caractéristiques des revendications 4 et 5 sont aussi connues du document D1, les caractéristiques de la revendication 3 sont connues de la combinaison de D1 et D5, et les caractéristiques de la revendication 6 sont évidentes.