

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,

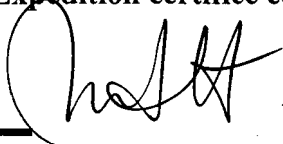
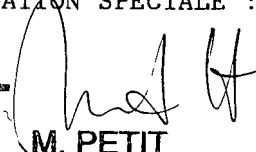
Vu la loi du 28 Mars 1984 sur les brevets d'invention, notamment l'article 22;

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.
AttachéM. PETIT
Attaché

2007/0255

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° 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° , 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° .

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° 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° 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° 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° 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° ,
- 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,
- la figure 6 est une représentation graphique de la levée de la soupape auxiliaire de transvasement du cylindre BP avec «plateau»,
- 15 • 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
- 20 selon l'invention avec vilebrequin à respectivement 5° , 95° , 185° , 275° , 365° , 455° , 545° , 635° après le PMH d'admission dans le cylindre HP gauche,
- la figure 15 est une légende graphique pour le description du fonctionnement du moteur à combustion
- 25 interne aux figures 16 et 17,
- 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° , 90° , 180° et 270° .

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° , est fortement réduit à une valeur proche de 90° ,
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
10 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
15 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
20 mort du cylindre basse pression n'est pas égal à zéro. En
effet, si l'angle en question est nettement plus petit
que 180° , p. ex. 90° , 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-
25 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
30 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
35 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°AV (avant) dans le moteur à combustion
interne à cinq temps et ne sera plus que 270°AV dans le
moteur avec un angle A du vilebrequin de 90° . 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° .

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° , a
l'avantage de réaliser une course à puissance tous les
 90° 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° , 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° 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° 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° 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° 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 (29), 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**

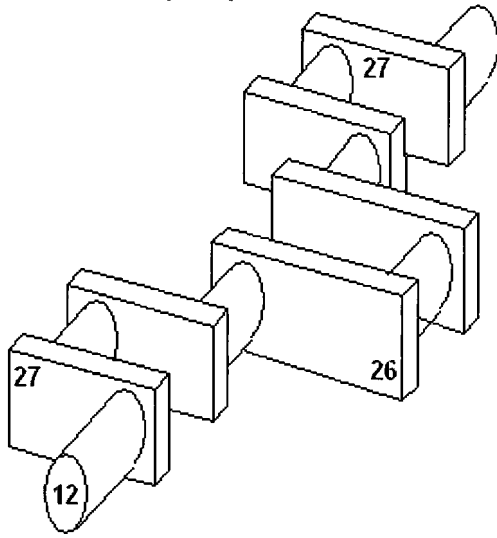


Figure 1

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

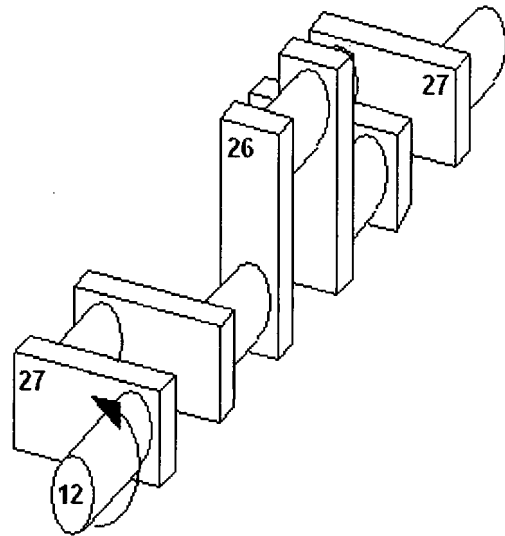


Figure 1a

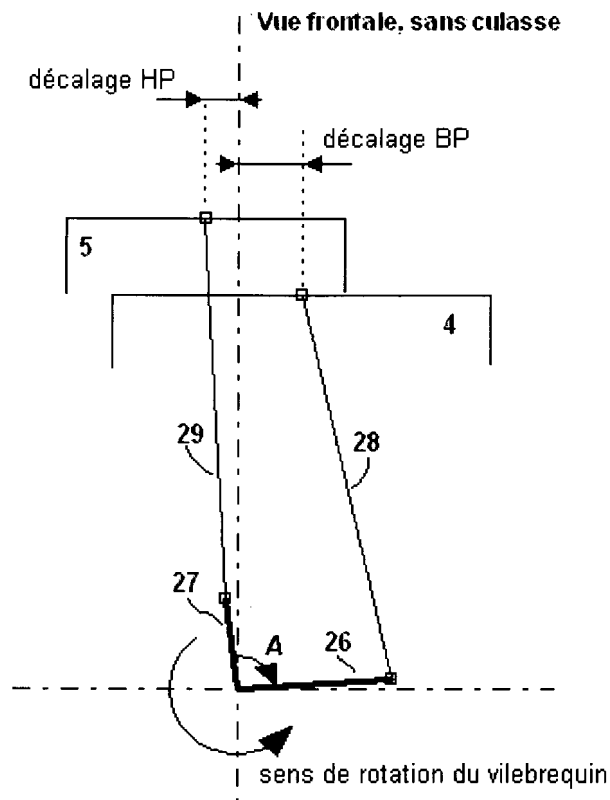


Figure 2: **Vue frontale (sans culasse)** -Décalages des axes des cylindres par rapport au vilebrequin et angle réduit entre manivelles haute pression d'une part et manivelle basse pression d'autre part

2/10

Vue du dessus

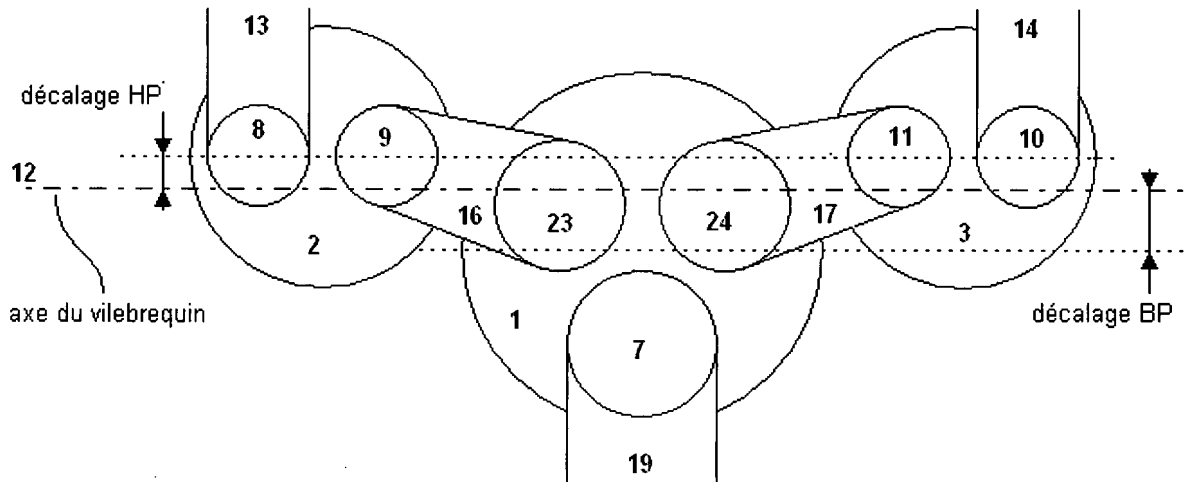


Figure 3: Vue du dessus de la culasse, avec arrangement des soupapes et canaux de transvasement

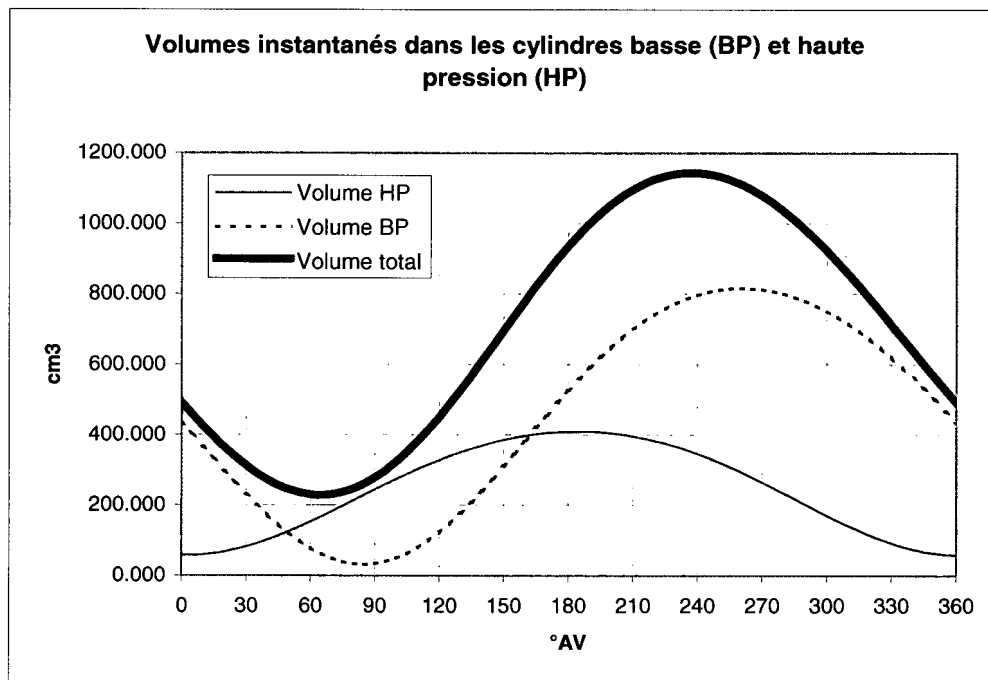


Figure 4: Evolution des volumes dans les cylindres basse et haute pression pendant un tour de vilebrequin, l'angle A étant égal à 90° .

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

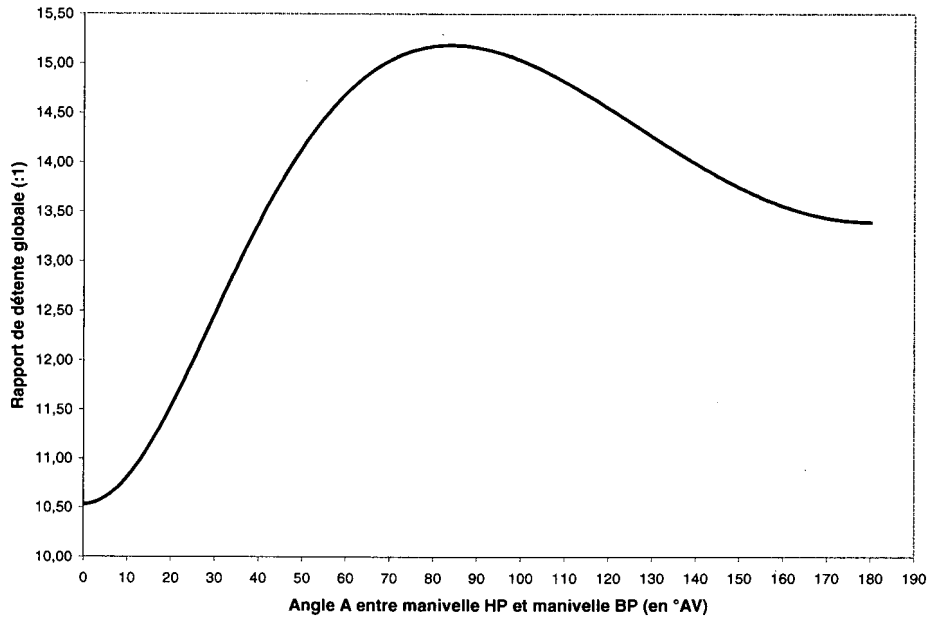


Figure 5: Dépendance du rapport de détente globale de l'angle entre manivelle cyl. HP et manivelle cyl. BP, angle A (voir **Figure 2**).

Levée de soupape d'admission du cylindre BP

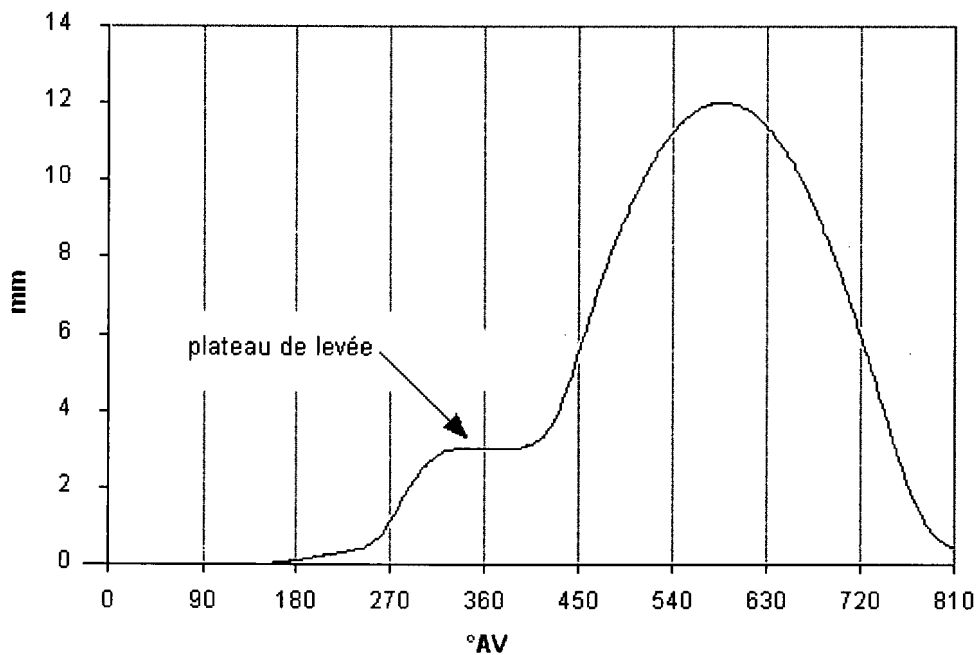
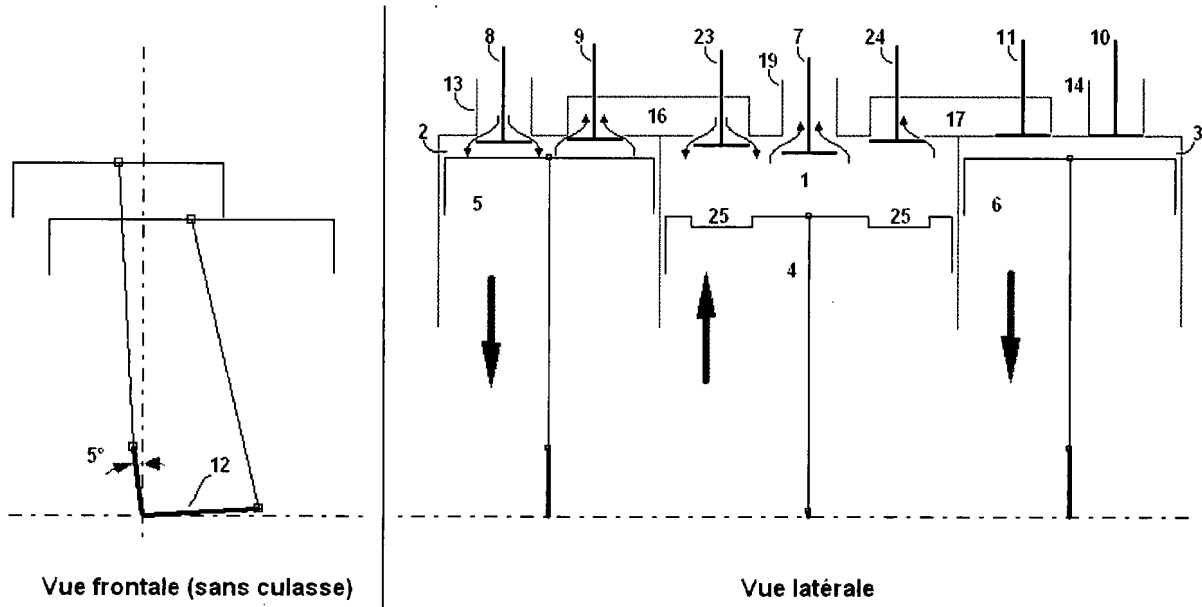
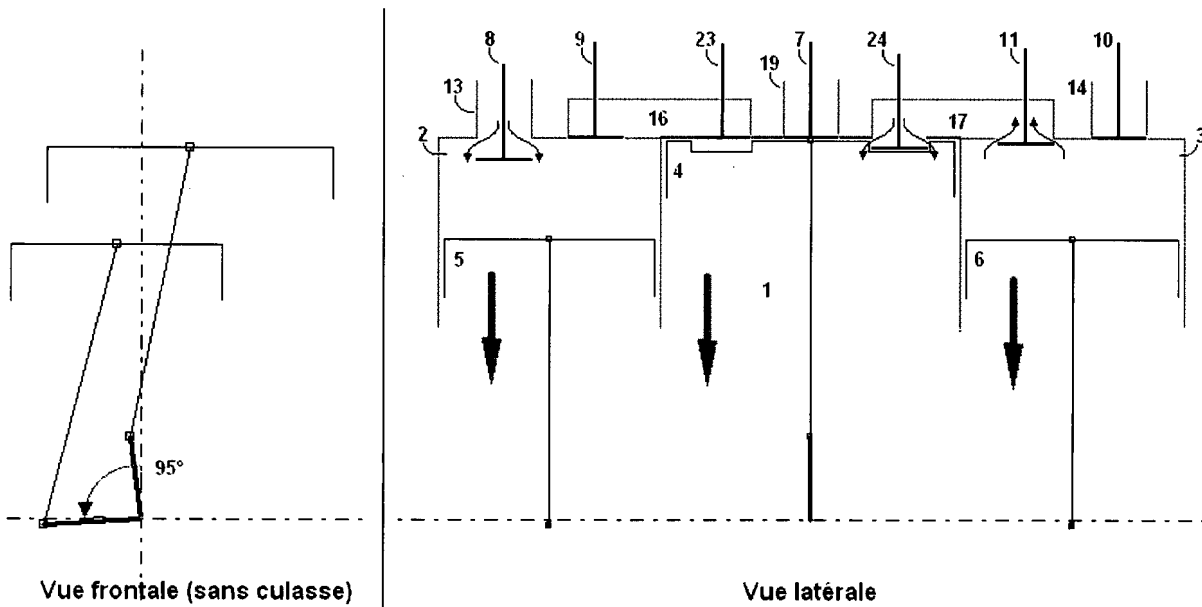


Figure 6: Levée de soupape de transvasement auxiliaire du cylindre BP avec « plateau »

4/10

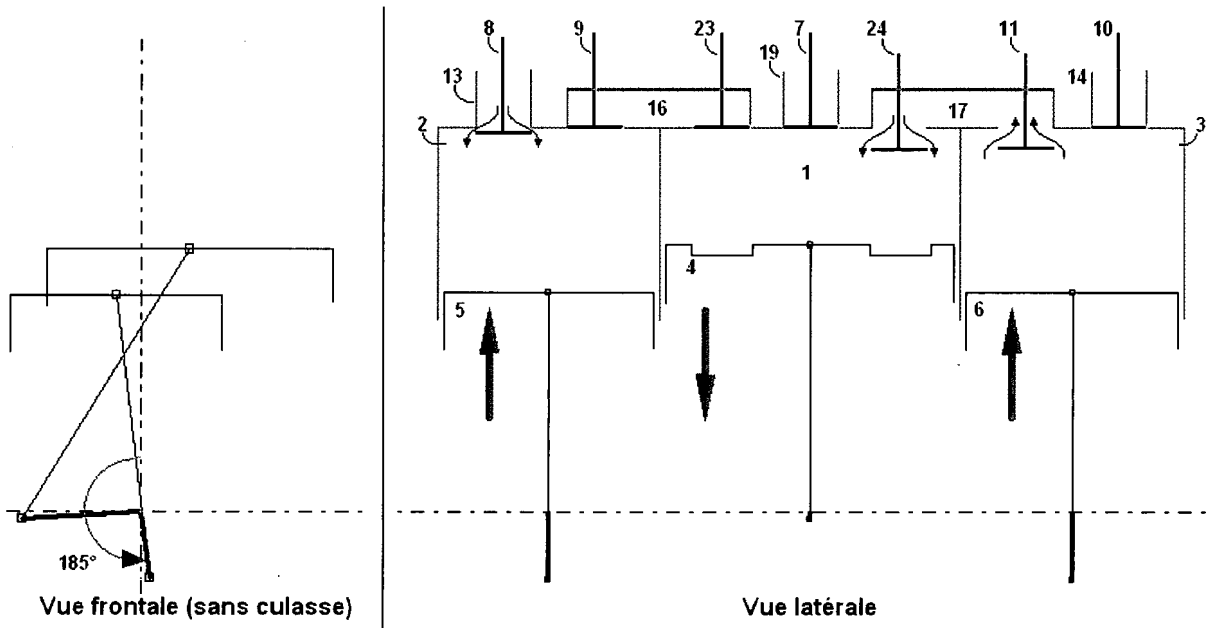


Figures 7 et 7a: Vues du moteur avec vilebrequin à 5° après PMH admission cylindre haute pression gauche

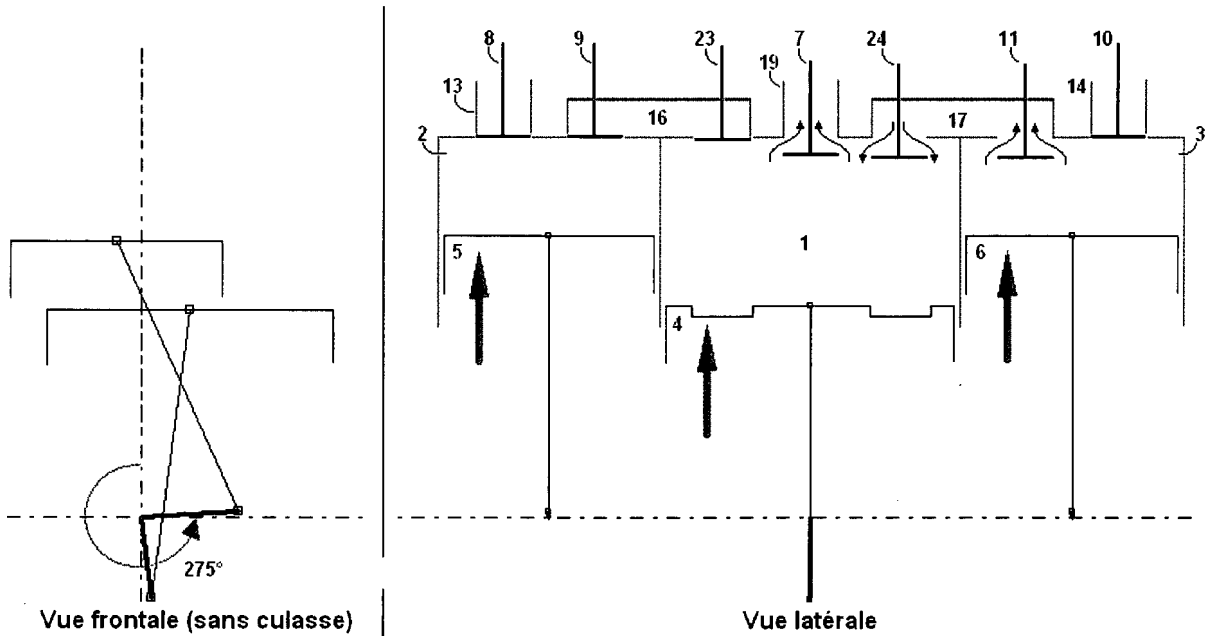


Figures 8 et 8a: Vues du moteur avec vilebrequin à 95° après PMH admission cylindre haute pression gauche

5/10

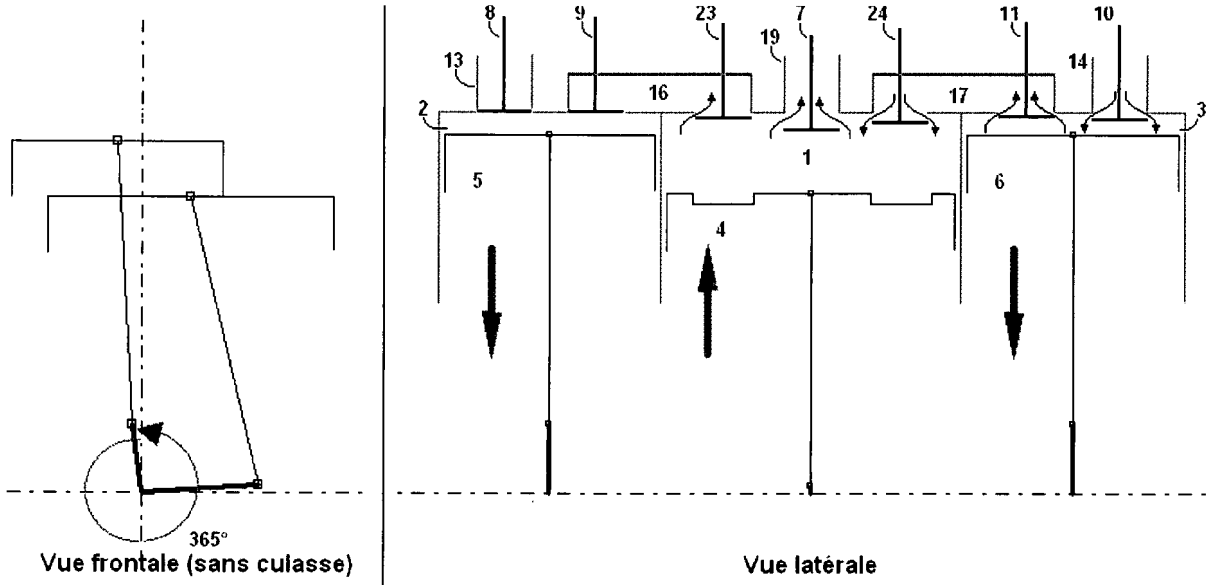


Figures 9 et 9a: Vues du moteur avec vilebrequin à 185° après PMH admission cylindre haute pression gauche

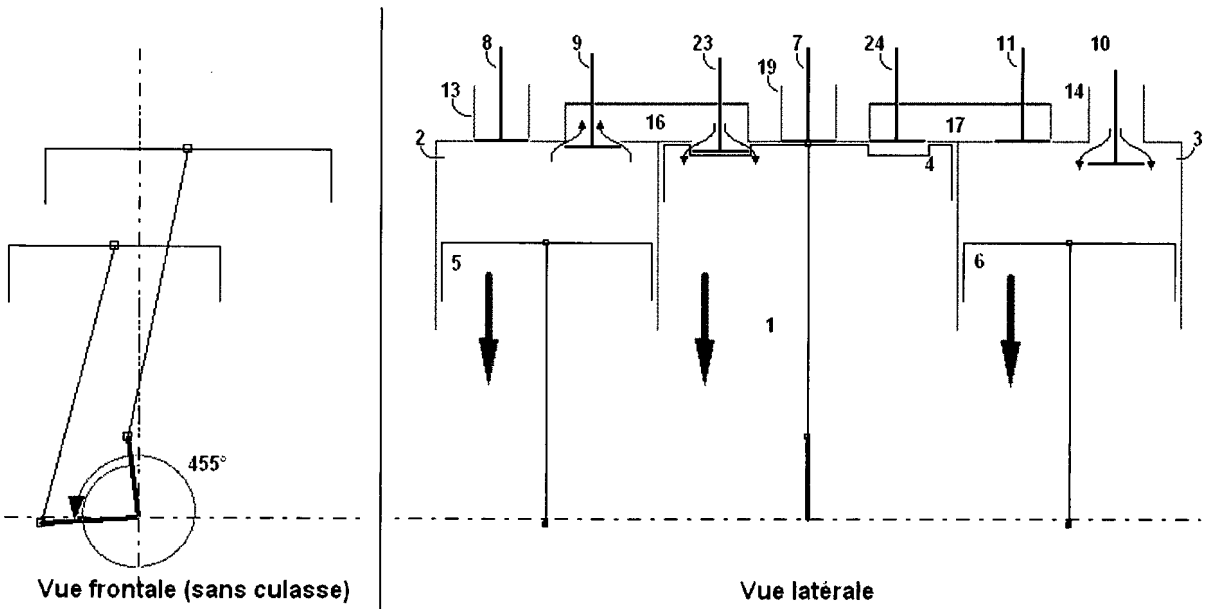


Figures 10 et 10a: Vues du moteur avec vilebrequin à 275° après PMH admission cylindre haute pression gauche

6/10

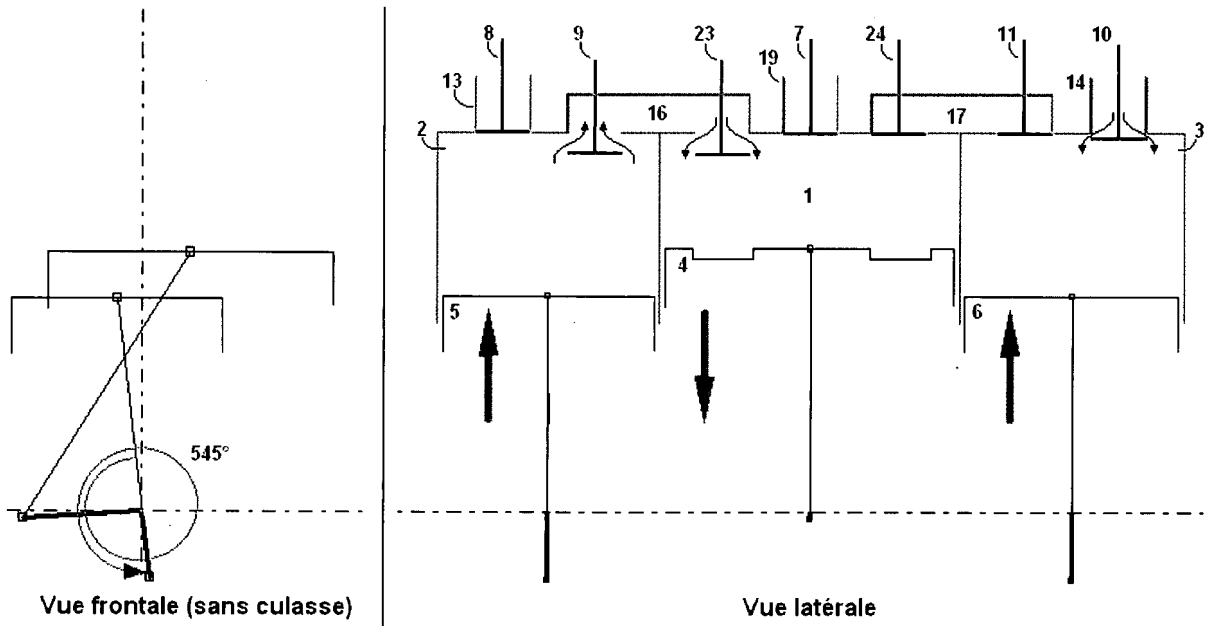


Figures 11 et 11a: Vues du moteur avec vilebrequin à 365° après PMH admission cylindre haute pression

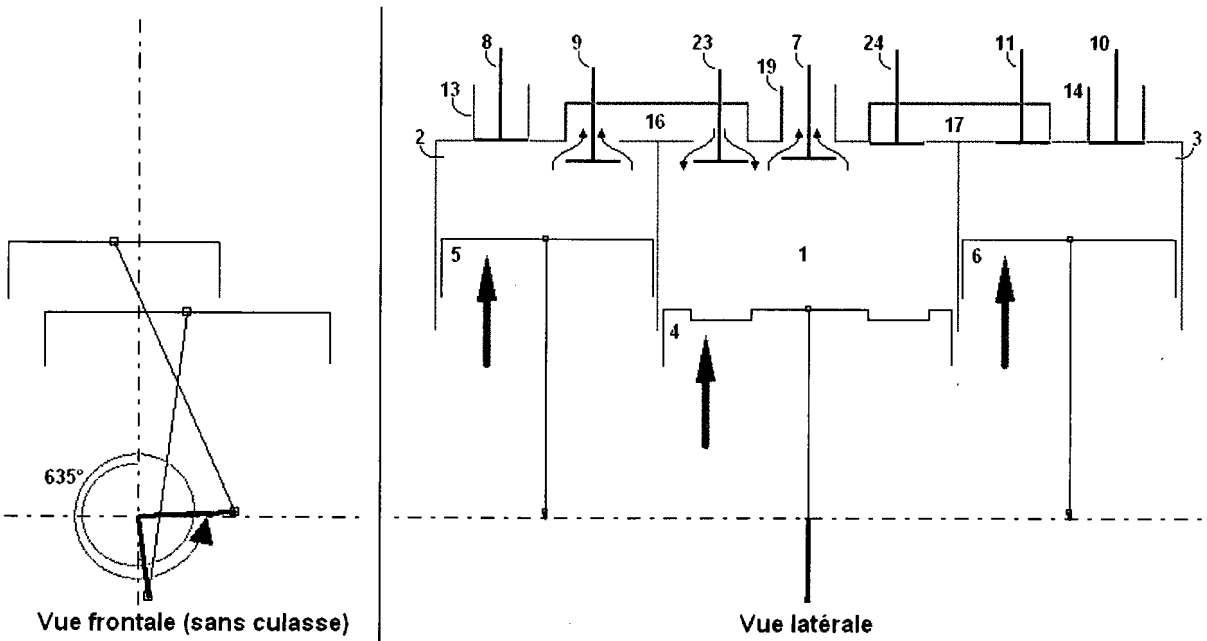


Figures 12 et 12a: Vues du moteur avec vilebrequin à 455° après PMH admission cylindre haute pression

7/10



Figures 13 et 13a: Vues du moteur avec vilebrequin à 545° après PMH admission cylindre haute pression



Figures 14 et 14a: Vues du moteur avec vilebrequin à 635° après PMH admission cylindre haute pression

8/10

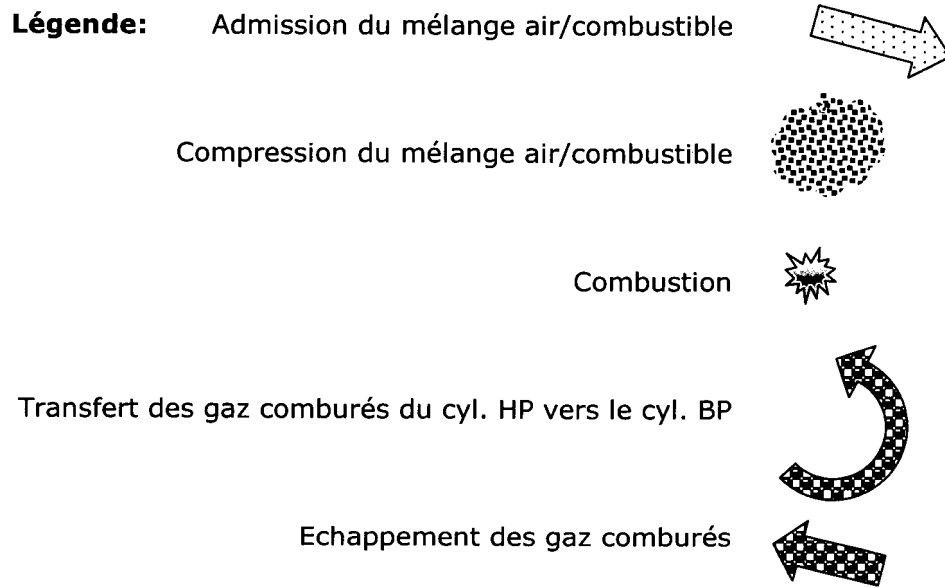


Figure 15: Légende pour la description du fonctionnement du moteur à combustion interne à quatre temps et demi à 2 fois 3 cylindres opposés avec vilebrequin à angle de 90° (Figures 16 à 19).

9/10

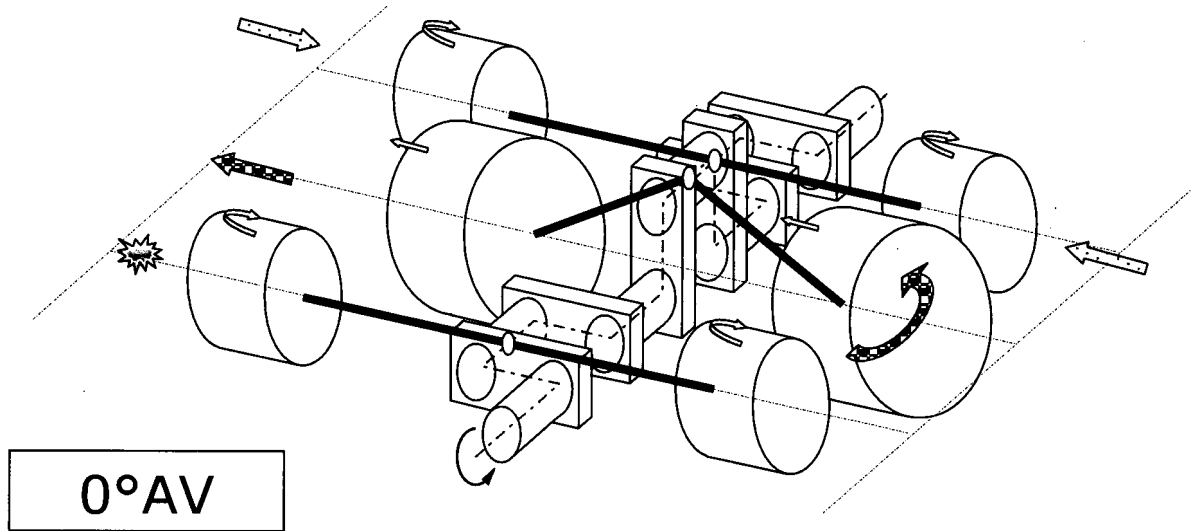


Figure 16: Fonctionnement du moteur à combustion interne à quatre temps et demi à 2 fois 3 cylindres opposés - Position du vilebrequin: **0°AV**

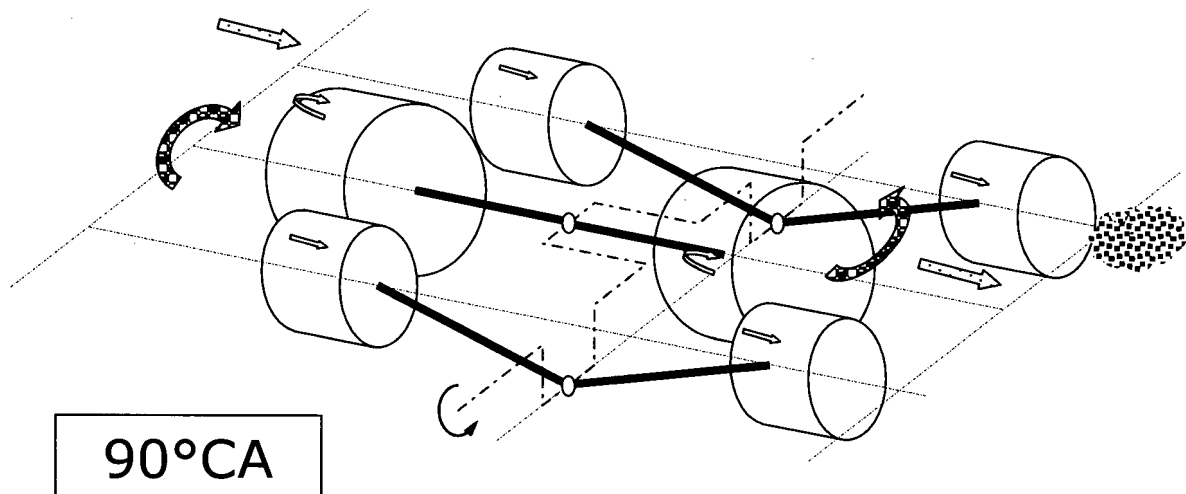


Figure 17: Fonctionnement du moteur à combustion interne à quatre temps et demi à 2 fois 3 cylindres opposés - Position du vilebrequin: **90°AV**

10/10

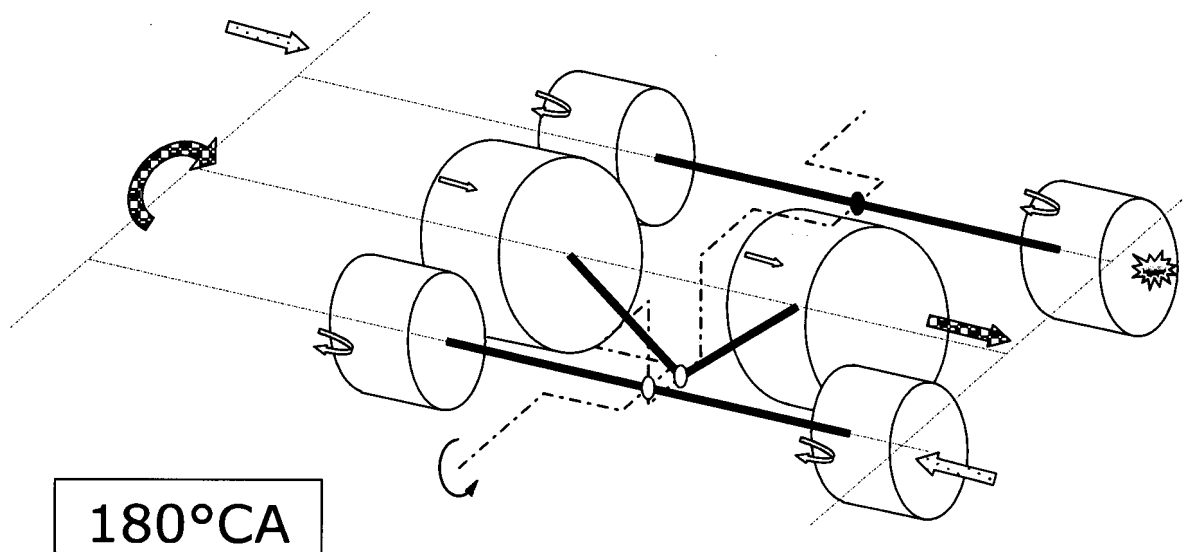


Figure 18: Fonctionnement du moteur à combustion interne à quatre temps et demi à 2 fois 3 cylindres opposés - Position du vilebrequin: **180°AV**

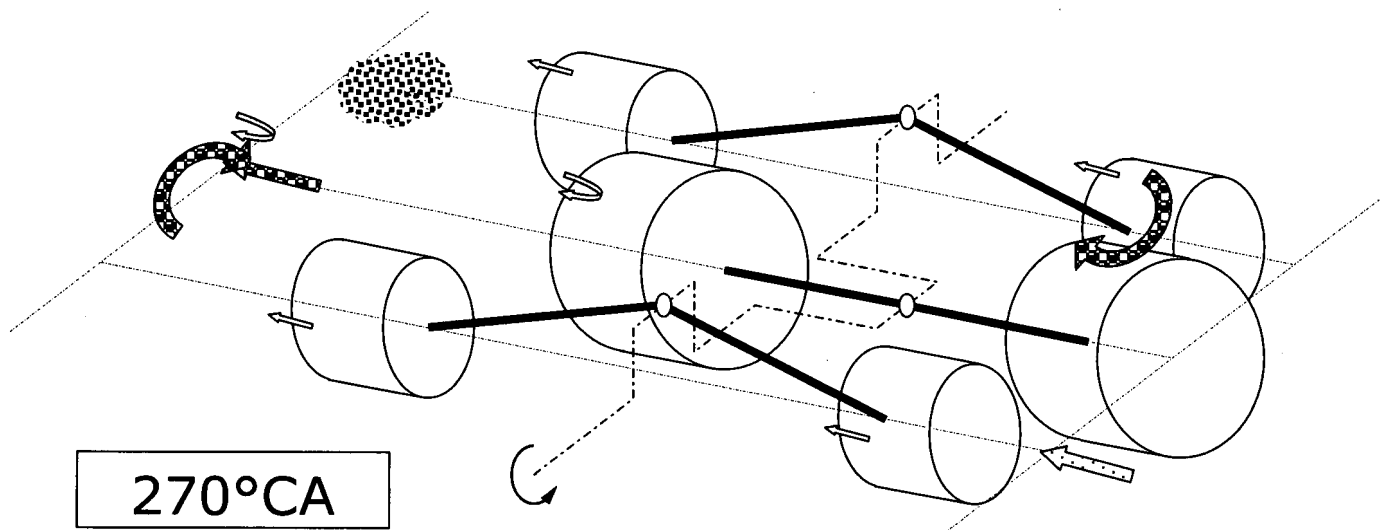


Figure 19: Fonctionnement du moteur à combustion interne à quatre temps et demi à 2 fois 3 cylindres opposés - Position du vilebrequin: **270°AV**

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° .

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 at 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 at 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 at 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.